

Modellieren, Stabilisieren und Manövrieren einachsiger, elektrisch angetriebener Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Matthias Brüning
geboren in Nordhorn

von der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
– Dr.-Ing. –

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Rainer Stark

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jörg Krüger

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dr. hc. mult. Alexander Verl

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 30. Juni 2016

Berlin 2016

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer Institut für Produktionsanlagen und Konstruktionstechnik (IPK) in Berlin. Ich hoffe, entsprechend unserem Leitmotiv, durch die spätere Umsetzung dieser produktnahen Forschung für die Praxis einen Beitrag zur nachhaltigen und lebenswerten Entwicklung unserer Innenstädte leisten zu können.

Vielen Menschen bin ich sehr dankbar.

Meinem Betreuer Prof. Dr.-Ing. Jörg Krüger bin ich sehr dankbar für sein mir entgegengebrachtes Interesse, für die vertrauensvolle Zusammenarbeit und für seine freundliche Unterstützung.

Ich danke außerdem Prof. Dr.-Ing. Dr. hc. mult. Alexander Verl für seine Gutachtertätigkeit und Prof. Dr.-Ing. Rainer Stark für den Vorsitz des Promotionsausschusses.

In besonderer Weise bin ich meinem Abteilungsleiter Werner Schönewolf verbunden – ohne ihn wäre die Realisierung dieser Dissertation keinesfalls möglich gewesen. Durch seine Erfindung des neuen Fahrzeugkonzepts hat er den Grundstein für diese Arbeit gelegt, und ihre Anfertigung wurde erst durch seine wohlwollende und großzügige Unterstützung möglich.

Meinen Kollegen Sascha Linz, Ulf Behrendt und Gottfried Müller sowie dem Team der Werkstatt des Fraunhofer IPK danke ich für die Realisierung des Versuchsträgers.

Auch meinen Kollegen sowie Studenten des Fachgebiets Industrielle Automatisierungstechnik der TU Berlin bin ich sehr dankbar. Das tolle Arbeitsklima und die vielen Gespräche haben mir sehr geholfen. Besonders hervorheben möchte ich Fabian Heinemann und Gregor Thiele für ihre inhaltlichen Beiträge, Axel Vick und Chien-Feng Wu für ihre Unterstützung bei der praktischen Evaluation und Christian Horn für sein Korrektorat.

Meinen Eltern Christa und Manfred Brüning bin ich in sehr dankbar für ihr großes Interesse und ihre Unterstützung während meiner gesamten Ingenieurskarriere.

Und sehr dankbar bin ich meiner Frau Maren Brüning für alles was ich von ihr gelernt habe und für ihre Begleitung in jeder Lebenslage während der Anfertigung dieser Arbeit.

Nun wünsche ich jedem Leser eine interessante Lektüre, mit hoffentlich vielen Anregungen und Lösungen für weiterführende oder themenverwandte Arbeiten!

Berlin, im März 2016

Matthias Brüning

Inhalt

Vorwort	iii
Abbildungen	ix
Tabellen	xiii
Formelzeichen und Abkürzungen	xv
Kurzfassung	xix
1 Hintergrund und Ziele	1
1.1 Motivation	1
1.1.1 Innerstädtische Feinverteilung kleinteiliger Sendungen	1
1.1.2 Innovatives Logistikkonzept	2
1.1.3 Entwicklung der zweiten Generation des „MicroCarrier Urban Vehicle“	4
1.2 Eigenschaften einachsiger Gütertransportfahrzeuge	5
1.3 Forschungsziele	6
1.4 Überblick über methodisches Vorgehen	7
2 Stand der Wissenschaft und Technik	9
2.1 Kinematisches und dynamisches Modellieren	11
2.1.1 Inhalte, Herausforderungen und Ziele der Modellierung	11
2.1.2 Kinematische und dynamische Modellierung des schlittenbasierten inversen Pendels	12
2.1.3 Analyse der kinematischen und dynamischen Eigenschaften einachsiger Fahrzeuge und Roboter	14
2.1.4 Für die Modellierung nicht-holonomer Mehrkörpersysteme geeignete Methoden der theoretischen und experimentellen Modellbildung	17
2.1.5 Modellierungskonzepte und kinematische und dynamische Analysen in bisherigen wissenschaftlichen Veröffentlichungen	19
2.2 Stabilisieren einachsiger Fahrzeuge und Roboter	23
2.2.1 Notwendigkeit der Stabilisierung und grundlegendes Funktionsprinzip	23

2.2.2	Unterschiede der Antriebsregelungen einachsiger Fahrzeuge ohne Nutzlast sowie für Personen- und Gütertransport	27
2.2.3	Bisherige Beispiele stabilisierender Regelungen aus Wissenschaft und Industrie	31
2.3	Handgeführtes Manövrieren	39
2.3.1	Handgeführte Gütertransportmittel: Definition und Klassifikation	39
2.3.2	Analyse und Bewertung der Manövrierbarkeit verschiedener Klassen handgeführter Gütertransportfahrzeuge	40
2.3.3	Gliederung, Analyse und Bewertung von Modalitäten der Mensch-Maschine-Interaktion für das Manövrieren von Mitgänger-Fahrzeugen	44
3	Relevanz und technische Ziele des Lösungskonzepts	49
3.1	Relevanz des Lösungskonzepts	49
3.2	Technische Ziele des Lösungskonzepts	50
3.2.1	Modellieren	50
3.2.2	Stabilisieren	52
3.2.3	Manövrieren	54
4	Lösungskonzept	57
4.1	Kinematisches und dynamisches Modellieren	62
4.1.1	Konzeptentwicklung	62
4.1.2	Kinematisches Modellieren	64
4.1.3	Dynamisches Modellieren	71
4.2	Antriebsregelung für das beladungsadaptive Stabilisieren	78
4.2.1	Konzeptentwicklung	78
4.2.2	Kinematische Adaptierung an den in Relation zum Fahrgestell variabel positionierten Gesamtschwerpunkt	81
4.2.3	Regelung mittels Zustandsrückführung	89
4.2.4	Parameteradaptive Regelung	90
4.3	Antriebsregelung für das handgeführte Manövrieren	94
4.3.1	Konzeptentwicklung	94
4.3.2	Automatische Betriebsmodus-Steuerung	97
4.3.3	Handgeführtes Manövrieren basierend auf der inhärenten Systemdynamik einachsiger Gütertransportfahrzeuge	102
4.3.4	Parameteradaptive Regelung	106
5	Implementierung	109
5.1	Das MicroCarrier Urban Vehicle (MCUV)	109
5.1.1	Entwicklung des Fahrzeugkonzepts	109
5.1.2	Versuchsträger	112
5.2	Implementierung: Simulation	113
5.2.1	Komponenten und Struktur des Simulationsmodells	114

INHALT

5.2.2	Hüllfunktion / Erprobungs-Umgebung („Wrapper“)	115
5.2.3	Modellierung des MicroCarrier-Versuchsträgers, der variablen Nutzlast und der Bediener-Interaktionskräfte	117
5.2.4	Zustandsgrößen-Schätzung mittels Kalman-Filter	118
5.2.5	Antriebsregelung (Stabilisierung und Manövrieren) einschließlich Parameter-Schätzung	119
5.3	Implementierung: Versuchsträger	120
5.3.1	Bedienung und Kommunikation	120
5.3.2	Eigenschaften und Struktur der Software	121
5.3.3	Berechnung der Zustandsgrößen	124
5.3.4	Modellierung des Antriebsstranges	126
5.3.5	Automatische Betriebsmodus-Steuerung	130
6	Ergebnisse	133
6.1	Fahrzeugstabilisierung mit Adaptierung nach Beladungswechsel	135
6.1.1	Zustandsgrößenschätzung und kinematische Adaptierung an veränderte Gesamtschwerpunktposition	135
6.1.2	Adaptierung an veränderte Massenparameter	138
6.2	Handgeführtes Manövrieren	140
6.2.1	Manövrier-Charakteristiken	140
6.2.2	Manöviervershalten bei wechselnder Beladung	143
6.3	Ökonomische Umsetzbarkeit des Lösungskonzepts	144
7	Zusammenfassung und Ausblick	147
7.1	Zusammenfassung	147
7.2	Ausblick	153
A	Lösungskonzept	155
A.1	Kinematisches Modell	155
A.1.1	Translationsvektoren der Referenzpunkte	155
A.2	Dynamisches Modell	156
A.2.1	Räumliche Gleichgewichtsbedingungen	156
A.2.2	Koeffizienten der Zustandsraumdarstellung des Bewegungsfalls „Ebene translatorisch“	157
A.2.3	Koeffizienten der Zustandsraumdarstellung des Bewegungsfalls „Ebene rotatorisch“	158
A.3	Parameteradaptive Algorithmen der stabilisierenden Regelung	158
B	Implementierung	160
B.1	Mechanische und elektrische Parameter des MicroCarrier-Versuchsträgers	160
B.2	Zustandsraumdarstellung des MicroCarrier-Versuchsträgers	161
	Literaturverzeichnis	163

Abbildungen

1.1	Derzeitiges und innovatives Logistikkonzept für die innerstädtische Feinverteilung kleinteiliger Sendungen	2
1.2	Mit der Anwendung des herkömmlichen, auf Großraumtransportern basierenden Logistikkonzepts entstehende Problemsituationen	3
1.3	Methodische Struktur der vorliegenden Arbeit	8
2.1	Verwertungszusammenhang der drei mit den technischen Teil-Forschungsfragen beziehungsweise den Schwerpunkten des Konzeptteils der Arbeit korrespondierenden Abschnitten des Standes der Wissenschaft und Technik	9
2.2	Kinematische und dynamische Größen des inversen Pendels (Notation entsprechend DIN 70000)	13
2.3	Topologisches Grundprinzip einachsiger Fahrzeuge	15
2.4	Mechanische Prinzipien zur Regulierung des gemeinsamen Schwerpunkt-nickwinkels von Fahrgestell und Beladung (θ_{sFL})	17
2.5	Varianten der Modellbildung (nach [Ise06])	18
2.6	Überfahren einer Stufe mit einem einachsigen Fahrzeug (nach [Rix89])	21
2.7	Einachsiges Fahrzeug quer und längs auf konstanter Steigung	21
2.8	Analogie zu verschiedenen Gleichgewichts-Zuständen (nach [GHS06])	23
2.9	Unterschiedliche Kennzeichen verschiedener Klassen einachsiger Fahrzeuge	27
2.10	Bisherige Beispiele einachsiger Fahrzeuge beziehungsweise Roboter ohne Nutzlast	32
2.11	Bisherige Beispiele einachsiger Personentransportfahrzeuge	35
2.12	Bisherige Beispiele einachsiger Fahrzeuge mit veränderlicher Position des gemeinsamen Schwerpunkts von Fahrgestell und Zusatz-Massen relativ zum Fahrgestell	38
2.13	Handgeführte Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge	40

2.14	Klassifikation (Taxonomie) der Kanäle und Methoden zur Übermittlung der Manövrierbefehle (Stellgrößen) vom mitgehenden Bediener zum einachsigen Mitgänger-Gütertransportfahrzeug	45
2.15	Regelkreis bestehend aus Bediener und Mitgänger-Gütertransportfahrzeug, verbunden über einen oder mehrere sensorische Kanäle zur Übertragung von Stellgröße und Feedback	47
3.1	Die Zielsetzung als Bindeglied zwischen Lösungskonzept und Stand der Wissenschaft und Technik	51
4.1	Übereinstimmende Struktur der drei Konzept-Unterkapitel und ihre inhaltliche Verknüpfung	58
4.2	Methoden, Struktur und Ziel des Lösungskonzepts	59
4.3	Konzeptentwicklung Modellieren: Ziele der ersten Teil-Forschungsfrage, technische Aufgaben, Lösungskonzept	63
4.4	Prozessschritte des Entwurfs von Fahrzeugmodellen mittels theoretischer Modellbildung (nach [Ise06])	63
4.5	Fahrzeugfeste Koordinatensysteme und Winkel des einachsigen Gütertransportfahrzeugs (basierend auf Notation entsprechend DIN 70000)	65
4.6	Geometrische Struktur des einachsigen Gütertransportfahrzeugs, geometrische Größen (kinematische Parameter), Referenzpunkte und Translationsvektoren (exemplarisch)	67
4.7	Kinematik des Überfahrens von Stufen	69
4.8	Modell der veränderlichen Nutzlast einschließlich kinematischer Parameter (Fahrzeug nicht in quasi-stabiler Orientierung)	70
4.9	Extern angreifende Kräfte sowie Schnittkräfte und -momente zwischen den drei freigeschnittenen Körpern des einachsigen Fahrzeugs	73
4.10	Berechnung der Antriebsmomente aus den entkoppelten Stellgrößen	76
4.11	Konzeptentwicklung Stabilisieren: Ziele der zweiten Teil-Forschungsfrage, technische Aufgaben, Lösungskonzept	78
4.12	Veränderung der Position des Gesamtschwerpunkts s_{FL} relativ zum Fahrgestell durch Beladen (zwecks Anschaulichkeit Fahrzeug hier nicht in quasi-stabiler Orientierung)	79
4.13	Prozessschritte der kinematischen Adaptierung nach Beladungsänderung (rotatorische Regulierung)	82

ABBILDUNGEN

4.14	Qualitativer Verlauf der Nickwinkel von Schwerpunkten und Fahrgestell sowie zeitlicher Ableitungen während der kinematischen Adaptierung nach Beladungsänderung	86
4.15	Korrelation von Gewicht der Ladung m_L [kg] und Modellparametern des MicroCarrier-Versuchsträgers	91
4.16	Zustandsregelung als Parallelschaltung von drei PD-Reglern	93
4.17	Konzeptentwicklung Manövrieren: Ziele der dritten Teil-Forschungsfrage, technische Aufgaben, Lösungskonzept	95
4.18	Prozessschritte der automatischen Betriebsmodus-Steuerung (Prinzipschema)	100
4.19	Am Fahrzeug extern angreifende Bediener-Interaktionskräfte	104
4.20	Struktur der parameteradaptiven Manövrier-Regelung inklusive Betriebsmodus-Steuerung (ohne Darstellung von Nutzlaständerung, Kompensation dissipativer Einflüsse und Kalkulation des PWM-Signals) . .	107
5.1	Feldversuch mit „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV) der ersten Generation	110
5.2	Design-Mockup und Versuchsträger der zweiten Generation des „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV)	111
5.3	Anwendungsmodi der zweiten Generation des „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV)	112
5.4	Hardware-Komponenten des Versuchsträgers	113
5.5	Struktur von Steuerungs- und Leistungselektronik, Sensorik und Aktorik .	114
5.6	Ein- und Ausgangsgrößen, Funktionsmodule und Wirkbeziehungen des Simulationsmodells	115
5.7	Simulink-Modell: Zustandsraumdarstellung von Fahrzeug, Nutzlast und Bediener-Interaktionskräften mit Neuberechnung kinematischer und dynamischer Parameter (Systemmatrizen) als Resultat von Nutzlaständerung	119
5.8	Programmablaufplan der implementierten Antriebsregelung	123
5.9	Berechnung der Zustandsgrößen auf Basis der Sensor-Messwerte des MicroCarrier-Versuchsträgers	124
5.10	Mittels Gyroskop ermittelte Fahrgestellnickwinkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}_F$. . .	125
5.11	Kompensation dissipativer Einflüsse und Kalkulation des PWM-Signals außerhalb des Reglers	128

5.12	Reibung von Motoren, Getrieben und Rad-Boden-Kontakten: Experimentelle Identifikation und darauf basierendes Reibmodell von rechtem und linkem Antrieb	129
5.13	Experimentelle Verifikation von PWM-Kalkulation und Reibmoment-Kompensation	129
5.14	Kraftmesseinrichtung für die Detektion der Beladungsänderung: Signalaufbereitung und Detektion Beladungsänderung	131
6.1	Simulations-Experiment: Schätzung des Gesamtschwerpunktnickwinkels und kinematische Adaptierung nach Beladungsänderung (Sprung des Gesamtschwerpunktnickwinkels)	136
6.2	Real-Experiment: Kinematische Adaptierung nach Sprung des Gesamtschwerpunktnickwinkels von Fahrzeug und Beladung aufgrund von Beladungsänderung (Entladen des Fahrzeugs)	137
6.3	Simulations-Experiment: Stabilisierung des Gesamtschwerpunktnickwinkels während sukzessiver Erhöhung der Nutzlast	139
6.4	Am Versuchsfahrzeug für die Evaluation des Manövrierverhaltens montierter Kraftsensor	141
6.5	Real-Experiment: Handgeführtes Manövrieren – translatorische Fahrzeugbewegung	142
6.6	Real-Experiment: Handgeführtes Manövrieren – rotatorische Fahrzeugbewegung	142
6.7	Simulations-Experiment: Manövrierverhalten bei verschiedenen Beladungssituationen – unbeladenes sowie mit Nutzlast (50 kg) beladenes Fahrzeug, parameteradaptiver und fester Manövrier-Regler	144

Tabellen

2.1	Stabilisierende Regelung einachsiger Fahrzeuge für den Personen- und Gütertransport: unterschiedliche Ziele und Herausforderungen	30
2.2	Klassifikation bisher verfügbarer handgeführter Gütertransportmittel	39
2.3	Bewertung der Manövrierbarkeit verschiedener Klassen handgeführter Gütertransportmittel	41
2.4	Bewertung verschiedener Modalitäten der Mensch-Maschine-Interaktion für das Manövrieren einachsiger Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge	46
4.1	Bewertung der Eignung verschiedener Methoden zur Regelung des Nickwinkels ohne dessen unmittelbare Messbarkeit	85
5.1	Sensoren des Versuchsträgers	113
B.1	Mechanische (kinematische und dynamische) Parameter des MicroCarrier-Versuchsträgers	160
B.2	Elektrische Parameter des MicroCarrier-Versuchsträgers (*: bezogen auf den Getriebe-Abtrieb)	161

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

Skalare

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
f	N	Kraft
τ	Nm	Moment
k_T	Nm/A	Aktorkonstante bzw. Drehmomentkonstante
R	$\Omega = V/A$	Widerstand
u	V	Spannung
i	A	Strom
PWM	%	Takt-Pause-Verhältnis (Duty-Cycle) eines pulswertenmodulierten Signals
t	s	Zeit, Dauer
g_k	m/s ²	Gravitationskonstante
θ	rad	Nickwinkel (Winkel um Querachse)
ϕ	rad	Wankwinkel bzw. Roll-Winkel (Winkel um Längsachse)
ψ	rad	Gierwinkel (Winkel um Hochachse)
ρ	kg/m ³	Dichte
a	m	Länge / Kantenlänge
r	m	Radius
w	m	Weite

Vektoren und Matrizen

Vektorielle Größen werden durch fette Kleinbuchstaben, matrizielle Größen durch fette Großbuchstaben gekennzeichnet.

Formelzeichen	Beschreibung
\mathbf{u}	Vektor der System-Eingangsgrößen im Zustandsraum
\mathbf{y}	Vektor der System-Ausgangsgrößen im Zustandsraum
\mathbf{x}	Vektor der System-Zustandsgrößen im Zustandsraum

A	Systemmatrix im Zustandsraum
B	Eingangsmatrix im Zustandsraum
C	Ausgangsmatrix im Zustandsraum
D	Durchgangsmatrix im Zustandsraum
f	Kraft-Vektor
τ	Momenten-Vektor
I	Inertialmatrix
r	Translationsvektor
p	homogener Positionsvektor

Indizierung

Formelzeichen	Beschreibung
$()_R$	Rad, allgemein, ohne Differenzierung zwischen rechtem und linkem Rad
$()_{Rr}$	Rad rechts
$()_{Rl}$	Rad links
$()_A$	Achse
$()_S$	Straße / Untergrund / Boden
$()_B$	Bediener / Fahrzeugführer / Fahrer
$()_F$	Fahrgestell / Rahmen / Chassis
$()_L$	Ladung / Beladung / Nutzlast
$()_{FL}$	Summe Fahrgestell und Ladung
$()_{si}$	Schwerpunkt von Komponente i
$()_{sF}$	Schwerpunkt des Fahrgestells
$()_{sFL}$	Schwerpunkt des beladenen Fahrzeugs (gemeinsamer Schwerpunkt von Fahrgestell und Ladung)
$()_{Pi}$	Referenzpunkt i
$()_{tra}$	translatorisches Subsystem
$()_{rot}$	rotatorisches Subsystem
$()_{akt}$	Aktor
$()_{ind}$	induziert
$()_n$	Zyklus
$()_s$	Schrittweite
$()_{min}$	Minimalwert
$()_{max}$	Maximalwert
$()_{soll}$	Soll-Wert
$()_{ist}$	Ist-Wert
$()_{reibCF}$	Coulombsche Festkörperreibung
$()_{reibCB}$	Coulombsche Bewegungsreibung

$()_{reibV}$	Viskose Reibung
$()_{gyro}$	Signal des Gyroskops
$()_{acc}$	Signal des Beschleunigungssensors
$()_W$	Signal der Waage
$(\dot{})$	erste Ableitung nach der Zeit
$(\ddot{})$	zweite Ableitung nach der Zeit
$(\hat{})$	geschätzte Größe
${}_i()$	Größe definiert im Bezugs-Koordinatensystem i
${}_i e_j$	Einheitsvektor in Richtung der Koordinate j im Koordinatensystem i
${}^{ij}R$	Rotationsmatrix von Koordinatensystem i nach Koordinatensystem j
${}^{ij}T$	Translationsmatrix von Koordinatensystem i nach Koordinatensystem j

Weitere formale Festlegungen

Kräfte und Momente beschreibende Vektoren sowie Translationsvektoren, die von einem Körper beziehungsweise Referenzpunkt zu einem anderen weisen, sind mit beiden Punkten im Index bezeichnet, wobei der Vektor vom erstgenannten zum zweitgenannten Punkt beziehungsweise Körper weist. So bezeichnen beispielsweise

$${}^0r_{P_i,P_j} = {}^0r_{P_j} - {}^0r_{P_i} \quad (1)$$

einen vom Punkt P_i zum Punkt P_j weisenden Translationsvektor, und beispielsweise

$${}^0f_{Rr,F} = \begin{bmatrix} {}^0f_{Rr,F,x} \\ {}^0f_{Rr,F,y} \\ {}^0f_{Rr,F,z} \end{bmatrix} \quad (2)$$

die vom rechten Rad aus in das Fahrgestell wirkende Schnittkräfte.

Die als positiv angenommene Richtung der Kräfte und Drehmomente entspricht im Sinne einer einheitlichen und möglichst fehlerunanfälligen Darstellung der folgenden Konvention: Alle Kräfte werden unabhängig von der tatsächlich wirkenden Kraft in ihrer jeweiligen Koordinatenrichtung positiv angenommen und somit in Abbildungen in Form eines in Koordinatenrichtung zeigenden Pfeils dargestellt. Kräfte, die entgegengesetzt der Koordinatenrichtung wirken, erhalten demnach in entsprechenden Formeln ein negatives Vorzeichen. Folglich gilt bei Schnittgrößen

$${}^0f_{i,j} = -{}^0f_{j,i} \quad (3)$$

Ebensolches gilt für Winkel und Momente, diese werden einheitlich im mathematischen Drehsinn positiv angenommen und dargestellt. Diese Konvention ist insbesondere sinn-

voll, da abgesehen von Gravitationskräften alle Kräfte und Momente während der Bewegung des Fahrzeugs verschiedene Wirkrichtungen annehmen können, abhängig von den Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der einzelnen Körper.

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
KEP	Kurier, Express und Paket
MCUV	MicroCarrier Urban Vehicle

Kurzfassung

Hinsichtlich Flächenbedarf, Wendigkeit und intuitiver Manövrierbarkeit sind einachsige, durch Mitgänger geführte Gütertransportfahrzeuge mehrachsigen Fahrzeugen prinzipiell überlegen. Daher haben sie in vielen Bereichen des Gütertransports weite Verbreitung gefunden. Für den Transport hoher Lasten über mehrere Kilometer lange Strecken sind sie jedoch bisher ungeeignet, da der mitgehende Bediener Kraft für Stabilisierung und Vortrieb aufbringen muss.

Diese Einschränkung beseitigt die in dieser Arbeit betrachtete neue *Fahrzeugklasse der einachsigen, aktiv angetriebenen und sich autark stabilisierenden Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge*. Diese neue Transportmittelgattung ist intuitiv manövrierbar wie eine herkömmliche Stechkarre und ermöglicht ohne hohen Kraftaufwand des Bedieners den lokal emissionsfreien Transport hoher Lasten mit äußerst geringem Flächenbedarf und unübertroffener Wendigkeit sowohl im Straßenverkehr als auch in Gebäuden.

Die primäre Anwendung des Forschungsvorhabens ist die Feinverteilung von Paketsendungen innerhalb eines innovativen Logistikkonzepts. Hierdurch kann eine Vielzahl verkehrlicher, ökonomischer und ökologischer Probleme in einem stetig wachsenden Geschäftsfeld reduziert beziehungsweise eliminiert werden.

Die Verwendung für den Gütertransport stellt jedoch im Vergleich zu einachsigen Fahrzeugen ohne Nutzlast oder für den Personentransport vollkommen andere und deutlich komplexere Anforderungen an die Antriebsregelung.

Zur Realisierung der geforderten Funktionalitäten wird in dieser Arbeit zunächst ein Konzept zur Modellierung der neuen Fahrzeuggattung vorgestellt. Basierend darauf werden Regelungskonzepte für die automatische Stabilisierung und das handgeführte Manövrieren entwickelt. Das derart geregelte Fahrzeug adaptiert sich nach jedem Beladungswechsel vollautomatisch ohne Erforderlichkeit der Unterstützung durch den Bediener an die veränderten kinematischen und dynamischen Bedingungen. Dabei basiert die Adaptierung auf der Schätzung der veränderten Zustände und Parameter. Die Manövrierregelung ermöglicht auch bei hoher Nutzlast die präzise Vorgabe von translatorischer und rotatorischer Fahrgeschwindigkeit basierend auf sehr geringen, durch den mitgehenden Bediener auf das Fahrgestell aufgebrauchten Interaktionskräften. Hierbei sind verschiedene, beladungsunabhängige Manövrier-Charakteristiken einstellbar.

Modellierung sowie Schätz- und Regelungsalgorithmen wurden simulativ und praktisch implementiert und evaluiert. Die Versuchsergebnisse bestätigen die Funktionalität des in dieser Arbeit vorgestellten Lösungskonzepts.

Relevanz und Innovation dieses Forschungsvorhabens wurden bestätigt durch die Auszeichnung des Autors der vorliegenden Arbeit – stellvertretend für das gesamte Entwicklungsteam – als „German High Tech Champion in Urban Distribution 2014“ durch das Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF).

1 Hintergrund und Ziele

1.1 Motivation

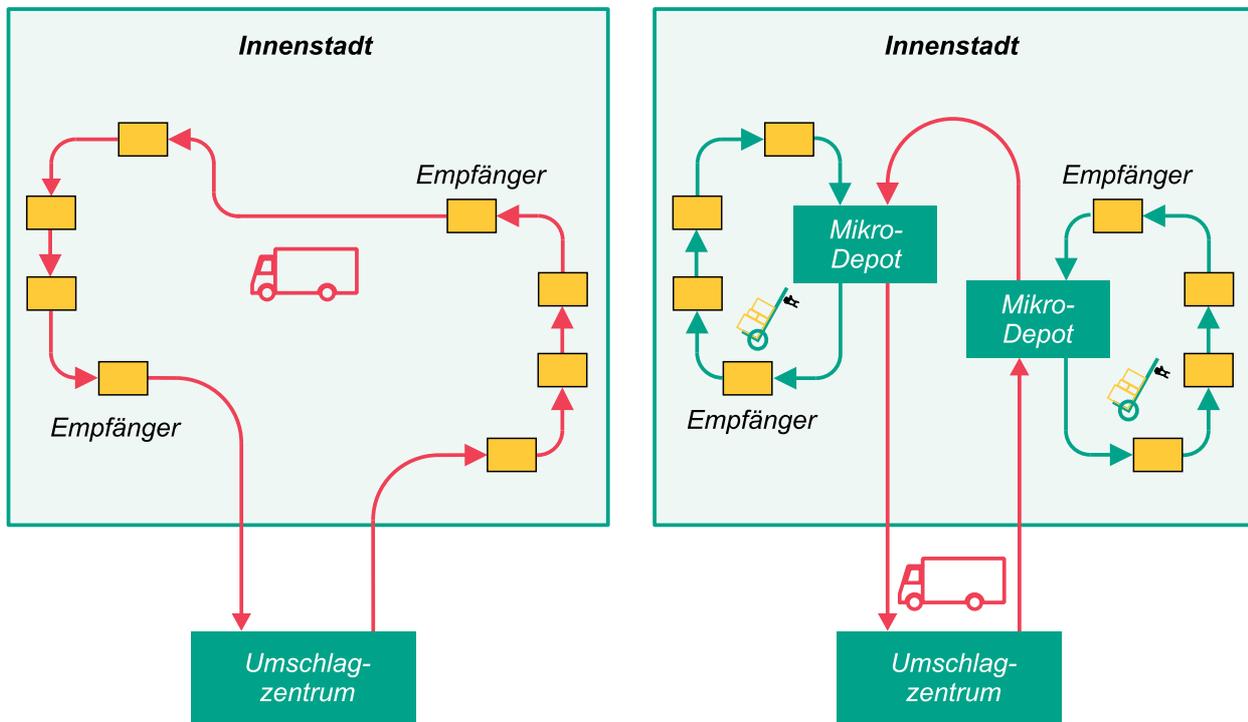
1.1.1 Innerstädtische Feinverteilung kleinteiliger Sendungen

Der Transporter eines Paketdienstleisters parkt auf der Fahrbahn. Es bildet sich ein Rückstau zahlreicher Fahrzeuge. Störende Wartezeiten entstehen. Diese Szene ist mittlerweile vielen Verkehrsteilnehmern bekannt. Durch die Feinverteilung kleinteiliger Sendungen in urbanen Räumen entstehen zudem weitere Problemsituationen (Abbildung 1.2). Diese betreffen die Umwelt, Verkehrsteilnehmer, Kommunen und die Kurier-, Express- und Paket-Dienstleister (KEP-Dienstleister) selbst. Vermehrte Emissionen entstehen, neben dem Schadstoffausstoß der Transporter selbst, in Folge der zusätzlichen Beschleunigungsarbeit passierender Fahrzeuge. Effizienzmindernde Nachteile resultieren aus manuellen Handhabungsprozessen: Vor dem Transport in die Innenstadt werden die Paketsendungen im Umschlagzentrum einzeln händisch – und damit zeit- und kostenintensiv – durch die Zusteller in die Transporter verladen. Zahlreiche Sendungen werden zudem vor der Zustellung wiederum einzeln händisch auf Stechkarren (Sackkarren) umgeladen. Eine weitere Effizienzminderung entsteht durch verminderte Flexibilität hinsichtlich der Tourenplanung aufgrund von zeitlichen Zugangsbeschränkungen in Fußgängerzonen.

Diese negativen Beeinflussungen von Verkehrsfluss, Luftqualität, Lärmpegel und Effizienz der Zustellung sind in erster Linie begründet in der Verwendung dieselbetriebener, großvolumiger Transporter für die innerstädtische Feinverteilung. Im derzeit etablierten Logistikkonzept (Abbildung 1.1 (a)) dienen diese Transporter als „rollende Lager“ und befinden sich zu einem großen Teil der Zeit parkend innerhalb der dicht besiedelten Innenstadt. Dabei macht die Verkehrssituation die Zustellung mit vertretbarem Zeitaufwand oftmals nur durch Parken in zweiter Reihe auf der Fahrbahn möglich.

Durch den Handel über das Internet hat sich die Sendungsstruktur des Warenflusses vom Hersteller zum Kunden grundlegend verändert: Ein beträchtlicher Anteil der Konsumgüter wird mittlerweile nicht mehr innerhalb einer umfangreichen Lieferung in den Einzelhandel und von dort durch die Kunden nach Hause transportiert. Stattdessen erhalten die Kunden ihre Waren in Form einer Vielzahl separater, kleinteiliger Sendungen direkt zuhause. Das Sendungsvolumen der KEP-Dienstleister hat seit 2000 um über 50 % zugenommen [EK13]. Der Bestand dieses Trends wird prognostiziert [EK14]. Daher besteht

ein zunehmender Bedarf an der Etablierung innovativer Logistikkonzepte, um die verkehrlichen, ökologischen und ökonomischen Herausforderungen zu adressieren.



(a) Derzeitiges Logistikkonzept: Verwendung großvolumiger Transporter für die Feinverteilung

(b) Innovatives Logistikkonzept: Verwendung elektrischer Kleinfahrzeuge für die Feinverteilung

Abbildung 1.1: Derzeitiges und innovatives Logistikkonzept für die innerstädtische Feinverteilung kleinteiliger Sendungen

1.1.2 Innovatives Logistikkonzept

Die Elektromobilität eröffnet jetzt vollkommen neue Spielräume für die Gestaltung fortschrittlicher, für spezielle Anwendungsfälle optimierter Fahrzeugkonzepte. Die Verwendung neuer Fahrzeuggattungen für die innerstädtische Feinverteilung liefert den Grundstein für die Entwicklung und Etablierung innovativer Logistikkonzepte. Primäres Ziel hierbei ist die Eliminierung der Nachteile, die aus der Verwendung der großvolumigen, dieselbetriebenen Transporter resultieren.

Mit diesem Fokus wurden 2007 in Zusammenarbeit von KEP-Dienstleistern, Stadtverwaltungen, Fahrzeugherstellern und Forschungseinrichtungen die Defizite des bestehenden, auf Großraumtransportern basierenden Logistikkonzepts identifiziert. Ausgehend von dieser Analyse wurde ein neuartiges Konzept entwickelt (Abbildung 1.1 (b)) [Sch07]. Die Sendungen werden in diesem innovativen Logistikkonzept im Umschlagzentrum direkt am Förderband in transportable Container verladen. Die beladenen Container werden unter Verwendung eines großvolumigen Transporters zur Zwischenlagerung in direkt

1.1 MOTIVATION



(a) Eingeschränkte Flexibilität durch Zugangsbeschränkungen



(b) Gefahrensituation durch Blockierung der Fahrbahn in einer Kurve



(c) Verkehrsbeeinträchtigung durch Parken auf Radweg



(d) Verkehrsbeeinträchtigung durch Parken auf der Fahrbahn



(e) Effizienzmindern durch manuelles Umladen auf handgeführtes Transportmittel



(f) Gefahrensituation durch Parken in zweiter Reihe

Abbildung 1.2: Mit der Anwendung des herkömmlichen, auf Großraumtransportern basierenden Logistikkonzepts entstehende Problemsituationen

in den innerstädtischen Zustellgebieten lokalisierte Mikro-Depots geliefert. Konzept und Erprobung eines derartigen Mikro-Depots beschreibt [Sch13, BAS14]. Hierdurch befinden sich die großvolumigen Transporter nur für einen stark reduzierten Zeitraum und mit sehr kurzer Parkdauer im urbanen Raum. Die eigentliche Feinverteilung der Sendungen

wird ausgehend von den Mikro-Depots sternförmig mittels kleiner, elektromobiler Fahrzeuge vorgenommen.

Dieses Logistikkonzept wurde 2007 mit Verwendung eines für die Feinverteilung neu entwickelten Fahrzeugsystems in einem von DHL durchgeführten Feldversuch in Hannover getestet und positiv evaluiert [Sch07]. Entwickelt und eingesetzt wurde die erste Generation des „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV), einem Verbundfahrzeug mit schmaler Spurweite, welches aus einem elektrisch betriebenen Zugfahrzeug und mehreren passiven, mechanisch angekoppelten, mit Containern beladenen Transporteinheiten besteht. Durch das Zusammenwirken aller an der späteren Herstellung, Zulassung und Verwendung des Fahrzeugs beteiligten Partner wurde eine anwendungsspezifische und umsetzbare Lösung entwickelt.

Es entfallen durch die Anwendung dieses neuen Logistikkonzepts während der Feinverteilung jegliche lokale Emissionen, sowie mit Betrieb der elektrischen Kleinfahrzeuge auf Gehwegen die Beeinträchtigung des fließenden Verkehrs durch Parken in zweiter Reihe. Ebenfalls kann durch Entfallen der zeitlichen Zugangsbeschränkungen in vielen Fußgängerzonen die Flexibilität und damit die Effizienz der Zustellung erhöht werden.

Aufgrund des steigenden Drucks auf die KEP-Dienstleister und der positiven Erfahrungen mit dem Betreiben neuer, auf dem Einsatz kleiner Fahrzeuge basierender Logistikkonzepte besteht ein zunehmend wachsender Bedarf an geeigneten Fahrzeugen für diese Art der Feinverteilung. So wird beispielsweise in Hamburg seit 2012 vom KEP-Dienstleister UPS ein Modellprojekt betrieben, in dem Sendungen ebenfalls ausgehend von einem innerstädtisch lokalisierten Mikro-Depot, jedoch per Lastenrad oder zu Fuß verteilt werden. Den Erfolg des Modellprojekts bestätigte 2015 dessen Erweiterung auf vier innerstädtische Mikro-Depots [Beh15, Jon15].

1.1.3 Entwicklung der zweiten Generation des „MicroCarrier Urban Vehicle“

Basierend auf den innerhalb des DHL-Feldversuchs gewonnenen Erfahrungen wurde ab 2009 die zweite Generation der MicroCarrier-Transporteinheiten entwickelt. Diese einachsigen Gütertransportfahrzeuge sind im Gegensatz zur ersten Generation mit elektrischen Antriebssystemen ausgestattet¹. Hierdurch entsteht die Möglichkeit, diese Fahrzeuge zusätzlich zum Verbundbetrieb auch mit hoher Nutzlast im Einzelbetrieb, manövriert durch einen mitgehenden Bediener, zu betreiben: Durch die Kombination einer Stechkarre mit geeignet geregelten elektrischen Antrieben entsteht eine neue Gütertransportmittel-Gattung, die für platzsparenden und wendigen Transport hoher Lasten über mehrere Kilometer lange Strecken sowohl im Freien als auch in Gebäuden geeignet ist.

¹Entwicklung und Konzept der ersten und zweiten Generation des MCVU werden ausführlich in Abschnitt 5.1 beschrieben.

1.2 EIGENSCHAFTEN EINACHSIGER GÜTERTRANSPORTFAHRZEUGE

Zusätzlich zu den Vorteilen des im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen innovativen Logistikkonzepts entfällt durch Verwendung der MicroCarrier der zweiten Generation das zeitintensive manuelle Umladen einzelner Sendungen direkt vor der Zustellung, da die Fahrzeuge vom mitgehenden Bediener geführt innerhalb von Gebäuden verwendet werden können. Damit werden alle eingangs beschriebenen Problemsituationen des derzeitigen Logistikkonzepts behoben.

Die Realisierung einer Antriebsregelung mit den erforderlichen Fähigkeiten für einen intuitiven und unkomplizierten, den mitgehenden Bediener körperlich gering belastenden, sicheren und ökonomischen Einsatz dieser neuen Fahrzeuggattung ist das Ziel der vorliegenden Arbeit.

1.2 Eigenschaften einachsiger Gütertransportfahrzeuge und Anforderungen aus Anwendersicht

Unübertroffener Vorteil einachsiger Fahrzeuge ist ihre Wendigkeit. Sie ermöglichen das Rotieren auf der Stelle, beziehungsweise rotatorische Bewegung ohne Erforderlichkeit translatorischer Bewegung. Im Gegensatz zu mehrachsigen Fahrzeugen bieten einachsige handgeführte Transportmittel die einfachste, intuitivste Manövrierfähigkeit – auch ungeübte Benutzer manövrieren eine Stechkarre mühelos durch enge Räumlichkeiten, was im Gegensatz dazu den meisten ungeübten Bedienern beispielsweise mit einem Hubwagen nicht möglich ist. Vorteile der einachsigen Gütertransportmittel sind zudem ihr geringer Flächenbedarf sowohl während des Betriebs als auch während der Lagerung, das niedrige Eigengewicht sowie die prinzipielle Möglichkeit, Hindernisse wie Schwellen, Absätze und Stufen zu überwinden.

Aufgrund dieser Vorteile sind einachsige Gütertransportfahrzeuge bereits in vielen Anwendungsbereichen etabliert. So ist beispielsweise quasi jeder von KEP-Dienstleistern oder Getränkelieferanten eingesetzte Transporter mit einer Stechkarre für den Transport der Waren vor und innerhalb von Gebäuden ausgestattet.

Gemeinsamer Nachteil der bisher verfügbaren passiven einachsigen Gütertransportmittel ist jedoch die aus dem statisch unterbestimmten (instabilen) System resultierende Notwendigkeit der *Stabilisierung von Fahrzeug und Beladung durch den Bediener*, und das ebenfalls erforderliche Aufbringen von Kraft für den *Vortrieb durch den Bediener*. Beide Kraftaufwände nehmen mit steigender Masse von Transportmittel und Beladung zu, wodurch bei hoher Nutzlast ein hoher körperlicher Einsatz resultiert und damit – auch aus Sicherheitsgründen – die Höhe der Nutzlast begrenzt ist.

1.3 Forschungsziele

Zielsetzung der Arbeit ist die Verbindung des Vorteils mehrachsiger Mitgänger-Fahrzeuge (kein Kraftaufwand für Stabilisierung erforderlich), elektrisch angetriebener Fahrzeuge (kein Kraftaufwand für Vortrieb erforderlich) und einachsiger Mitgänger-Fahrzeuge (hohe Wendigkeit, intuitives Manövrieren). Hierzu muss ein einachsiges Mitgänger-Gütertransportfahrzeug die folgenden zwei Funktionalitäten aufweisen:

1. Eigenständiges Stabilisieren (Balancieren) des einachsigen Fahrzeugs ohne Erforderlichkeit der Unterstützung durch den Bediener und mit Beibehaltung der Stabilität bei Beladungsänderung²,
2. Manövrieren des Fahrzeugs ohne Erforderlichkeit des Aufbringens hoher Bediener-Interaktionskräfte auch bei hohem Beladungsgewicht, jedoch intuitiv entsprechend dem Manövrieren einer herkömmlichen Stechkarre, das heißt, ohne die Notwendigkeit der Bedienung von Reglern oder Stellhebeln zur expliziten Vorgabe von translatorischer und rotatorischer Geschwindigkeit.

Eine derartige Fahrzeuggattung (*einachsiges, elektrisch angetriebenes Gütertransportfahrzeug, welches sich automatisch und beladungsadaptiv stabilisiert und sich intuitiv ohne Notwendigkeit der Bedienung von Stalleinrichtungen und ohne hohe Interaktionskräfte durch einen Mitgänger manövrieren lässt*) existiert bisher entsprechend den Recherchen des Autors noch nicht. Aus der Zielsetzung, ein für das von hohem Kostendruck geprägte primäre Einsatzgebiet (KEP-Branche) marktfähiges Fahrzeug zu entwickeln, resultiert eine dritte Anforderung:

3. Umsetzbarkeit des Lösungskonzepts mit möglichst geringem technischen Aufwand, insbesondere möglichst geringem sensorischen Aufwand, um die Herstellungskosten des Fahrzeugs marktgerecht gestalten zu können.

Diese neue Fahrzeuggattung verbindet zudem in optimaler Weise die Stärken und Schwächen von Robotern (hohe Kraft, jedoch geringe Intelligenz) mit denen des Menschen (möglichst geringer Kraftaufwand erstrebenswert, jedoch hohe Intelligenz).

Die Forschungsfrage dieser Arbeit lautet resultierend:

Wie können die elektrischen Antriebe einachsiger Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge mit möglichst geringem ökonomischen Aufwand dementsprechend geregelt werden, dass der Benutzer von Kraftaufwand für das Stabilisieren entlastet wird, und gleichzeitig ein intuitives Manövrieren ohne hohen Kraftaufwand und ohne Erforderlichkeit des Bedienens von Stalleinrichtungen zur Vorgabe von Geschwindigkeit und Lenkwinkel, entsprechend dem intuitiven Manövrieren einer herkömmlichen Stechkarre, ermöglicht wird?

²Diese Funktionalität (Balancieren einachsiger, variabel beladbarer Gütertransportfahrzeuge) unterscheidet sich grundlegend von der Funktionalität der Antriebsregelung einachsiger Fahrzeuge für den Personentransport. Die technischen Details hierzu werden in Abschnitt 2.2.2 erläutert.

1.4 ÜBERBLICK ÜBER METHODISCHES VORGEHEN

Diese *anwendungsspezifische und ökonomische Anforderungen* definierende Forschungsfrage wird in Abschnitt 3.2 basierend auf der Recherche zum Stand der Wissenschaft und Technik in drei *technische* Teil-Forschungsfragen überführt.

Obgleich sich die Forschungsinhalte dieser Arbeit primär auf das Fahrzeugsystem „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV) und sein vorgesehene Einsatzfeld, die Feinverteilung kleinteiliger Güter in urbanen Gebieten, beziehen, wurden generell jegliche Inhalte der Arbeit generisch in Bezug auf die *Fahrzeugklasse der einachsigen, elektrisch angetriebenen, handgeführten Gütertransportfahrzeuge* gestaltet. Daher kann und soll diese Arbeit als Basis für weiterführende Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten zur Realisierung verschiedenartig ausgestalteter Fahrzeuge und Fahrzeugfunktionalitäten auch für weitere Anwendungsgebiete dienen.

1.4 Überblick über methodisches Vorgehen

Der in Abbildung 1.3 dargestellte Aufbau der vorliegenden Arbeit veranschaulicht die methodische Struktur der Arbeit zur Beantwortung der Forschungsfrage. Während die Forschungsfrage die anwendungs- und marktspezifischen Anforderungen an das Lösungskonzept definiert, resultiert die Erfüllung dieser Anforderungen in drei technischen Fragestellungen, die als *drei technische Teil-Forschungsfragen* definiert wurden.

Die drei Schwerpunkte des in **Kapitel 2** herausgearbeiteten Standes der Wissenschaft und Technik korrespondieren mit den Inhalten der drei technischen Teil-Forschungsfragen beziehungsweise den Schwerpunkten des Lösungskonzepts der Arbeit. Der erste Schwerpunkt des Kapitels, das *Modellieren* ist integraler Bestandteil und Basis der Schätz- und Regelalgorithmen für sowohl das *Stabilisieren* als auch das *Manövrieren*.

In **Kapitel 3** werden die Relevanz und die technische Zielsetzung der Arbeit definiert. Für die Definition der Zielsetzung werden zunächst Potentiale und Defizite des vorhergehend dargestellten Standes der Wissenschaft und Technik hinsichtlich der Erfordernisse zur Beantwortung der Forschungsfrage analysiert. Basierend auf dieser Analyse werden die zur Beantwortung der Forschungsfrage erforderlichen Forschungs- und Entwicklungsinhalte in Form von *drei technischen Teil-Forschungsfragen* definiert. Zu jeder der drei Teil-Forschungsfragen wird eine Zusammenfassung der zu ihrer Beantwortung erforderlichen Forschungsinhalte und Herausforderungen formuliert.

Das Lösungskonzept zur Beantwortung der drei technischen Teil-Forschungsfragen in **Kapitel 4** gliedert sich analog zu Kapitel 2 in die drei grundlegenden, den Teil-Forschungsfragen zugeordneten Abschnitte *Modellieren*, *Stabilisieren* und *Manövrieren*. Am Anfang aller drei Abschnitte steht die Zusammenfassung (a) der Ziele der betreffenden Teil-Forschungsfrage, (b) der resultierenden technischen Aufgaben, und (c) der Begründung und der Inhalte des jeweiligen Lösungswegs.

Kapitel 5 beschreibt die simulative und reale Implementierung des Lösungskonzepts. Die Implementierung stellt die Grundlage für die Ausführung der Simulations- und Real-Experimente zur Erprobung, Optimierung und Evaluation des Lösungskonzepts dar. Diese Dokumentation der Implementierung soll zudem als sinnvolle Unterstützung für die Realisierung ähnlicher und weiterführender Projekte dienen.

Die in **Kapitel 6** dokumentierte Evaluation erläutert sowohl simulative und reale *quantitative* Versuchsergebnisse als auch – insbesondere bei Systemen mit Mensch-Maschine-Interaktion wichtige – *qualitative* beziehungsweise *subjektive* Beschreibungen der Ergebnisse aus Anwendersicht. Die Evaluation bewertet die erzielten Ergebnisse sowohl absolut als auch in Relation zu den in den Kapiteln 1 und 3 definierten anwendungsspezifischen, ökonomischen und technischen Forschungszielen.

Kapitel 7 beinhaltet abschließend eine Zusammenfassung der Ziele, Lösungswege und Ergebnisse. Das Kapitel gibt zudem einen Ausblick sowohl auf zukünftige Forschungs- und Entwicklungsinhalte als auch auf verschiedene Anwendungsmöglichkeiten der neuen Fahrzeuggattung.

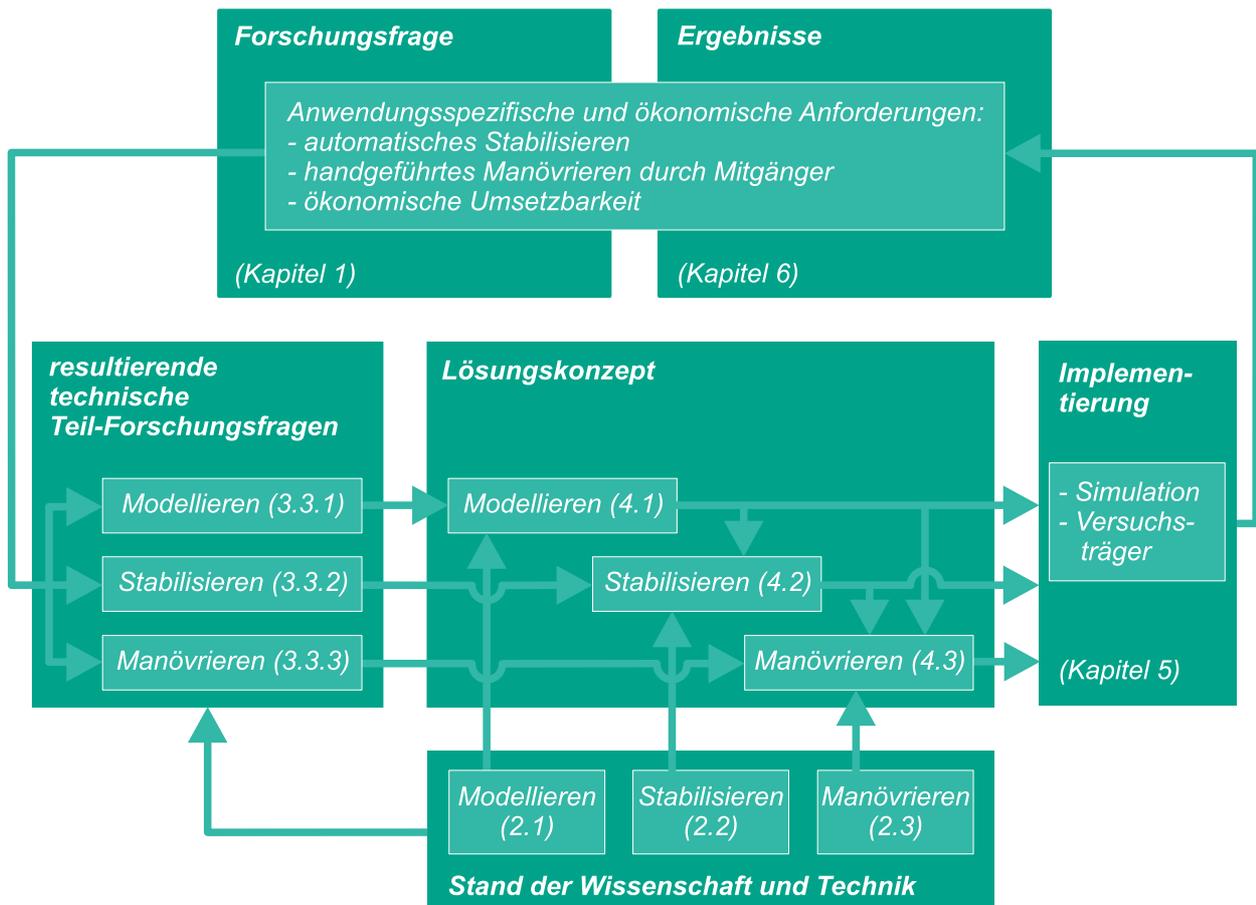


Abbildung 1.3: Methodische Struktur der vorliegenden Arbeit

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Dieses Kapitel ist primär in drei mit den technischen Teil-Forschungsfragen beziehungsweise den Schwerpunkten des Konzeptteils der Arbeit korrespondierende Abschnitte gegliedert (Abbildung 2.1). Es stellt den aktuellen Stand der Wissenschaft und Technik sowie eine Auswahl für das Verständnis der Lösungswege wesentlicher Grundlagen dar.



Abbildung 2.1: Verwertungszusammenhang der drei mit den technischen Teil-Forschungsfragen beziehungsweise den Schwerpunkten des Konzeptteils der Arbeit korrespondierenden Abschnitten des Standes der Wissenschaft und Technik

Abschnitt 2.1 befasst sich mit dem **Modellieren** einachsiger Fahrzeuge beziehungsweise Roboter. Die Modellierung stellt die Grundlage für die Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten im Bereich der Antriebsregelung sowie der Parameter- und Zustandsgrößen-schätzung dar und bildet einen integralen Bestandteil dieser Algorithmen. Inhalte sind hier die Beschreibung und Analyse von

- Inhalten, Herausforderungen und Zielen der Modellierung,
- kinematischen und dynamischen Eigenschaften des schlittenbasierten inversen Pendels und einachsiger Roboter,
- für den vorliegenden Anwendungsfall geeigneten und bewährten Methoden zur theoretischen und experimentellen Modellbildung,
- bisher in der Wissenschaft und Industrie verfügbaren Konzepten der kinematischen und dynamischen Modellierung einachsiger Fahrzeuge und Roboter.

Inhalt von Abschnitt 2.2 ist das für das Ermöglichen der Manövrierfähigkeit zunächst erforderliche **Stabilisieren** des Fahrzeugs. Schwerpunkte sind hier

- grundlegende Funktionsprinzipien des statischen und dynamischen Stabilisierens,
- mechanische Grundprinzipien für die Herstellung des quasi-stabilen Zustandes,
- Unterschiede der Ziele und Herausforderungen bei der stabilisierenden Antriebsregelung einachsiger Fahrzeuge ohne Nutzlast sowie für Personentransport und Gütertransport,
- Übersicht über bisherige Ansätze zur Stabilisierung einachsiger Roboter,
- Methoden zur Schätzung von und Adaptierung an variierende Massenparameter,

- Methoden zur Schätzung von und Adaptierung an unbekannter Zustandsgrößen.

Abschnitt 2.3 analysiert das auf Basis von Mensch-Maschine-Interaktion geregelte **Manövrieren** von Fahrzeugen beziehungsweise Robotern. Schwerpunkte sind hier

- die Klassifikation bisher verfügbarer handgeführter Gütertransportmittel,
- Analyse und Bewertung der Manövrierbarkeit verschiedener Klassen handgeführter Gütertransportfahrzeuge,
- Analyse und Bewertung verschiedener Modalitäten der Mensch-Maschine-Interaktion für das handgeführte Manövrieren von Mitgänger-Gütertransportfahrzeugen.

2.1 Kinematisches und dynamisches Modellieren einachsiger Fahrzeuge und Roboter

2.1.1 Inhalte, Herausforderungen und Ziele der Modellierung

Inhalt der kinematischen Modellierung ist die Untersuchung und mathematische Formulierung der Bewegungen (Posen, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen) eines Körpers oder einer kinematischen Struktur beziehungsweise eines Mehrkörpersystems. Die dynamische Modellierung umfasst die Analyse der hierbei wirkenden Kräfte und Momente und ihre Darstellung in Bewegungsdifferenzialgleichungen.

Verwendet wird das resultierende Modell im Rahmen der Antriebsauslegung für die Simulation der Bewegungen sowie der hierbei auftretenden beziehungsweise für die Bewegung erforderlichen Kräfte und Momente. Das Modell wird benötigt für die Synthese der Antriebsregelung sowie von Algorithmen zur Schätzung von Zustandsgrößen und Massenparametern. Es stellt zudem einen integralen Bestandteil der Implementierung dieser Algorithmen dar.

Ein Modell sollte insbesondere für die Synthese und Implementierung von Schätzalgorithmen so realitätsnah wie möglich formuliert werden, um die Qualität der Schätzungen zu maximieren [Ste13]. Tatsächlich wird jedoch bei komplexen Systemen mit vielen Freiheitsgraden schnell eine Modellkomplexität erreicht, welche die Formulierung der Bewegungsgleichungen in eine für die numerische Implementierung geeignete Form (entkoppelt, frei von symbolischen Operationen) stark erschwert oder unmöglich macht. Je nach Anwendungsfall sind zahlreiche Vereinfachungen beziehungsweise Negierungen von Einflussgrößen möglich, um die Modellkomplexität zu reduzieren. Diese Vorgehensweise wird bei der Mehrzahl der Modellierungen vorgenommen, wie die Analyse der bisher in der Literatur verfügbaren Ansätze in Abschnitt 2.1.5 zeigt.

Im Falle des in dieser Arbeit betrachteten Fahrzeugsystems ist es erforderlich, nicht nur das Fahrzeug selbst, sondern ebenfalls extern angreifende Kräfte und die Nutzlast zu modellieren. Kenntnis über Wirkung der Interaktionskräfte zwischen mitgehendem Bediener und fahrendem Fahrzeug ist erforderlich für die Entwicklung und Simulation eines geeigneten Regelungsentwurfs für das Manövrieren. Die Modellierung der Reaktionskräfte zwischen Boden und Fahrzeug ist die Grundlage für die Untersuchung des Fahrverhaltens an Stufen und auf Steigungen sowie für die Entwicklung und Simulation einer hierfür geeigneten Regelungsstrategie. Die Modellierung der kinematischen und dynamischen Einflüsse der Nutzlast ist erforderlich für die Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten zur Realisierung eines das Fahrzeug stabilisierenden Schätz- und Regelungskonzepts sowie für dessen simulative und reale Implementierung. Aufgaben dieser Algorithmen sind die Quantifizierung von und die Adaptierung an veränderliche kinematische Beziehungen (Veränderung der Schwerpunktposition) und veränderliche dynamische Verhältnisse (Veränderung von Masse und Massenträgheitsmoment), wel-

che aus Beladungswechseln resultieren. Diese kinematischen und dynamischen Einflüsse der veränderlichen Nutzlast und des mitgehenden Bedieners auf das Fahrzeug müssen analysiert, auf Ihre Relevanz hin untersucht und speziell für die vorliegende Anwendung geeignet in das kinematische und dynamische Modell integriert werden.

Die Notation der Modellierung entsprechend gängigen Standards erleichtert die Weiterverwendung oder Erweiterung des Fahrzeugmodells im Rahmen zukünftiger, aufbauender Arbeiten. Ziel ist damit eine dem Standard entsprechende Bezeichnung der Achsen und Winkel, Platzierung der Koordinatensysteme sowie darauf basierend einheitliche Koordinatentransformationen zwischen Inertialkoordinatensystem und körperfestem Koordinatensystem. Während in der Robotik die Denavit-Hartenberg-Notation [DH55] faktisch den Standard darstellt, wird die in der Fahrzeugtechnik übliche Notation beschrieben in DIN 70000 „Fahrzeugverhalten und Fahrdynamik“ [DIN94]. Die Norm definiert Lage und Orientierung dreier aufeinanderfolgender Koordinatensysteme durch *Kardan-Winkel* und *Translationsvektoren*.

2.1.2 Kinematische und dynamische Modellierung des schlittenbasierten inversen Pendels

Das Verständnis der *kinematischen und dynamischen Zusammenhänge des schlittenbasierten inversen Pendels* ist die essentielle Grundlage für das Verständnis der Forschungsinhalte dieser Arbeit – dem Modellieren einachsiger Roboter beziehungsweise Fahrzeuge, der Stabilisierung einachsiger Fahrzeuge sowie deren Manövrieren basierend auf Interaktionskräften zwischen Bediener und Fahrzeug. Hierfür werden im Folgenden Kinematik und Dynamik des schlittenbasierten inversen Pendels in kompakter Form dargestellt.

Als die in der breiten Bevölkerung *bekannteste* auf dem inversen Pendel basierende Anwendung kann mit hoher Wahrscheinlichkeit der Segway® „Personal Transporter“ bezeichnet werden – die *verbreitetste* Anwendung des inversen Pendels ist jedoch dessen Nutzung im Rahmen regelungstechnischer Laborversuche und Demonstrationen [CH95, Yam89, And89]. Hierfür vereint es anschauliche Einfachheit mit regelungstechnischem Anspruch: Das System ist einerseits hinsichtlich seiner Komplexität relativ übersichtlich, andererseits instabil¹, nicht-linear und unteraktuiert – seine Modellierung und Stabilisierung stellen daher trotz der Linearisierbarkeit um den Arbeitspunkt eine durchaus anspruchsvolle Aufgabe dar.

Während das inverse Pendel, bestehend aus einem Stab mit drehbar gelagerten und translatorisch beweglichem Fußpunkt (Abbildung 2.2), zunächst große Ähnlichkeit mit einachsigen Robotern aufweist, ist seine Modellierung bedeutend kompakter und damit anschaulicher. Sein Fußpunkt wird mittels eines translatorischen Schlittens bewegt. Bei einachsigen Robotern erwirken stattdessen auf einem Untergrund rotierender Räder diese horizontale, translatorische Bewegung und zusätzlich die Gier-Bewegung des Fußpunk-

¹Die entsprechende mathematische Analyse der Stabilisierbarkeit findet sich in Abschnitt 2.2.1.

2.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

tes. Hierdurch umfasst das System mehr Freiheitsgrade, sowie nicht nur translatorische sondern auch rotatorische dynamische Kopplung zwischen Antrieb und Pendelkörper (Fahrgestell) – das Antriebsmoment der Räder wirkt entsprechend *Actio = Reactio* auf das Fahrgestell.

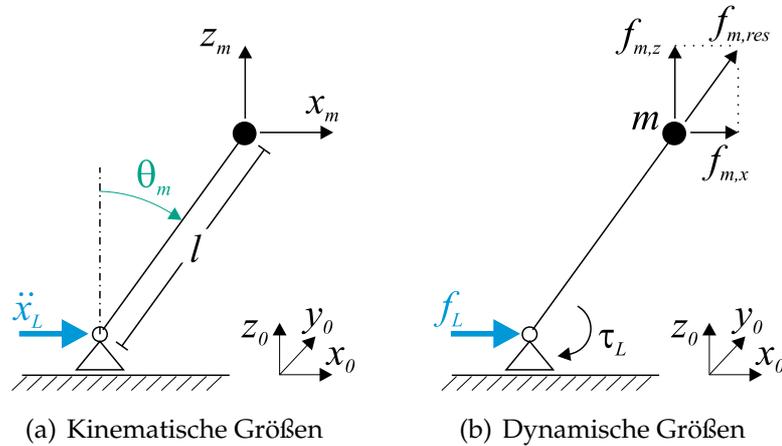


Abbildung 2.2: Kinematische und dynamische Größen des inversen Pendels (Notation entsprechend DIN 70000)

Das Mehrkörpersystem in Abbildung 2.2 besteht aus einem masselosen Stab der Länge l , dessen Masse unter Vernachlässigung des Massenträgheitsmoments als Punktmasse m modelliert ist, und einem auf einem translatorisch beweglichen Schlitten montierten Lager am Fußpunkt des Stabes, dessen Masse und Massenträgheitsmoment hier vernachlässigt werden. Da über das Lager am Fußpunkt kein Moment übertragen werden kann ($\tau_L \equiv 0$), muss die aus den an der Masse wirkenden Kräften $f_{m,x}$ und $f_{m,z}$ resultierende Kraft $f_{m,res}$ stets in Richtung des Stabes zeigen. Eine der für die Stabilisierung relevanten Systemgrößen ist der Winkel zwischen dem Richtungsvektor der Gravitation und der Gerade, welche die Achse und den Schwerpunkt des Pendelkörpers (Punktmasse m) schneidet, im Nachfolgenden als Schwerpunktneigungswinkel θ_m bezeichnet.

Zwischen den kartesischen, an der Punktmasse angreifenden Kräften besteht somit der dynamische Zusammenhang

$$\tan \theta_m = \frac{f_{m,x}}{f_{m,z}} = \frac{-m \ddot{x}_m}{-m(\ddot{z}_m + g)}, \quad (2.1)$$

wobei $f_{x,m}$ und $f_{z,m}$ bezüglich ihres Vorzeichens die von der Punktmasse auf die Umgebung wirkenden Kräfte bezeichnen. Mit den kinematischen Beziehungen

$$\ddot{x}_m = \ddot{\theta}_m l \cos \theta_m + \ddot{x}_L \quad (2.2)$$

und

$$\ddot{z}_m = -\ddot{\theta}_m l \sin \theta_m \quad (2.3)$$

gilt

$$\tan \theta_m = \frac{\ddot{\theta}_m l \cos \theta_m + \ddot{x}_L}{-\ddot{\theta}_m l \sin \theta_m + g}. \quad (2.4)$$

Um aus (2.4) eine um den quasi-stabilen Arbeitspunkt $\theta_m = 0$ gültige lineare Bewegungsgleichung zu erhalten, dürfen die nicht-linearen Terme mit

$$\cos \theta_m \approx 1 \quad \text{und} \quad \sin \theta_m \approx \theta_m \quad (2.5)$$

approximiert werden. Damit ergibt sich schließlich aus (2.4) nach kurzer Rechnung

$$\ddot{\theta}_m - \frac{g}{l} \theta_m = -\frac{1}{l} \ddot{x}_L. \quad (2.6)$$

Es handelt sich hierbei um eine lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung mit der Regelgröße θ_m und der Eingangsgröße \ddot{x}_L . Die Nulldynamik des Systems – das statische Posieren des Pendels im quasi-stabilen Arbeitspunkt ($\dot{\theta}_m = \theta_m = 0$) ohne Erforderlichkeit der Fußpunktbeschleunigung – ist nur theoretisch möglich. Mit entsprechender konstanter Beschleunigung des Fußpunktes ist Verharren im Zustand $\theta_m \neq 0 \wedge \dot{\theta}_m = 0$ (konstanter Schwerpunktnickwinkel außerhalb des quasi-stabilen Arbeitspunktes) realisierbar.

2.1.3 Analyse der kinematischen und dynamischen Eigenschaften einachsiger Fahrzeuge und Roboter

Unterschiede und Gemeinsamkeiten in Bezug zum schlittenbasierten inversen Pendel Einachsige Fahrzeuge und schlittenbasierte inverse Pendel stellen übereinstimmend kein Minimalphasensystem dar und sind statisch unterbestimmt, wodurch sich für beide Systeme die Erforderlichkeit einer für den jeweiligen Einsatzzweck geeigneten Regelungsstrategie ergibt. Ihre grundlegenden mechanischen Prinzipien hinsichtlich Kinematik und Dynamik – um den Nickwinkel statisch unterbestimmt gelagerte Körper – sind übereinstimmend.

Beträchtliche Unterschiede bestehen hinsichtlich Freiheitsgraden, Anzahl der bewegten Massen und Zwangsbedingungen zwischen den Körpern des Mehrkörpersystems (Räder und Fahrgestell): Anstatt eines Schlittens sind zwei Räder vorhanden, die sich zusätzlich rotatorisch bewegen, wodurch ihr Trägheitstensor bei der Modellierung relevant ist. Fahrgestell und Räder sind sowohl statisch als auch dynamisch gekoppelt: Während Pendel und Schlitten dynamisch lediglich translatorisch gekoppelt sind, findet beim einachsigen Fahrzeug zwischen Rädern und Fahrgestell zusätzlich die Übertragung von Drehmomenten statt. Diese resultieren zum einen aus der Beschleunigung der drei Körper (Räder, Fahrgestell) in Richtung aller Freiheitsgrade. Weiterhin und besonders hervorzuheben – insbesondere als Unterschied zum inversen Pendel – ist die Übertragung der Summe der durch die beiden Antriebe auf die Räder für Stabilisieren und Vortrieb aufgebrachte Momente entsprechend *Actio = Reactio* entgegengesetzt auf das Fahrgestell. Beschleunigen der Räder resultiert daher zwangsläufig in einer entgegengesetzten rotatorischen Beschleunigung des Fahrgestells. Eine weitere Erhöhung der Modell-Komplexität ergibt sich durch die zusätzlichen Freiheitsgrade: Das inverse Pendel und der Linearschlitten weisen zwei Freiheitsgrade auf, wohingegen das sich auf ebenem Untergrund bewegende

2.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

einachsige Fahrzeug – ein Mehrkörpersystem mit drei Körpern – innerhalb von drei Freiheitsgraden bewegen kann (translatorische und rotatorische Bewegung des Fahrzeugs in der horizontalen Ebene sowie davon unabhängig die Nickbewegung des Fahrgestells). Die Bewegung des Fahrzeugs auf unebenem Grund (insbesondere an Stufen und Steigungen) ist mit fünf Freiheitsgraden ungleich komplexer. Bei der Aufstellung der Bewegungsgleichungen zeigt sich, dass aus diesen Unterschieden in Relation zum schlitzenbasierten inversen Pendel eine beträchtlich gesteigerte Komplexität der Modellierung resultiert.

Topologie Das topologische Grundprinzip einachsiger Fahrzeuge ist eine geschlossene kinematische Kette [SHB10] (Parallel-Kinematik), gebildet aus Untergrund, Rad-Boden-Kontakten, Rädern, Aktoren beziehungsweise Antriebsachsen und Fahrgestell (Abbildung 2.3).

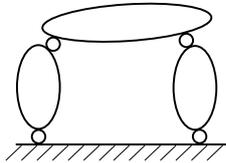


Abbildung 2.3: Topologisches Grundprinzip einachsiger Fahrzeuge

Zwangsbedingungen Unter der grundlegenden Annahme der Zwangsbedingung *kein Gleiten der Räder* – einer Voraussetzung für die Regelbarkeit einachsiger Fahrzeuge – handelt es sich bei einem Fahrzeug mit Rädern um ein *nicht-holonomes System*. Eine infinitesimale Positionsänderung ist nur in Richtung der aktuellen Spurrichtung der Räder möglich (keine Bewegung quer zur Spur). Die entsprechende geschwindigkeitsabhängige Zwangsbedingung, gekennzeichnet durch nach der Zeit differenzierte (generalisierte) Koordinaten und fehlende Integrierbarkeit [Ami06], lautet (mit Gierwinkel ψ)

$$f(\dot{x}, \dot{y}, \psi) = \dot{x} \sin \psi - \dot{y} \cos \psi = 0. \quad (2.7)$$

Jedoch ist diese Einschränkung bei *einachsigen* Fahrzeugen wenig praxisrelevant aufgrund ihrer Fähigkeit, sich auf der Stelle (ohne translatorische Bewegung) drehen zu können. Eine umfangreiche Analyse der Zwangsbedingungen einachsiger Plattformen zwischen Umwelt und Fahrzeug findet sich in [SYK92].

Kinematik der Längs- und Gierbewegung Die direkte differentielle Kinematik einachsiger Fahrzeuge auf ebenem Grund, definiert mittels der Jacobimatrix entsprechend $\dot{x}_F = J \dot{q}_F$, lautet [Lon10] (mit Spurweite w und Rad-Radius r_R)

$$\begin{bmatrix} {}_1\dot{x}_F \\ {}_1\dot{\psi}_F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{r_R}{2} & \frac{r_R}{2} \\ \frac{r_R}{w} & -\frac{r_R}{w} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}_1\dot{\theta}_{Rr} \\ {}_1\dot{\theta}_{Rl} \end{bmatrix}. \quad (2.8)$$

Hier wird veranschaulicht, dass mit dem Zusammenhang zwischen den Radgeschwindigkeiten $\dot{\theta}_{Rr} = -\dot{\theta}_{Rl}$ Gieren ${}_1\dot{\psi}_F$ ohne Längsbewegung ${}_1\dot{x}_F$ möglich ist. Für die inverse

differentielle Kinematik $q_F = J^{-1} x_F$ gilt entsprechend

$$\begin{bmatrix} {}_1\dot{\theta}_{Rr} \\ {}_1\dot{\theta}_{Rl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{r_R} & \frac{w}{2/r_R} \\ \frac{1}{r_R} & -\frac{w}{2/r_R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}_1\dot{x}_F \\ {}_1\dot{\psi}_F \end{bmatrix}. \quad (2.9)$$

Entkopplung der Freiheitsgrade Die komplexe Modellierung und Regelung der Bewegungen einachsiger Fahrzeuge lässt sich deutlich übersichtlicher gestalten durch die separierte Betrachtung der Bewegungen in der Sagittalebene (Nicken und translatorische Manövrierbewegung) und der Transversalebene (Gieren beziehungsweise rotatorische Manövrierbewegung). Der Einfluss der rotatorischen Manövrierbewegung auf den Nickwinkel wurde in [KKK06] untersucht, wobei festgestellt wurde, dass diese beiden Bewegungen bei praxisrelevanten Manövrier-Geschwindigkeiten aufeinander vernachlässigbaren Einfluss aufweisen.

Weitere kinematische Strukturen einachsiger Fahrzeuge Abbildung 2.4 zeigt drei grundsätzliche mechanische Prinzipien, welche die Stabilisierung des Schwerpunktnickwinkels bei einachsigen, zweirädrigen Fahrzeugen ermöglichen:

- **Rotatorische Regulierung (Abbildung 2.4 (a)):**
Zum Zwecke der Stabilisierung wird der Nickwinkel des gesamten Fahrgestells θ_F dementsprechend reguliert, dass der geforderte gemeinsame Schwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Ladung θ_{sFL} resultiert. Dieses ist das mechanisch einfachste und damit ökonomisch vorteilhafteste der drei Konzepte. Die Nutzlast wird hier in von der Beladungssituation abhängigen, variierenden Orientierungen transportiert.
- **Translatorische Regulierung (Abbildung 2.4 (b)):**
Die Position der Achse relativ zum Fahrgestell $d_{A,F}$ wird dementsprechend reguliert, dass der geforderte gemeinsame Schwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Ladung θ_{sFL} resultiert. Dieses Konzept ist durch die zusätzliche aktuierte Linearachse mechanisch aufwändiger und dadurch mit höheren Herstellungskosten verbunden. Vorteilhaft ist – falls relevant im vorgesehenen Anwendungszweck – der permanent horizontal orientierte Transport der Nutzlast unabhängig vom Beladungszustand.
- **Regulierung mit Hilfe eines Gegengewichts (Abbildung 2.4 (c)):**
Ein Gegengewicht ist translatorisch verschiebbar am Fahrgestell befestigt. Die Position des Gegengewichts $d_{G,F}$ wird entsprechend der Position des gemeinsamen Schwerpunktes von Fahrgestell und Nutzlast verschoben, um den gemeinsamen Schwerpunkt von Fahrgestell, Nutzlast und Gegengewicht dem geforderten Gesamt-Schwerpunktnickwinkel anzupassen. Das Konzept ist gegenüber den anderen Konzepten mechanisch durch die zusätzliche aktuierte Linearachse und das zusätzliche Gegengewicht am aufwändigsten. Das Fahrzeuggewicht steigt durch das Gegengewicht, welches je nach geforderter maximaler Nutzlast beträchtliche Massen aufweisen kann. Vorteilhaft ist auch hier der permanent horizontal orientierte Transport der Nutzlast.

2.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

Neben dieser bekanntesten Struktur einachsiger Fahrzeuge mit zwei auf einer Achse montierten Rädern existieren weitere Ansätze für spezielle Anwendungen, wie beispielsweise *Einräder* [LHL13] und *Fahrzeuge mit Neigetechnik* (mittels zusätzlicher Aktoren definiertes Wanken) zur Erhöhung der maximalen Vortriebsgeschwindigkeit in Kurven durch Kompensation der Zentrifugalkräfte [KSK11].

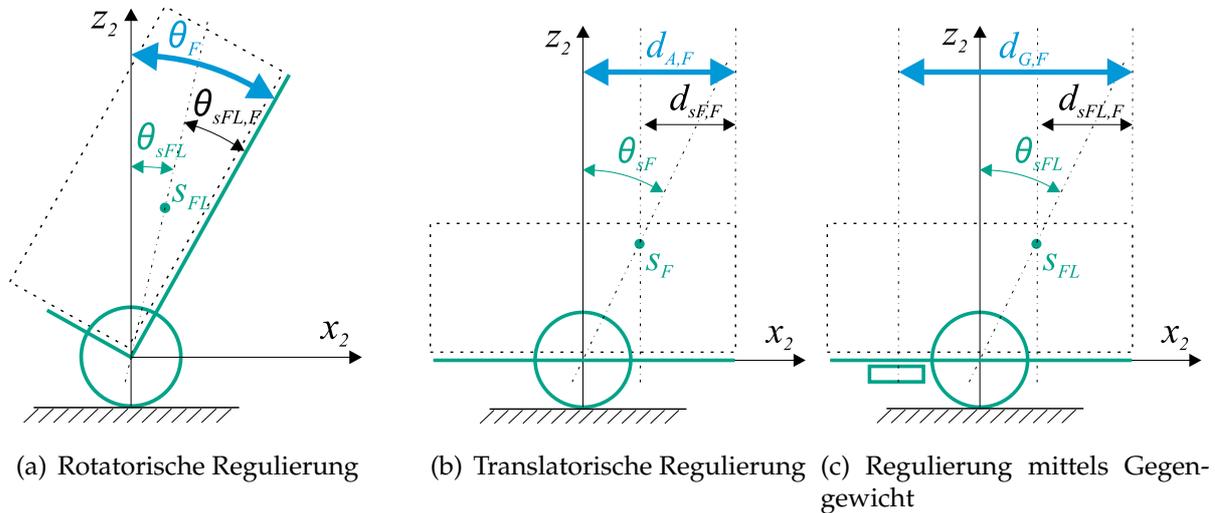


Abbildung 2.4: Mechanische Prinzipien zur Regulierung des gemeinsamen Schwerpunktnickwinkels von Fahrgestell und Beladung (θ_{sFL})

2.1.4 Für die Modellierung nicht-holonomer Mehrkörpersysteme geeignete Methoden der theoretischen und experimentellen Modellbildung

Die zwei grundsätzlichen Methoden zur Herleitung der mathematischen Beschreibung realer Prozesse sind die theoretische und die experimentelle Modellbildung („Identifikation“) [Ise92]. Dazwischen existieren je nach Bekanntheit von physikalischen Gesetzmäßigkeiten, Modellstruktur und Parametern weitere Mischformen (Abbildung 2.5). Die experimentelle Modellbildung anhand von gemessenen Ein- und Ausgangsgrößen ist beispielsweise mittels Verwendung der MATLAB[®] *System Identification Toolbox* möglich. Nachteil dieser im Gegensatz zur theoretischen Modellbildung mit deutlich geringerem Aufwand verbundenen Methode ist das Fehlen der Kenntnis über den Zusammenhang zwischen Konstruktionsdaten (kinematische und dynamische Parameter des Systems) und Systemverhalten („Black-Box-Modell“). Hiermit ist die theoretische Untersuchung und Optimierung der kinematischen und dynamischen Parameter des Systems im Rahmen einer wissenschaftlichen Vorgehensweise nicht möglich. Für die Analyse dieser inneren Struktur des Systems existieren verschiedene theoretische Modellbildungsverfahren, deren Eigenschaften hier in kompakter Form in Bezug zum Modellieren der in dieser Arbeit betrachteten Fahrzeuggattung beleuchtet werden.

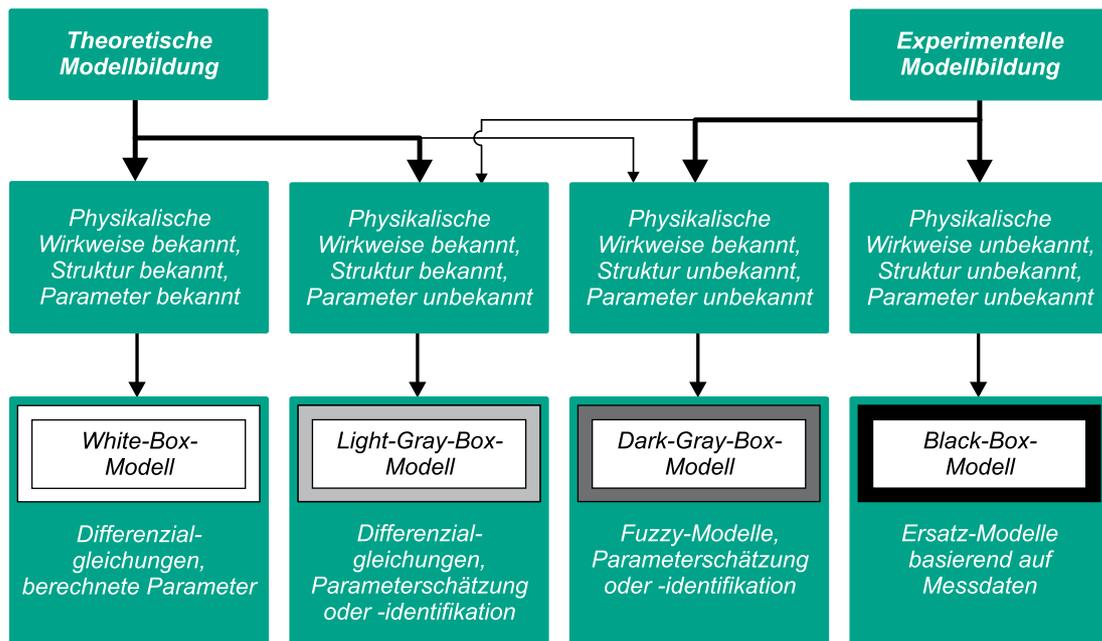


Abbildung 2.5: Varianten der Modellbildung (nach [Ise06])

Für die theoretische Herleitung stehen mit dem Newton-Euler-Formalismus, den Lagrangeschen Gleichungen erster und zweiter Art, den Boltzmann-Hamel-Gleichungen und der Methode von Kane vier Verfahren der analytischen Mechanik zur Verfügung.

Mit dem Newton-Euler-Formalismus werden Aktorkräfte und -momente, innerhalb der kinematischen Struktur wirkende sowie extern mit ihr interagierende Zwangskräfte und -momente untersucht. Dies geschieht durch Analyse von Kräfte- und Momentengleichgewichten innerhalb der Glieder einer kinematischen Struktur, zwischen den Gliedern sowie zwischen Gliedern und externen Körpern (im vorliegenden Fall: Bediener-Interaktionskräfte, Bodenkontaktkräfte). Die zentralen Bestandteile des Newton-Euler-Formalismus sind daher der *Impulssatz* und der *Drallsatz*. Das Newton-Euler-Verfahren ist dementsprechend dann effizient, wenn nicht nur bestimmte Kräfte des Systems (in der Regel die Aktorkräfte) ermittelt werden sollen, sondern auch weitere Schnitt- und Kontaktkräfte untersucht werden sollen [HSG95].

Die Lagrangeschen Gleichungen zweiter Art gelten nur für Systeme mit holonomen Zwangsbedingungen. Sie erfordern (nur) die Analyse der Energiebeziehungen der generalisierten Koordinaten (im Gegensatz zum Newton-Euler-Verfahren, bei dem ebenfalls alle weiteren Zusammenhänge analysiert werden müssen). Die Lagrangeschen Gleichungen zweiter Art erfordern die partielle Ableitung der Energiebeziehungen, wodurch bei sehr komplexen Strukturen Probleme aufgrund von sehr umfangreichen Termen entstehen können [HSG95, Kuy10, Gat11]. Existieren nicht-holonome Zwangsbedingungen, müssen die Lagrangeschen Gleichungen erster Art angewendet werden. Hierbei müssen jedoch auch die Zwangsbedingungen analysiert werden („Lagrange-Multiplikatoren“), sodass diese Methode in diesem Fall die Nachteile der Lagrangeschen Gleichungen zweiter Art, jedoch nicht ihre Vorteile aufweist.

2.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

Ein weiteres auf den Lagrangeschen Gleichungen zweiter Art aufbauendes Verfahren sind die Boltzmann-Hamel-Gleichungen. Diese stellen eine Erweiterung speziell für den Fall nicht-holonomer Zwangsbedingungen dar und resultieren in Gleichungssystemen geringeren Umfangs, da keine Lagrange-Multiplikatoren benötigt werden [CB93].

Die Methode von Kane [KL85] ist ebenfalls für den Fall nicht-holonomer Zwangsbedingungen vorteilhaft. Es werden nur die für das resultierende Modell relevanten Kräfte untersucht, jedoch ohne die Notwendigkeit, Energiebeziehungen aufstellen zu müssen. Auch bei dieser Methode sinkt der Rechenaufwand, da keine Lagrange-Multiplikatoren berücksichtigt werden müssen [NLM02]. Jedoch ist es bei der Anwendung der Methode von Kane erforderlich, die Beschleunigungen und Winkelbeschleunigungen der Teilkörper zu formulieren, was bei komplexeren Systemen mit hohem Aufwand und dem Entstehen umfangreicher beziehungsweise unübersichtlicher Terme verbunden ist.

2.1.5 Modellierungskonzepte und kinematische und dynamische Analysen in bisherigen wissenschaftlichen Veröffentlichungen

Insbesondere in den letzten 15 Jahren wurde eine umfangreiche Anzahl das Modellieren (und die Antriebsregelung) einachsiger Roboter betreffender wissenschaftlicher Artikel veröffentlicht. Sie bieten eine umfangreiche Sammlung von Beispielen zur Modellierung dieses Fahrzeugtyps unter Anwendung aller in Abschnitt 2.1.4 dargestellten Methoden.

Die vollständige Modellierung einachsiger Fahrzeuge unter Berücksichtigung aller Massenparameter, Freiheitsgrade und externer Einflussfaktoren resultiert in einem beträchtlichen Rechenaufwand und sehr umfangreichen Ausdrücken. Deren Komplexität steht der Umformung in eine geeignete Form für die Weiterverwendung in numerischen Implementierungen entgegen. Daher wurden in den bisherigen, im Rahmen der Anfertigung dieser Arbeit recherchierten Veröffentlichungen, pragmatische, für den jeweiligen Anwendungsfall optimierte Vereinfachungen vorgenommen.

Der Einsatz eines einachsigen Fahrzeugs als *mitgängergeführtes* Fahrzeug für den *Transport von Gütern* stellt zusätzliche Aufgaben an die kinematische und dynamische Modellierung. Diese ergeben sich aus der Modellierung der variablen Nutzlast sowie der externen Bediener-Interaktionskräfte. Diese für die in dieser Arbeit betrachtete Anwendung erforderlichen Einflussfaktoren werden in bisherigen Modellierungen nicht geeignet berücksichtigt.

Die nachfolgende Betrachtung bisheriger Arbeiten soll bewusst keinen allgemeinen Überblick über die zahlreichen Anwendungen der verschiedenen theoretischen Methoden und die dabei gesetzten vielfältigen Schwerpunkte geben. Stattdessen wird eine pragmatische Analyse der möglichen Vereinfachungen, der Modellierung zusätzlicher innerer und äußerer Einflüsse sowie der Beschreibung des kinematischen und dynamischen Fahrzeugverhaltens unter speziellen Rahmenbedingungen in bisherigen Arbeiten gegeben.

Freiheitsgrade Eine deutlich reduzierte Komplexität der resultierenden Gleichungen der Modellierung resultiert aus der Reduzierung der modellierten Freiheitsgrade. Dieses Vorgehen bietet sich je nach Erforderlichkeit für den jeweiligen Einsatz beziehungsweise die jeweiligen Untersuchungen an. Nahezu alle analysierten Veröffentlichungen betrachten nur die Bewegung einachsiger Fahrzeuge beziehungsweise Roboter auf ebenen Untergründen. So werden beispielsweise in [GDCR02, HTHH10, TBV⁺02] die Gier- und Längsbewegungen auf ebenem Grund modelliert, in beispielsweise [HT07, GT08] werden Modellierungen mit zusätzlicher Vernachlässigung der Gierbewegung auf ebenem Grund beschrieben. Diese Modellierungen dienen in der Regel als Grundlage zur Untersuchung verschiedener Regelungsansätze zur Stabilisierung des Nickwinkels, wofür die Betrachtung der Gierbewegung nicht erforderlich ist.

Die zum *Überfahren einer Stufe* erforderlichen drei prinzipiellen Schritte (Abbildung 2.6) wurden im Rahmen der Beschreibung eines Unteranspruchs in Patent [Rix89] dargestellt. Sobald die Räder die Stufe berühren, existieren zunächst zwei Kontaktpunkte beziehungsweise -linien. Der Schwerpunkt des Fahrgestells s_F befindet sich vertikal über der hinteren Kontaktlinie, auf die sich in diesem Zustand alle Bodenkontaktkräfte konzentrieren. Die vordere Kontaktlinie ist zunächst kraftfrei. Das Fahrzeug steht nun stabil, solange sich der Fahrgestellschwerpunkt vertikal über einem oder zwischen den beiden Kontaktlinien befindet. Durch entsprechend geregelte Antriebsmomente (kurzes rückwärts Beschleunigen) oder extern auf das Fahrgestell aufgebrachte Kräfte wird anschließend der Fahrgestellnickwinkel dementsprechend verändert, dass sich der Schwerpunkt des Fahrzeugs vertikal über dem vorderen Kontaktpunkt befindet. Detailliert betrachtet muss der Schwerpunkt in definierter Weise vor den vorderen Kontaktpunkt bewegt werden, um die Beschleunigung des Fahrzeugs zum Abheben des Fahrzeugs und Überfahren der Stufe zu ermöglichen. Das Fahrzeug befindet sich jetzt in einer statisch nicht stabilen Pose. Es muss nun ein Antriebsmoment aufgebracht werden, welches zum Abheben und translatorisch nach vorne Bewegen der Antriebsachse und damit des gesamten Fahrzeugs führt (Auflösung des hinteren Kontaktpunkts), um Kippen des Fahrgestells zu vermeiden. Schließlich befindet sich das Fahrzeug wieder auf ebenem Grund auf der Kante der höheren Stufe, in quasi-stabiler Pose mit vertikal über der Antriebsachse positioniertem Fahrgestellschwerpunkt.

Die *maximale Höhe der Stufe* ist begrenzt durch die an der vorderen Kontaktlinie übertragbaren Reibkräfte der Räder, insbesondere in Richtung der Gravitation. Theoretisch liegt die Grenze hier aus Sicht der Geometrie bei einer Stufe, deren Höhe infinitesimal geringer ist als der Radius der Räder. Das in der Realität beim Überfahren einer Stufe *maximal erforderliche Antriebsmoment* wird in [WMH⁺07] im Rahmen einer Untersuchung an mehrachsigen Fahrzeugen untersucht. Es wird gezeigt, dass dieses aufgrund der Elastizität der Reifen deutlich geringer ist als das mittels einer Simulation unter Verwendung eines ideal steifen Modells berechnete Moment.

Das *Befahren konstanter Steigung* (Abbildung 2.7) wurde in [KKK05, KKK06] untersucht. Quer zur Steigung positioniert ist die maximal mögliche Steigung dadurch begrenzt, dass

2.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

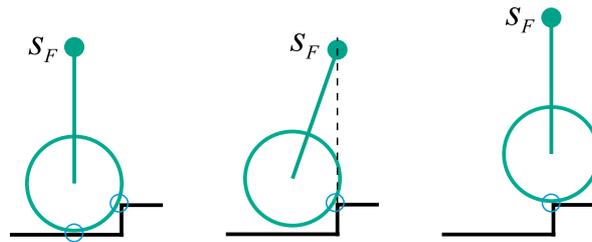


Abbildung 2.6: Überfahren einer Stufe mit einem einachsigen Fahrzeug (nach [Rix89])

sich der Schwerpunkt des Fahrzeugs s_F vertikal zwischen den beiden Radkontaktpunkten befinden muss. Längs zur Steigung positioniert muss das Fahrgestell, um sich in quasi-stabiler Pose zu befinden, der Steigung entgegen geneigt werden, sodass sich der Schwerpunkt des Fahrzeugs vertikal über den Radkontaktpunkten befindet. Das zum Balancieren erforderliche Antriebsmoment sowie das Antriebsmoment zum Hinauffahren der Steigung nehmen linear zum Winkel der Steigung zu [KKK06].

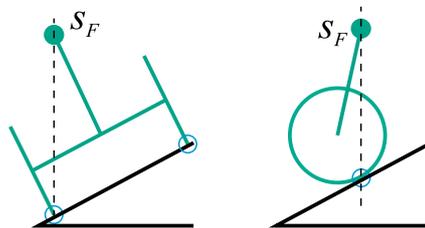


Abbildung 2.7: Einachsiges Fahrzeug quer und längs auf konstanter Steigung

Massen und Massenträgheitsmomente Dem entsprechenden Anwendungs- beziehungsweise Forschungsgegenstand angepasst werden in der überwiegenden Zahl der bisherigen Beispiele ein oder mehrere Körper des Systems als nur in Richtung einzelner Freiheitsgrade mit Massenträgheit behaftet (kein Trägheitstensor), als Punktmasse (kein Massenträgheitsmoment) oder als masselos angenommen. In [GDCR02, TBV⁺02, HTHH10] wird die Gierbewegung auf ebenem Grund modelliert, wobei die aus der Nickbewegung resultierende Veränderlichkeit des Fahrgestell-Massenträgheitsmoments um die vertikale Achse vernachlässigt wird. Die entsprechende Modellierung unter Einbeziehung dieser veränderlichen Massenträgheit beschreibt [PFA05] mittels Verwendung des vollständigen Trägheitstensors des Fahrgestells, in [KKK05, MBAN11] wird der Effekt durch eine den Abstand zwischen Gierachse und Fahrgestellschwerpunkt definierende Variable einbezogen. In [KLK11] wird unter Vernachlässigung der Gierbewegung der Effekt eines variablen Abstandes zwischen Antriebsachse und Fahrgestellschwerpunkt mittels Anwendung der Lagrangeschen Gleichungen zweiter Art modelliert. In [LKKK03] wird das Fahrgestell unter Vernachlässigung aller Trägheitsmomente als Punktmasse angenommen. Die entstehenden Fehler sind in beträchtlichem Maße von den individuellen Massenverhältnissen beziehungsweise der Massenverteilung des jeweiligen Fahrzeugs abhängig.

Externe Kräfte Die Modellierung der Interaktionskräfte zwischen Fahrgestell und einem mitgehenden Bediener zum Zwecke des Manövrierens ist dem Autor dieser Arbeit in bisheriger Literatur nicht bekannt geworden.

Reibung Während des Balancierens im Stillstand (keine Längsgeschwindigkeit) wechselt die Drehrichtung der Antriebstränge permanent ihr Vorzeichen. Entsprechend hat insbesondere der geschwindigkeitsunabhängige Anteil der Reibung von Antriebssträngen und Rad-Boden-Kontakten (Coulombsche Reibung, beim Nulldurchgang der Geschwindigkeit einen Sprung aufweisend), relevanten Einfluss auf das Systemverhalten. Wo es mit vertretbarem Aufwand möglich ist, sollte die Modellierung der Schätzung oder Kompensation durch die Regelung vorgezogen werden, um ein möglichst optimales Systemverhalten zu erzielen [Ste13].

Dynamik der Aktoren In [KKK06] wurde die Modellierung unter Einbeziehung der Dynamik der Aktoren beschrieben. Es wird jedoch kein Vergleich der Regelgüte mit und ohne diese Modellierung unter Verwendung eines identischen Regelansatzes dargestellt. In allen weiteren im Rahmen der Anfertigung der vorliegenden Arbeit recherchierten Veröffentlichungen werden die Aktoren nicht modelliert (als ideal angenommen).

2.2 Stabilisieren einachsiger Fahrzeuge und Roboter

2.2.1 Notwendigkeit der Stabilisierung und grundlegendes Funktionsprinzip

Statische Unterbestimmtheit einachsiger Fahrzeuge und ihre Gleichgewichtslagen

Einachsige Fahrzeuge und Roboter sind statisch unterbestimmte Mehrkörpersysteme: Die Posen ihrer Glieder (Fahrgestell und Räder) sind durch die mechanische Struktur (bestehend aus Lagern und Gliedern) nicht eindeutig definiert. Abhängig von der Orientierung des Fahrgestells nimmt diese Klasse von Mechanismen verschiedene Gleichgewichtslagen beziehungsweise -zustände an. Im Folgenden wird zunächst das statische Balancieren betrachtet, also das gewollte Verharren des Fahrzeugs in einer Position, ohne Betrachtung von Manövrieren. Dann ist die Gleichgewichtslage beim einachsigen Fahrzeug nur vom Winkel zwischen dem Gravitationsvektor und der Gerade durch Fahrzeugachse und gemeinsamen Schwerpunkt von Fahrgestell und Ladung um die ${}_3y$ -Koordinate, in dieser Arbeit als Schwerpunktnickwinkel θ_{sFL} bezeichnet, abhängig.

Gleichgewichtslagen lassen sich definieren anhand der Änderung der potentiellen Energie eines Systems (hier des Fahrgestells) in Abhängigkeit der Änderung der hierfür ausschlaggebenden Koordinate [GHS06]. Abbildung 2.8 zeigt die drei möglichen Gleichgewichtslagen anhand einer Analogie. Winkel θ_{sFL} des einachsigen Fahrzeugs entspricht hier der Bewegung der Kugel in Richtung der x -Koordinate.

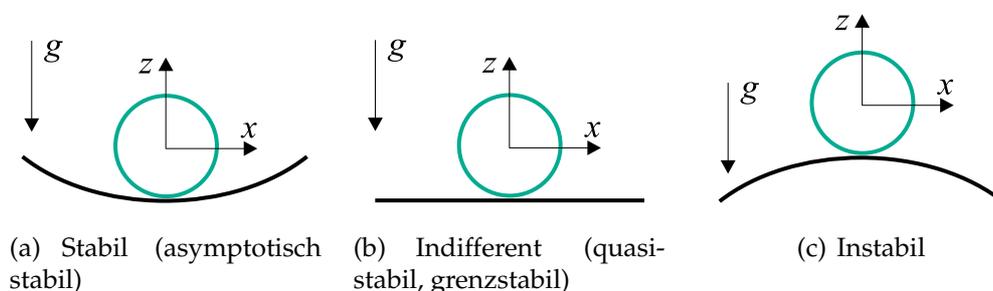


Abbildung 2.8: Analogie zu verschiedenen Gleichgewichts-Zuständen (nach [GHS06])

Zustand (a), die stabile Lage, entspricht dem auf dem Boden aufgesetzten beziehungsweise liegenden Fahrgestell. Zustand (c), die instabile Lage, entspricht jeglichen anderen Posen des unregulierten Fahrzeugs. Jede aus Einwirkung der Gravitation resultierende infinitesimale Änderung von θ_{sFL} führt hier zur Verringerung der potentiellen Energie des Fahrgestells durch Kippen des Fahrzeugs. Entsprechend obiger Definition auf Grundlage des Potentials ist auch der Sonderfall $\theta_{sFL} = 0$ als instabile Gleichgewichtslage definiert. Wird die Stabilität hingegen anhand einer durch die Gravitation ausgelösten Beschleunigung des Mechanismus definiert, stellt der Sonderfall $\theta_{sFL} = 0$ den indifferenten (quasi-stabilen) Zustand (b) dar. Dieser existiert nur in einer idealen Simulation. Unter realen Umständen führt bereits eine infinitesimale interne oder externe Störung (Luftzug, Fahrbahn-Unebenheiten) zum Übergang in den instabilen Gleichgewichtszustand.

Grundlegendes Funktionsprinzip der Stabilisierung

Entsprechend kann das Fahrgestell nur durch einen zusätzlichen, *regelnden Eingriff* in seiner indifferenten (quasi-stabilen) Pose mit $\theta_{sFL} = 0$ gehalten werden. Dieses *Stabilisieren* des Fahrgestells in „aufrechter“ Pose kann grundsätzlich durch zwei verschiedene Methoden erfolgen: Bei passiven Fahrzeugen (Stechkarre) erfolgt eine *externe Stabilisierung* durch den mitgehenden Bediener, der basierend auf dem aktuellen Zustand des Fahrgestells (Pose, Geschwindigkeit, Beschleunigung) zu dessen Stabilisierung geeignete, externe *Bediener-Interaktionskräfte* auf das Fahrzeug überträgt, wodurch aus Fahrzeug und Bediener ein statisch bestimmtes Mehrkörpersystem entsteht. Bei aktiv angetriebenen Fahrzeugen erfolgt eine *interne Stabilisierung* durch eine Antriebsregelung, welche die Antriebsachse des Fahrzeugs durch entsprechende Beschleunigung der Räder basierend auf dem aktuellen Bewegungszustand des Fahrgestells derart translatorisch in Richtung der ${}_3x$ -Koordinate (Fahrtrichtung) beschleunigt, dass unter Ausnutzung der Inertialkräfte von Fahrgestell und Nutzlast der Mechanismus stetig mit dem Ziel der Erreichung der Orientierung $\theta_{sFL} = 0$ beschleunigt wird.

Die erforderliche Minimalanforderung an die stabilisierende Antriebsregelung wird hier anhand der Bewegungsgleichung des schlittenbasierten inversen Pendels (Abbildung 2.2) erläutert, da diese für das Verständnis aller aufbauenden Forschungsinhalte hinsichtlich der Stabilisierung einachsiger Gütertransportfahrzeuge essentiell ist. Der Schwerpunktnickwinkel θ_{sFL} des Fahrzeugs mit beaufschlagter Nutzlast entspricht dabei dem im Folgenden dargestellten Schwerpunktnickwinkel θ_m des schlittenbasierten inversen Pendels. Für diese Stabilisierung in der quasi-stabilen beziehungsweise aufrechten Orientierung muss der Fußpunkt des Pendels, entsprechend der Antriebsachse des Fahrzeuges, resultierend aus (2.4) unter der Annahme $\ddot{\theta}_m = 0$ (statische Orientierung) mit

$$\ddot{x}_L = g \tan \theta_m, \quad (2.10)$$

beziehungsweise in um den Arbeitspunkt $\theta_m = 0$ linearisierter Form resultierend aus (2.6) mit

$$\ddot{x}_L = g \theta_m, \quad (2.11)$$

beschleunigt werden. Befindet sich das Pendel in seiner quasi-stabilen Orientierung mit $\theta_m = 0$ ist somit keine Beschleunigung des Fußpunktes erforderlich, außerhalb der quasi-stabilen Lage muss der Fußpunkt und somit das gesamte Pendel konstant entsprechend Gleichungen (2.10) beziehungsweise (2.11) beschleunigt werden, um den Pendelwinkel konstant zu halten.

Zur Darstellung der Grundlagen bezüglich der *Regelung dieser Fußpunktbeschleunigung* zum Stabilisieren des Schwerpunktnickwinkels wird Gleichung (2.6) in den Frequenzbereich transformiert. Es resultiert mit den Bezeichnungen

$$\begin{aligned} U(s) &:= \mathcal{L} \left\{ -\frac{1}{l} \ddot{x}_L \right\}, \\ Y(s) &:= \mathcal{L} \{ \theta_m \} \end{aligned} \quad (2.12)$$

2.2 STABILISIEREN EINACHSIGER FAHRZEUGE UND ROBOTER

für die Ein- und Ausgangsgrößen des Systems und den Annahmen

$$\begin{aligned}\theta_m(t=0) &= 0, \\ \ddot{x}_L(t=0) &= 0\end{aligned}\tag{2.13}$$

unmittelbar die algebraische Gleichung

$$s^2 Y(s) - \frac{g}{l} Y(s) = U(s)\tag{2.14}$$

und damit die Übertragungsfunktion des unregulierten Systems

$$G_S(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{1}{s^2 - \frac{g}{l}}.\tag{2.15}$$

Anhand der Lage der Nullstellen der charakteristischen Gleichung

$$s_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{g}{l}}\tag{2.16}$$

wird ohne weitere Rechnung die Instabilität des unregulierten Systems gezeigt. Nicht möglich ist die Stabilisierung des Systems durch Regelung mit einem reinen Proportionalregler. Nach kurzer Rechnung ergibt sich hierfür die Übertragungsfunktion

$$G(s) = G_R(s) G_S(s) = \frac{K_P}{s^2 - \left(\frac{g}{l} + K_P\right)}\tag{2.17}$$

mit den Polen

$$s_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{g}{l} + K_P}.\tag{2.18}$$

Stabilisiert werden kann das schlittenbasierte inverse Pendel – und daraus resultierend das einachsige Fahrzeug – erst durch Einsetzen eines Reglers mit differenzierendem Anteil mit der Übertragungsfunktion

$$G(s) = G_R(s) G_S(s) = \frac{K_D s + K_P}{s^2 - K_D s - \left(\frac{g}{l} + K_P\right)},\tag{2.19}$$

deren Pole

$$s_{1,2} = \frac{K_D}{2} \pm \sqrt{\frac{K_D^2}{4} + \frac{g}{l} + K_P}\tag{2.20}$$

durch geeignete Wahl der Reglerkoeffizienten in der linken s-Halbebene platziert werden können.

Statisches und dynamisches Balancieren

Statisches Balancieren ist gekennzeichnet durch das permanente Balancieren des Schwerpunktes über dem Drehgelenk des inversen Pendels beziehungsweise über der Antriebsachse des Fahrzeugs. Das Pendel verharrt hierbei idealerweise *statisch* in einer translatorischen Position. Bei praktischer Umsetzung bewegt es sich als Resultat von Sensor- und Regelungsungenauigkeiten unkontrolliert in translatorischer Richtung auf dem Schlitten. Manövrieren eines Fahrzeugs – die definierte *dynamische* Bewegung – hingegen erfordert

die definierte translatorische (und rotatorische) Beschleunigung des Systems in der Fahrbahnebene. Um das Fahrzeug translatorisch zu beschleunigen bedarf es entsprechend Gleichung (2.6) eines zeitweisen, kontrollierten Abweichens von der quasi-stabilen Pose² mit $\theta_{sFL} = 0$. Hierdurch ist das dynamischen Balancieren charakterisiert [Brä06]. Das Fahrgestell muss dabei zunächst in einen instabilen Zustand vor- oder zurückgeneigt werden – das heißt, zu Fallen beginnen – um daraufhin durch entsprechende translatorische Beschleunigung am Fallen gehindert zu werden. Bei Robotern ohne extern angreifende Kräfte und ohne dynamische Beladung (auf dem Fahrzeug befindliche Person) ist entsprechend zum nach vorne Beschleunigen zunächst ein kurzzeitiges rückwärts Beschleunigen erforderlich, um das Fahrgestell nach vorne kippen zu lassen. Hierauf folgt die anschließende vorwärtsgerichtete Beschleunigung des Fahrzeugs mit resultierender translatorischer Geschwindigkeitsänderung, welche das Kippen des Fahrgestells verhindert und es nach Erreichen der Soll-Geschwindigkeit wieder in seine quasi-stabile Pose mit $\theta_{sFL} = 0$ zurückbringt.

Im Falle von mitgängergeführten einachsigen Fahrzeugen ist in diesem Zusammenhang die Betrachtung des „Zero-Moment-Point“ (ZMP) von Interesse. Der ZMP bezeichnet das dynamische Äquivalent zum statischen Massenschwerpunkt. Er definiert den dynamischen Schwerpunkt des Systems unter Einbeziehung innerer dynamischer Vorgänge und extern angreifender Kräfte und Momente [Brä06]. Bekannt ist die Betrachtung des ZMP insbesondere im Zusammenhang mit der Modellierung und Regelung des zweibeinigen Gangs [FK98, EOO⁺02], während dem sich das Mehrkörpersystem bei jedem Schritt – wie das zwecks Änderung der translatorischen Geschwindigkeit kurzzeitig definiert kippende einachsige Fahrzeug – vorübergehend in einem instabilen Zustand befindet (der ZMP befindet sich zeitweise nicht über dem im Bodenkontakt stehenden Fuß, verharren ohne Kippen ist nicht jederzeit möglich). Im Fall von Manövrieren eines mitgängergeführten einachsigen Fahrzeugs mittels vom mitgehenden „Fahrer“ direkt auf das Fahrgestell aufgebrauchten Interaktionskräften erfolgt das Vor- oder Zurückneigen des Fahrgestells zwecks translatorischer Beschleunigung unmittelbar durch die Bediener-Interaktionskräfte. Falls während der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit – abhängig vom Regelungskonzept beziehungsweise dessen Parametrisierung – eine konstante Bediener-Interaktionskraft vorliegt, resultiert hieraus, dass sich der statische Schwerpunkt von Fahrgestell und Beladung während Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit nicht direkt über der Fahrzeugachse befindet. Stattdessen neigt sich das Fahrzeug beim Manövrieren mit konstanter Geschwindigkeit bei schiebendem Bediener dem Bediener mit konstantem Winkel entgegen, bei ziehendem Bediener mit konstantem Winkel von ihm weg.

²Es wird hier anstatt des Begriffs Orientierung der Begriff Pose verwendet, da im Falle der translatorischen Regulierung (Abbildung 2.4 (b)) die quasi-stabile Konfiguration nicht nur von der Orientierung des Fahrgestells, sondern auch von der zum Fahrgestell relativen Lage der Antriebsachse abhängt.

2.2.2 Unterschiedliche Ziele und Herausforderungen der stabilisierenden Antriebsregelungen einachsiger Fahrzeuge ohne Nutzlast sowie für Personentransport und Gütertransport

Die Erforderlichkeit der Stabilisierung durch eine geeignete Antriebsregelung oder durch einen externen Benutzereingriff vereint alle einachsigen Fahrzeuge. Jedoch lassen sich einachsige Fahrzeuge und Roboter primär in *drei Klassen* einteilen, deren Kennzeichen und Anwendungsziele in *beträchtlich unterschiedlichen technischen Anforderungen* an die stabilisierende Antriebsregelung resultieren. Diese drei Fahrzeugklassen sind

1. einachsige Fahrzeuge ohne Nutzlast,
2. einachsige Fahrzeuge für den Personentransport (Bediener befindet sich auf dem Fahrzeug),
3. einachsige Fahrzeuge für den Gütertransport (Transportgut befindet sich auf dem Fahrzeug, Bediener geht mit dem Fahrzeug).

Abbildung 2.9 skizziert die vier unterscheidenden Kennzeichen, Regelungsziele und -herausforderungen dieser drei Fahrzeugklassen, die im Folgenden erläutert werden.

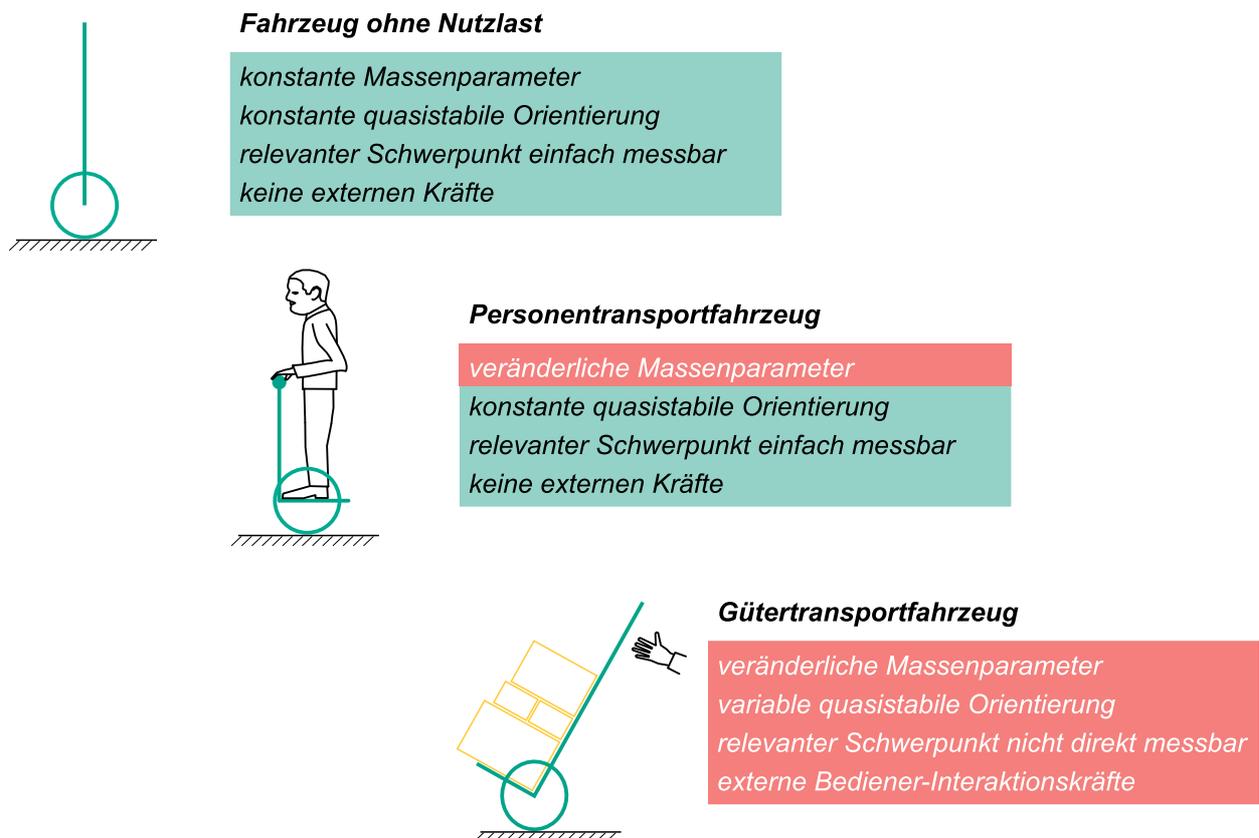


Abbildung 2.9: Unterschiedliche Kennzeichen verschiedener Klassen einachsiger Fahrzeuge

(a) Statische oder variable Position des Gesamtschwerpunkts in Relation zum Fahrgestell, messtechnische Erfassbarkeit des Gesamtschwerpunkts

Durch Beladung des Fahrzeugs mit Gütern oder durch Vor- und Zurücklehnen einer auf dem Fahrzeug stehenden Person ändert sich die Position des Gesamtschwerpunkts von Fahrgestell und Beladung s_{FL} *relativ zum Fahrgestell*. Resultierend ändert sich ebenfalls der Nickwinkel des gemeinsamen Schwerpunkts von Fahrgestell und Ladung θ_{sFL} . Die hieraus für die stabilisierende Regelung einachsiger Gütertransportfahrzeuge resultierende Herausforderung ist die fehlende Möglichkeit, auf Basis der Messung des Fahrgestellwinkels mittels am Fahrgestell montierter Sensoren den für die Regelung relevanten Nickwinkel θ_{sFL} zu ermitteln. Ein Sonderfall ist die Beladung dementsprechend, dass sich nur der *Abstand* zwischen Antriebsachse und Gesamtschwerpunkt ändert, nicht aber Winkel θ_{sFL} .

(b) Reaktion der Antriebsregelung auf Verlagerung des Gesamtschwerpunkts

Dieser Aspekt beschreibt den grundlegenden Unterschied zwischen der stabilisierenden Antriebsregelung von einachsigen Fahrzeugen für den Personentransport und für den Gütertransport. Insbesondere dieser Aspekt führt oft zu Missverständnissen bei der Unterscheidung zwischen den *sich grundsätzlich unterscheidenden* Regelungszielen und -herausforderungen dieser beiden Fahrzeugklassen, weshalb hier ergänzend Tabelle 2.1 zur übersichtlichen Erläuterung dient.

Beim einachsigen Personentransportfahrzeug „kippt“ das Fahrgestell durch Vor- oder Zurücklehnen des auf dem Fahrzeug stehenden Fahrers aus seiner quasi-stabilen Orientierung. Beim einachsigen Gütertransportfahrzeug geschieht dies durch Änderung der Beladung. Die Soll-Reaktion auf dieses jeweils durch Verlagerung des Gesamtschwerpunkts von Fahrzeug und „Beladung“ ausgelöste Kippen ist beim Personentransportfahrzeug die *translatorische Beschleunigung (Geschwindigkeitsänderung) des Fahrzeugs*. Durch Vor- und Zurückneigen der auf dem Transporter stehenden Person wird ein Befehl zum Beschleunigen beziehungsweise Abbremsen ausgelöst. Die Regelung erkennt *auf Basis von am Fahrgestell montierten Sensoren*, dass sich das Fahrgestell nach vorne oder hinten neigt (beziehungsweise zu fallen beginnt), und reagiert entsprechend mit Beschleunigung der Räder, um den Nickwinkel *des Fahrgestells* θ_{sF} – nicht den gemeinsamen Schwerpunktnickwinkel von Fahrzeug und „Beladung“ θ_{sFL} – zurück zu Null zu regeln, um das Umfallen des Fahrgestells zu verhindern. Regelungsziel ist immer die Minimierung des Schwerpunktnickwinkels *des Fahrgestells*, die dabei auftretende Geschwindigkeitsänderung ist der *beabsichtigte „Nebeneffekt“*.

Beim einachsigen Gütertransportfahrzeug „kippt“ das Fahrgestell durch Änderung des Beladungszustands aus seiner quasi-stabilen Orientierung (rotatorische Regulierung) beziehungsweise Konfiguration (translatorische Regulierung oder Regulierung mittels Gegengewicht)³. Die Soll-Reaktion auf dieses jeweils durch Verlagerung des Gesamtschwerpunkts von Fahrzeug und Beladung ausgelöste Kip-

³siehe Abbildung 2.4

2.2 STABILISIEREN EINACHSIGER FAHRZEUGE UND ROBOTER

pen ist beim Gütertransportfahrzeug die *Beibehaltung des Stillstands (Vermeidung der translatorischen Beschleunigung) des Fahrzeugs*. Hierzu ist im Anschluss an die Beladungsänderung die umgehende Adaptierung des Fahrgestellnickwinkels (rotatorische Regulierung), der Achsposition (translatorische Regulierung) oder der relativen Position des Gegengewichts (Regulierung mittels Gegengewicht) erforderlich. Eine Herausforderung hierbei ist, dass zwar das Kippen des Fahrgestells (Nickwinkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}_F$) unmittelbar durch einen am Fahrgestell montierten Sensor (Gyroskop, Beschleunigungssensor) gemessen werden kann, nicht aber der neue quasi-stabile Fahrgestellnickwinkel beziehungsweise die neue quasi-stabile Fahrgestellkonfiguration. Erforderlich ist daher ein Konzept zur Erfassung der durch die Beladung veränderten relativen Schwerpunktposition sowie zur darauf basierenden Adaptierung der Fahrgestellorientierung oder Fahrzeugkonfiguration, um das unerwünschte translatorische Beschleunigen des Fahrzeugs zu verhindern.

(c) Statische oder variable Massenparameter

Im Gegensatz zu Fahrzeugen ohne Nutzlast variieren bei Personen- und Gütertransportfahrzeugen die Massenparameter (Masse und Massenträgheitsmoment der Beladung). Das Massenträgheitsmoment um die Antriebsachse variiert auch, wenn die Position einer Beladung mit gleichbleibendem Gewicht dementsprechend verändert wird, dass sich nur der Abstand zwischen Antriebsachse und Schwerpunkt der Beladung, nicht aber der Gesamtschwerpunktnickwinkel verändert. Während die Stabilisierung mit Änderung der Massenparameter bis zu einem gewissen Maß durch einen robusten Regler realisiert werden kann, ist bei hoher Beladungsvariabilität ein massenadaptiver Regler erforderlich, um Stabilität und gleichbleibendes Manövrierverhalten zu gewährleisten.

(d) Kontaktkräfte zwischen Fahrgestell und Umwelt

Bei einachsigen Fahrzeugen ohne Nutzlast (in der Regel Demonstratoren im Forschungsumfeld) und einachsigen Personentransportfahrzeugen ist keine definierte Reaktion auf externe Interaktionskräfte zwischen Fahrgestell und Umwelt erforderlich. Bei Labor-Demonstratoren dienen derartige Interaktionskräfte (insbesondere Beaufschlagen eines Stoßes) in der Regel zur Demonstration der entsprechenden Robustheit des Regelansatzes, bei Personentransportfahrzeugen ist eine Robustheit in dem Maße gefordert, dass unbeabsichtigtes Beaufschlagen eines Stoßes nicht zum Kippen beziehungsweise Stürzen des Fahrgestells führt. Bei einachsigen Gütertransportfahrzeugen, die von einem mitgehenden Bediener durch direkt auf das Fahrgestell aufgebrachte Interaktionskräfte manövriert werden, ist hingegen zwecks Manövrieren zusätzlich zur Robustheit gegenüber Stößen ein *definiertes* Verhalten des Reglers in Abhängigkeit der Interaktionskräfte gefordert.

Tabelle 2.1: Stabilisierende Regelung einachsiger Fahrzeuge für den Personen- und Gütertransport: unterschiedliche Ziele und Herausforderungen

	Personentransport	Gütertransport
Auslöser der Schwerpunktverlagerung	Vor- und Zurückneigen des Fahrers	Be- und Entladung
Soll-Reaktion auf Schwerpunktverlagerung	Fahrzeugbeschleunigung	Beibehaltung Fahrzeugstillstand
Primär zu regelnde Zustandsgröße und Regelungsziel für Soll-Reaktion	$\theta_{sF} = 0$ (Minimierung des Schwerpunktnickwinkels <i>des Fahrgestells</i>)	$\theta_{sFL} = 0$ (Minimierung des Schwerpunktnickwinkels <i>von Fahrgestell und Ladung</i> durch Adaptierung der Kinematik)
Direkte Messbarkeit der primär zu regelnden Zustandsgröße	Ja (durch am Fahrgestell montiertes Gyroskop und gegebenenfalls zusätzlichen Intertialsensor)	Nein (nur indirekt / störanfällig)

Zusammenfassend weist die entsprechend dieser Kennzeichen einfachste Form einachsiger Fahrzeuge *konstante Massenparameter* sowie einen *konstanten quasi-stabilen Fahrgestellwinkel* auf und erfordert keine definierte Reaktion auf Kontaktkräfte zwischen Fahrgestell und Umwelt. Diese in der Wissenschaft am weitesten verbreitete Klasse einachsiger Fahrzeuge beziehungsweise Roboter entspricht prinzipiell dem klassischen inversen Pendel, mit dem Unterschied der Realisierung der translatorischer Fußpunktbeschleunigung mittels sich auf einem Untergrund drehender Räder anstatt mittels eines Schlittens. Modellieren und Stabilisieren des inversen Pendels sind jedoch aufgrund der fehlenden dynamischen Kopplung zwischen Pendel und Antriebsrädern (Drehmoment der Antriebsmotoren wirkt beim einachsigen Fahrzeug im Gegensatz zum inversen Pendel entsprechend *Actio = Reactio* entgegengesetzt auf das Fahrgestell) deutlich einfacher umzusetzen.

Im Gegensatz dazu ist bei einachsigen Fahrzeugen mit Nutzlast ein definiertes Reglerverhalten bei Änderungen der Beladung oder Änderung ihrer Position auf dem Fahrzeug erforderlich. Die Regelungsziele von Personentransportfahrzeug und Gütertransportfahrzeug unterscheiden sich diesbezüglich jedoch grundsätzlich.

Beim Personentransportfahrzeug wird für das Manövrieren die reguläre Methode zum Stabilisieren inverser Pendel genutzt: Entsprechend seiner Fahrzeugdynamik reagiert das Fahrzeug auf Veränderung der relativen Gesamtschwerpunktposition, ausgelöst durch Vor- oder Zurückneigen des Fahrers, mit translatorischer Beschleunigung, woraus die gewünschte Änderung von translatorischer Geschwindigkeit und Position resultiert. Das

2.2 STABILISIEREN EINACHSIGER FAHRZEUGE UND ROBOTER

zugrundeliegende Regelungsziel beim Personentransportfahrzeug ist das Minimieren des sensorisch auf einfache Weise erfassbaren Schwerpunktnickwinkels des Fahrgestells.

Im Gegensatz zum Personentransportfahrzeug muss beim Gütertransportfahrzeug die Änderung von translatorischer Geschwindigkeit und Position als Resultat von Beladungsänderungen verhindert werden. Aus Be- und Entladungsprozessen darf hier keine bleibende Geschwindigkeitsänderung resultieren. Das Regelungsziel beim einachsigen Gütertransportfahrzeug ist daher die Adaptierung der Fahrgestellorientierung beziehungsweise -konfiguration an den Gesamtschwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Beladung. Dieser gemeinsame Schwerpunkt von Fahrgestell und Beladung ist nicht unmittelbar durch am Fahrgestell montierte Sensoren erfassbar⁴.

2.2.3 Bisherige Beispiele stabilisierender Regelungen aus Wissenschaft und Industrie

Bereits kommerziell verfügbar sind einachsige Fahrzeuge für den Personentransport. Die Mehrheit der Beispiele für Konzepte zur Stabilisierung einachsiger Fahrzeuge und Roboter findet sich jedoch im wissenschaftlichen Umfeld. Hier reicht das Spektrum von einfachen bis hin zu komplexen Mechanismen und Regelungsstrategien mit speziellen Fähigkeiten und Anwendungsgebieten. Im Folgenden werden in Bezug zur Forschungsfrage dieser Arbeit relevante Beispiele und ihre Technologien und Eignungen dargestellt. Das dargestellte Wissen ist dabei gegliedert hinsichtlich seiner Anwendung für die Stabilisierung der drei im vorhergehenden Abschnitt vorgestellten Klassen einachsiger Fahrzeuge

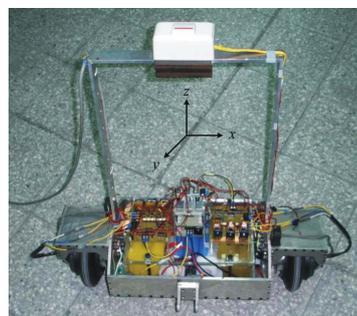
1. ohne Nutzlast,
2. für den Personentransport, sowie
3. für den Gütertransport.

Stabilisierung einachsiger Fahrzeuge ohne Nutzlast

Der überwiegende Teil bisheriger wissenschaftlicher Arbeiten im Feld einachsiger Fahrzeuge beziehungsweise Roboter befasst sich mit dieser Fahrzeugklasse. Neben der Synthese, Implementierung, Demonstration und Analyse diverser Regelungsansätze im wissenschaftlichen Umfeld dienen diese Fahrzeuge ebenfalls wie auch das schlittenbasierte inverse Pendel als hervorragendes Übungs- und Demonstrationsobjekt in der Lehre. Sie repräsentieren eine in Relation zur Komplexität des relativ einfachen Mechanismus recht anspruchsvolle Regelungsaufgabe: die Stabilisierung eines nichtlinearen und statisch unterbestimmten Mehrkörpersystems. Viele Publikation zeigen daher nur die Untersuchung der Fahrgestellstabilisierung ohne Betrachtung der Gierbewegung des Fahrzeugs ($\psi_F \equiv 0$).

⁴Im Konzeptteil dieser Arbeit werden in Abschnitt 4.2.2 mehrere Lösungsansätze entworfen und analysiert und ein geeignetes Lösungskonzept entwickelt.

Messtechnische Erfassung der Zustandsgrößen Die für die stabilisierende Regelung relevante (beziehungsweise relevanteste) Zustandsgröße des Mechanismus ist der *Schwerpunktnickwinkel des Fahrgestells*. Mittels der Stellgröße dieses Mechanismus, dem *Antriebsmoment* der Räder, wird die horizontale Beschleunigung der Antriebsachse geregelt, woraus unter Nutzung der Inertialkräfte des Fahrgestells die Regulierung des Nickwinkels resultiert. Der Fahrzeugschwerpunkt weist hier eine definierte, unveränderliche Position in Relation zum Fahrgestell auf, es sind keine Einflüsse durch weitere Massen vorhanden. Daher kann hier der Schwerpunktnickwinkel des Fahrgestells relativ einfach mittels am Fahrgestell montierter Sensoren erfasst werden. In [HT07, HTHH10] wurde gezeigt, dass die Antriebsregelung zur Stabilisierung des in Abbildung 2.10 (a) gezeigten Fahrgestells in seiner aufrechten, quasi-stabilen Orientierung basierend auf ausschließlich dem Schwerpunktnickwinkel des Fahrgestells möglich ist (mittels H_∞ -Regelung). In [GDCR02] werden die Resultate praktischer Erprobung verschiedene Möglichkeiten zur Messung des Nickwinkels θ_{sF} beschrieben. Neigungssensoren erwiesen sich dabei als zu träge. Die Herleitung des Nickwinkels aus zwei um 90 Grad versetzten Beschleunigungssensoren liefert aufgrund von hohem Rauschen ebenfalls kein verwertbares Signal. Die zeitliche Integration der von einem Gyroskop gemessenen Nickwinkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}_{sF}$ liefert grundsätzlich positive Resultate. Entsprechend stellen Gyroskope die üblicherweise verwendete Methode für diese Messung dar. Zur Bestimmung des Absolutwertes muss die Regelungssoftware entweder gestartet werden, während sich das Fahrzeug in einer Rastposition befindet, von der aus die Winkeländerung zur quasi-stabilen Orientierung bekannt ist, oder das Fahrzeug wird zunächst händisch in die quasi-stabile Orientierung gebracht und die Software im Anschluss daran aktiviert. Problematisch ist der stets vorhandene Drift von Gyroskopen. Aus diesem resultiert durch die zeitliche Integration ein mit der Zeit stetig zunehmender Messfehler. Dieser kann durch Sensorfusion der Signale von Gyroskop und Beschleunigungssensoren beispielsweise mittels eines Komplementärfilters oder eines Kalman-Filters eliminiert werden. Die Herleitung des Nickwinkels θ_{sF} basierend auf Messungen der Beschleunigung der ebenen Bewegung des Fahrgestells lieferte in [GDCR02] keine zuverlässigen, für die Antriebsregelung geeignete Werte.



(a) „CTWEV“ [HTHH10]



(b) „JOE“ [GDCR02]

Abbildung 2.10: Bisherige Beispiele einachsiger Fahrzeuge beziehungsweise Roboter ohne Nutzlast

2.2 STABILISIEREN EINACHSIGER FAHRZEUGE UND ROBOTER

In der Regel werden weitere Sensoren zur Erfassung zusätzlicher Zustandsgrößen verwendet. Üblich sind Inkrementalgeber an beiden Antriebsmotoren. Sie dienen zur Ermittlung der translatorischen Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gierwinkelgeschwindigkeit. Durch zeitliche Ableitung und Integration können die entsprechenden Beschleunigungen und die relative horizontale Position und Orientierung berechnet werden.

Feste Regler Das System wird in der Regel um seinen quasi-stabilen Arbeitspunkt (die quasi-stabile Orientierung mit $\theta_{sF} = 0$) betrieben. Um diesen lässt es sich hervorragend linearisieren. Verbreitete Regelungsmethoden sind hier PID- oder PD-Regler [GT08] und Regelungen im Zustandsraum [GDCR02, HTHH10, TBV⁺02, DTG06, TDG06, NAO08] mit Reglerentwurf mittels Polvorgabe oder lokaler Optimierung (LQR). In [KKK06] wird die Regelgüte eines PID-Reglers mit der eines sechsdimensionalen Zustandsreglers hinsichtlich der Kriterien Abweichung vom Soll-Nickwinkel und maximale Fahrgeschwindigkeit verglichen. Beide Kriterien konnten um den Faktor zwei verbessert werden. Das in Abbildung 2.10 (b) gezeigte, 65 cm hohe Fahrzeug wird mit zwei entkoppelten Zustandsregelungen (für translatorische und rotatorische Bewegung) mit 6 Zustandsvariablen stabilisiert und manövriert [GDCR02]. Die translatorische und rotatorische Soll-Geschwindigkeit wird dem System über eine drahtlos mit dem Fahrzeug gekoppelte Bedieneinheit (Joystick) vorgegeben.

Parameteradaptive Regler Weitere Arbeiten befassen sich mit robusten und adaptiven Regelungsstrategien zur Stabilisierung von ungenau oder unvollständig modellierten Systemen. Auf grundlegende Eigenschaften und Methoden parameteradaptiver Regelansätze soll hier nicht eingegangen werden. In [Kof88] findet sich eine Klassifikation robuster und robust adaptiver Methoden. In [Ise87] findet sich eine ausführliche Übersicht und Klassifikation adaptiver Methoden, der Anforderungen bei ihrer Implementierung sowie positiver und negativer Bedingungen für ihre stabile Funktion. Einige dieser Anforderungen sind für den in dieser Arbeit betrachteten Anwendungsfall relevant. So ist zur Ausführung von Adaptierungsprozessen prinzipiell eine bis zum Abschluss der Adaptierung fortdauernde Anregung der Strecke erforderlich. Diese Voraussetzung ist beim einachsigen Fahrzeug durch den fortwährenden Stabilisierungsprozess gegeben, der – abgesehen von ohne Störungen und Messrauschen modellierten idealen Simulationen – niemals im Stillstand befindlich ist. Eine Herausforderung, die prinzipiell laut [Ise87] zu schlechter Regelgüte oder sogar Instabilität führen kann, sind nichtstationäre Störsignale (Sprünge, Spitzen) sowie schnelle Änderung des statischen und dynamischen Prozessverhaltens. Beide Einflüsse liegen bei der in dieser Arbeit behandelten Anwendung aufgrund der sprunghaften Streckenänderung durch Beladungsänderung vor.

In der Literatur finden sich zahlreiche Methoden für die parameteradaptive Regelung inverser Pendel und einachsiger Roboter. Neben recht speziellen Lösungen wie Adaptive Fuzzy Logic [LX09, TBV⁺02] oder adaptiven neuronalen Netzwerken [FA09] ist Backstepping ein verbreitetes Verfahren.

Voraussetzung für dessen Anwendung ist das Vorliegen der Systembeschreibung in *Strict-Feedback-Form*. Die grundlegenden Schritte zur Formulierung des Modells einachsi-

ger Roboter in Strict-Feedback-Form und zur Backstepping-Reglersynthese basierend auf Lypunov-Funktionen sind sehr übersichtlich dargestellt in [BD98, NKSM09].

Die Formulierung des Systemmodells mit Berücksichtigung von Stabilisierung des Nickwinkels und ebenfalls der Fahrzeugbewegung in translatorischer und / oder rotatorischer Bewegungsrichtung ist derartig jedoch nicht möglich [BD98]. Deshalb vernachlässigen bisherige Ansätze bei der Regelung des Nickwinkels mittels Backstepping die Regelung der Fahrbewegung [EM05, Alt07, RB12] oder der adaptive Backstepping-Ansatz wurde im Zusammenwirken mit festen Reglern für die Fahrbewegung angewendet. So wird in [NKSM09, NDN10, MKSM14] adaptives Backstepping für die Regelung des Nickwinkels mit einem PD-Regler für die Regelung der translatorischen Fahrbewegung kombiniert.

Stabilisierung einachsiger Fahrzeuge für den Personentransport

Außerhalb des wissenschaftlichen Umfeldes erlangten einachsige, aktiv angetriebene Fahrzeuge die größte Bekanntheit durch den Segway[®] „Personal Transporter“ (Segway[®] PT, früher Segway[®] HT für „Human Transporter“) (Abbildung 2.11 (a)).

Fahrzeuge der Firma Segway[®] mit dynamischer Stabilisierung Befehle zur Änderung der translatorischen Geschwindigkeit werden bei diesem Fahrzeug durch Vor- und Zurücklehnen des auf dem Fahrzeug stehenden Fahrers gegeben. Dabei beginnt durch das Vor- oder Zurücklehnen das Fahrgestell zunächst zu kippen. Regelziel ist das aufrecht halten des Fahrgestells, entsprechend beschleunigt das Fahrzeug, um das zu kippen beginnende Fahrgestell unter Ausnutzung der Inertialkräfte von Fahrgestell und Fahrer wieder in seine aufrechte, quasi-stabile Orientierung zurück zu führen⁵. Diese Variante der dynamischen Stabilisierung⁶ wurde vom Erfinder des Fahrzeugs, Dean Kamen (DEKA Research and Development Corporation), „iBalance[®] Technology“ genannt. Bei dem zugrundeliegenden stabilisierenden Regler handelt es sich um einen Zustandsregler [KAD⁺97], der auf Basis von am Fahrgestell und an den Antriebsachsen montierten Sensoren agiert. Zur Vorgabe des Lenkbefehls besaßen die am 3.12.2001 erstmals der Öffentlichkeit präsentierten „Personal Transporter“ der ersten Generation einen an einer starre Lenkstange befestigten Drehgriff. Seit 2006 werden die Fahrzeuge der zweiten Generation produziert. Diese sind ausgestattet mit der „Lean-Steer-Lenkung“, bei der ein Schwenken der Lenkstange nach rechts oder links den Lenkwinkel vorgibt [KAD⁺07]. Der Segway[®] PT ist daher intuitiv bedienbar, denn Beschleunigung und Lenkwinkel werden ausschließlich durch Gewichtsverlagerungen, ohne Erforderlichkeit der Bedienung von Stelleinrichtungen zur Vorgabe von Bremsen, Beschleunigen und Lenken, manövriert.

Die jedoch bereits vor dem Erscheinen des Segway[®] PT erste Applikation der von DEKA entwickelten „iBalance[®]“ genannten Regelungsalgorithmen war 1999 das von „Indepen-

⁵Die unterschiedlichen Ziele dieser Regelungsstrategie im Vergleich zur stabilisierenden Antriebsregelung einachsiger Gütertransportfahrzeuge erläutert Abschnitt 2.2.2 und in kompakter Form Tabelle 2.1.

⁶siehe Abschnitt 2.2.1

2.2 STABILISIEREN EINACHSIGER FAHRZEUGE UND ROBOTER



(a) Segway® Personal Transporter, Modell „i2“ [Urb13]



(b) Independence Technology „iBOT Mobility System“ [DEK09]

Abbildung 2.11: Bisherige Beispiele einachsiger Personentransportfahrzeuge

dence Technology“, einer Tochtergesellschaft von Johnson & Johnson, vorgestellte „iBOT Mobility System“ [MKK⁺01, DEK09]. Es handelt sich um einen für gehbehinderte Personen entwickelten elektrischen Rollstuhl mit mehreren Betriebsmodi (Abbildung 2.11 (b)). Auf diesem Fahrzeug sitzt der Benutzer im Gegensatz zum auf dem Segway® PT stehenden Fahrer. Der iBOT kann wie ein normaler Rollstuhl im vierrädrigen Modus betrieben und über einen Joystick manövriert werden. Einen herkömmlichen elektrischen Rollstuhl ergänzende Fähigkeiten sind die Möglichkeit, im balancierenden Modus Bordsteine und Treppen (mit Festhalten am Treppengeländer) zu überwinden, und den Fahrer auf Augenhöhe mit stehenden Personen zu halten. In diesem balancierenden Modus wird die translatorische Beschleunigung wie beim Segway® PT mittels Vor- und Zurücklehnen gesteuert. Kommerziell vertrieben wurde der iBOT ab 2001. Der Vertrieb wurde jedoch 2009 eingestellt [LM11].

Im Forschungsbereich existiert ein dem Prinzip des iBot ähnliches Fahrzeug für auf einem einachsigen Fahrgestell sitzende Personen. Für diesen „B2“ wurden verschiedene Regelungsansätze veröffentlicht: In [TBV⁺02] sind ein auf Fuzzy Logic basierender Ansatz sowie ein auf Zustandsrückführung basierender Ansatz zur Stabilisierung dargestellt. Ein weiterer, parameteradaptiver, backsteppingbasierter Regelungsansatz des „B2“, dessen Schätzer als speziell für unbekannte aber konstante Parameter beschrieben wird, findet sich in [PP10].

Weitere Konzepte Mittlerweile existieren neben unzähligen privaten Nachbauten des Segway® PT ebenfalls einige Konzeptstudien und Prototypen von weiteren im kommerziellen Umfeld entwickelten, auf dem Prinzip der dynamischen Stabilisierung basierenden Fahrzeugen. Von Segway® selbst entwickelt wurde die 2009 präsentierte Konzeptstudie „P.U.M.A.“, ein einachsigen Fahrzeug für in einer geschlossenen Kabine sitzende Fahrer, welches 2010 von General Motors unter dem Namen „EN-V“ präsentiert wurde. Die 2012 präsentierte zweite Konzept-Generation des Fahrzeugs wird als Chevrolet „EN-V 2.0“ vermarktet und weist vier Räder auf zwei Achsen auf, stellt also eine Abkehr vom einachsigen Konzept dar.

Die rechtliche Basis für den kommerziellen Vertrieb von Entwicklungen anderer Hersteller ist bisher fraglich aufgrund der weitreichend durch Segway[®] patentrechtlich gesicherten Technologien, welche quasi alle einachsigen Fahrzeuge mit *auf* dem Fahrgestell befindlichem Fahrer betreffen. Das Manövrierkonzept („iBalance[®] Technology“) wurde bereits 1997 patentiert [KAD⁺97]. Beispiele für kommerzielle Konzepte einachsiger Personentransporter sind der Toyota „Winglet“, der Humanoid Robot Research Center (HUBO Labs) „Huboway“ und das Einrad Honda „U3-X“. Regelungstechnische Details dieser kommerziellen Entwicklungen können – abgesehen von in Patentschriften dargestellten Methoden – quasi als unbekannt angesehen werden.

Stabilisierung einachsiger Fahrzeuge für den Gütertransport

Kennzeichnende technische Anforderungen Diese Gattung einachsiger Fahrzeuge stellt in Relation zu den beiden anderen Fahrzeugklassen deutlich erweiterte Anforderungen an die Antriebsregelung⁷. Diese Anforderungen resultieren aus Kennzeichen, die hier zum besseren Verständnis des folgenden Abschnitts zusammenfassend dargestellt werden:

- Änderung der Position des gemeinsamen Schwerpunktes von Fahrgestell und Ladung s_{FL} in Relation zum Fahrgestell resultierend aus jeder Änderung des Beladungszustandes. Eine entsprechende Adaptierung der Fahrzeugkinematik ist erforderlich, um unerwünschte Fahrzeugbeschleunigung zu verhindern,
- messtechnisch nicht unmittelbar erfassbare Position des Gesamtschwerpunkts,
- Variation der Massenparameter aufgrund der wechselnden Beladung,
- externe Bediener-Interaktionskräfte im Falle von durch Mitgänger handgeführter Fahrzeuge.

Adaptierung an beladungsabhängig veränderlichen Gesamtschwerpunktnickwinkel

Die kinematische Fahrzeug-Adaptierung umfasst beziehungsweise erfordert generell zwei Schritte: Die Ermittlung der Schwerpunktposition beziehungsweise des von ihr abhängigen Nickwinkels sowie die darauf basierende Anpassung der Fahrgestellorientierung (beziehungsweise Fahrzeugkonfiguration), um den veränderten Nickwinkel zu minimieren.

Die übliche Methode der Berechnung des Schwerpunktnickwinkels basierend auf den zeitlich integrierten Signalen eines Gyroskops, gegebenenfalls in Verbindung mit den Signalen von Beschleunigungsmessern zur Kompensation des Gyroskop-Drifts, versagt hier, da mittels dieser Sensoren nur die Orientierung des Fahrgestells ohne Berücksichtigung der variablen Nutzlast ermittelt werden kann⁸.

In [TIY09] wird ein Lösungsansatz mit der Zielstellung des Transports von Reisegepäck in Innenräumen vorgestellt. Das mittels eines Zustandsreglers stabilisierte Fahrzeug (Abbildung 2.12 (a)) wird zum Zwecke der kinematischen Adaptierung während der Fahrt

⁷siehe Abschnitt 2.2.2

⁸Im Konzeptteil dieser Arbeit werden in Abschnitt 4.2.2 mehrere Lösungsansätze entworfen und analysiert und ein geeignetes Lösungskonzept entwickelt.

2.2 STABILISIEREN EINACHSIGER FAHRZEUGE UND ROBOTER

auf einer vorab vorgegebenen Trajektorie in kurzen Abständen sequenziell zum Stillstand gebracht. Hierzu werden die Reglerkoeffizienten, welche die translatorische Fahrzeugposition und -geschwindigkeit betreffen, derart erhöht, dass sie den fehlerhaften Regeleinfluss des abweichenden Nickwinkels kompensieren. Nach Stillstand wird der aktuelle Nickwinkel als neue quasi-stabile Orientierung gespeichert. Dieser Ansatz ist mit wenig Aufwand und ökonomisch realisierbar. Jedoch erfordert er nicht zu vernachlässigende Fahrwege zur Ermittlung der Nickwinkelabweichung⁹

Weitere Anwendungen einachsiger Fahrzeuge als eigenständig balancierende (und kinematisch adaptierende) Gütertransportsysteme sind dem Autor der vorliegenden Arbeit im Rahmen der Recherche nicht bekannt geworden.

Adaptierung an veränderliche Massenparameter Beim einachsigen Gütertransportfahrzeug weißt die Regelstrecke stark veränderliche, aber zwischen Beladungsänderungen konstante Massenparameter (Masse und Massenträgheitsmoment) auf. Einen Sonderfall „variabler Beladung“ stellt die Verschiebung eines Gewichts mit konstanter Masse dar, und zwar derart, dass ausschließlich eine Abstandsänderung zwischen Gesamtschwerpunkt und Antriebsachse, sowie gegebenenfalls quer zur Fahrtrichtung resultiert, das heißt, ohne resultierende Variation des Gesamtschwerpunktnickwinkels (Abbildung 2.12 (b)) [LLW⁺10, GT08]. In [GT08] wird der Effekt einer derartigen Abstandsveränderung mit einem festen PD-Regler zur Stabilisierung des Nickwinkels untersucht und gezeigt, dass mit erhöhtem Abstand und resultierend höherem Massenträgheitsmoment um die Antriebsachse für das Stabilisieren nach einer externen Störung schnelleres Ausregeln mit geringerem Energieumsatz erfolgt.

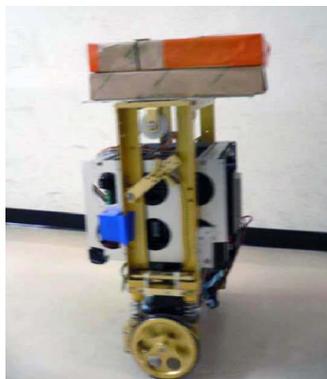
Beispiele für die Adaptierung an in hohem Umfang (im Bereich mehrerer hundert Kilogramm, entsprechend der Aufgabenstellung dieser Arbeit) veränderliche Transportgüter auf einachsigen Fahrzeugen sind dem Autor der vorliegenden Arbeit im Rahmen der Recherche nicht bekannt geworden.

Die Recherche bisher untersuchter Methoden für die parameteradaptive Regelung einachsiger Fahrzeuge findet sich in Abschnitt 2.2.3 im Rahmen der Beschreibung bisheriger Lösungsansätze für einachsige Fahrzeuge ohne Nutzlast. Bei diesen werden die parameteradaptiven Methoden zur Schätzung von ungenau beziehungsweise unvollständig modellierten Regelstrecken eingesetzt.

Handgeführtes Manövrieren Antriebsregelung eines statisch unterbestimmten einachsigen Fahrzeugs mit dessen Verwendung als Admittanzdisplay (Manövrieren basierend auf Bediener-Interaktionskräften, welche durch die Hände des mitgehenden Bedieners auf das Fahrgestell aufgebracht werden) wurde entsprechend der Recherche des Autors bisher noch nicht umgesetzt.

⁹Eigene Real-Experimente des Autors dieser Arbeit zeigen zudem, dass bereits bei Kompensation einer relativ gering fehlerhaft angenommenen Zustandsgröße (Nickwinkel) auf Basis der Regelung einer oder mehrerer weiterer Zustände ein unruhiges beziehungsweise instabiles Verhalten des Fahrzeugs auftritt (Ruckeln / Schütteln). Derartige Eigenschaften sind für ein Transportsystem, das im unmittelbaren Kontakt zum Bediener betrieben wird, nicht akzeptabel.

Manipulatoren auf einachsigen Fahrgestellen Ein Manipulator stellt ähnliche Anforderungen an die Antriebsregelung wie die variable Beladung eines Gütertransportfahrzeugs: Auch hier ändern sich (durch die veränderliche Konfiguration des Manipulators) die Schwerpunktposition des Systems sowie dessen Massenparameter. Ein Beispiel für diese Klasse der *mobilen einachsigen Manipulatoren* ist der in [SOG10, SWTM09] beschriebene Roboter (Abbildung 2.12 (c)). Er besteht aus einem einachsigem Fahrgestell, einer seriellen Roboterkinematik mit 4 Freiheitsgraden sowie einer Hand als Endeffektor. Zur Adaptierung des Fahrgestellwinkels an die veränderliche Schwerpunktposition des Systems wird hier die Schwerpunktposition des Manipulators auf Grundlage der bekannten Massen der Glieder sowie der bekannten Gelenkstellungen berechnet und an die den Nickwinkel stabilisierende Antriebsregelung übermittelt. Ähnliche Manipulatoren mit vergleichbarer Funktion und Regelungsstrategie und bis zu 12 Freiheitsgraden (zweiarmiger Roboter) werden in [AM08, WLKL13, WCYL12] vorgestellt.



(a) Zusatz-Masse mit veränderlicher Position in Relation zum Fahrgestell [TIY09]



(b) Zusatz-Masse mit veränderlichem Abstand zur Antriebsachse [LLW⁺10]



(c) Manipulator „Golem Krang“ [SOG10]

Abbildung 2.12: Bisherige Beispiele einachsiger Fahrzeuge mit veränderlicher Position des gemeinsamen Schwerpunkts von Fahrgestell und Zusatz-Massen relativ zum Fahrgestell

2.3 Handgeführtes Manövrieren von Gütertransportfahrzeugen

2.3.1 Handgeführte Gütertransportmittel: Definition und Klassifikation

Gemeinsames Merkmal der Fahrzeuggattung der handgeführten Gütertransportmittel ist die Unterbringung des Transportgutes auf dem Fahrzeug, während der steuernde Bediener beziehungsweise „Fahrer“ zu Fuß mit dem Fahrzeug geht, das heißt, nicht selbst auf dem Fahrzeug befindlich ist [BGV13]. Verbreitete Bezeichnungen sind „Mitgänger-Förderzeuge“ für mit Antriebssystemen versehene Fahrzeuge und „handbetriebene Transportmittel“ für passive Geräte ohne Antriebssystem, bei denen der Vortrieb durch die Muskelkraft des Bedieners erfolgt. Für den Betrieb speziell in Innenräumen ausgelegte handgeführte Gütertransportmittel werden als „Mitgänger-Flurförderzeuge“ bezeichnet [BGV13, BGI08].

Handgeführte Gütertransportfahrzeuge haben bei privaten und gewerblichen Anwendern große Verbreitung gefunden. Tabelle 2.2 klassifiziert einige bekannte Beispiele dieser Fahrzeugklasse anhand der insbesondere im Kontext des Inhalts dieser Arbeit relevanten Kennzeichen *Achsanzahl* und *Antriebsart*, wobei die mehrachsigen Fahrzeuge hinsichtlich der Drehbarkeit ihrer Räder (in der Fahrbahnebene) untergliedert sind. Diese Kennzeichen haben maßgeblichen Einfluss auf den Flächenbedarf des Fahrzeugs sowie die in der Forschungsfrage adressierten Bewertungskriterien *Kraftaufwand zum Manövrieren* sowie *intuitive Manövrierbarkeit* des Fahrzeugs.

Tabelle 2.2: Klassifikation bisher verfügbarer handgeführter Gütertransportmittel

	Passiv: Kein Antriebssystem	Aktiv: Mit Antriebssystem
einachsig	<ul style="list-style-type: none"> • Stechkarre (Sackkarre) • Kastenkarre (Schubkarre) 	<ul style="list-style-type: none"> • elektrische Stechkarre (Treppensteiger)
mehrachsig, alle Räder drehbar	<ul style="list-style-type: none"> • Einkaufswagen 	
mehrachsig, mindestens ein Rad starr	<ul style="list-style-type: none"> • Brief-Zustellwagen • Bollerwagen • passiver Gabelhubwagen • Kinderwagen 	<ul style="list-style-type: none"> • elektrischer Gabelhubwagen • elektrischer Gabelstapler • Espresso touch2move Verfahrenssystem

Regulierung von Fahrgeschwindigkeit und Fahrtrichtung (beziehungsweise translatorischer und rotatorischer Geschwindigkeit) geschieht bei den *passiven* Fahrzeugen (Abbil-



(a) Stechkarre (einachsig, passiv) (b) Brief-Zustellwagen (mehrachsig, passiv) (c) Elektrischer Gabelhubwagen (mehrachsig, aktiv)

Abbildung 2.13: Handgeführte Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge

dung 2.13 (a), (b)) grundsätzlich mittels Betrag und Richtung der über die Hände des Bedieners auf das Fahrgestell aufgebrauchten Bediener-Interaktionskräfte. Die Geschwindigkeit *aktiv* getriebener Fahrzeuge (Abbildung 2.13 (c)) wird in der Regel mittels Stelleinrichtungen am Handgriff reguliert, ihre Fahrtrichtung wird vorgegeben durch manuelles Einstellen der Orientierung einer Deichsel, die mechanisch mit einer in der Horizontalebene drehbaren Achse verbunden ist und entsprechend den Lenkwinkel der Antriebsräder reguliert. Eine Ausnahme stellt hier das Antriebssystem für zweiachsige Fahrzeuge „Touch2Move“ der Firma Espresso dar [Exp14], dessen Manövrieren basierend auf mittels Kraftsensoren erfassten Bediener-Interaktionskräften geschieht. Treppensteiger-Stechkarren sind mit einem elektrischen Mechanismus für das Überwinden von Treppenstufen ausgerüstet. Einige Modelle dieser Fahrzeug-Gattung sind zudem mit einem Antriebssystem der Räder ausgestattet. Die Fahrgeschwindigkeit dieser Fahrzeuge wird mittels Stelleinrichtungen reguliert. Der Bediener muss seine Ganggeschwindigkeit an die mittels Stellhebeln eingestellte Geschwindigkeit adaptieren. Wie bei passiven Stechkarren (Abbildung 2.13 (a)) ist für das Stabilisieren dieser bisher verfügbaren aktiven Treppensteiger-Stechkarren das Aufbringen entsprechender Bediener-Interaktionskräfte erforderlich, welche proportional mit der Höhe der Nutzlast steigen.

2.3.2 Analyse und Bewertung der Manövrierbarkeit verschiedener Klassen handgeführter Gütertransportfahrzeuge

Hinsichtlich Manövrieren (ein Fahrzeug (geschickt) an einen Ort oder durch eine (schwierige) Strecke lenken [dud06]), Flächenbedarf und Kraftaufwand zum Manövrieren, Möglichkeit der Überwindung von Stufen oder Schwellen sowie Sicherheit beim Manövrieren weisen die verschiedenen Klassen handgeführter Gütertransportfahrzeuge, charakterisiert durch Achszahl (einachsig / mehrachsig), Lenkbarkeit der Räder (starr, drehbar) und Antriebsart (aktiv / passiv), spezifische Vor- und Nachteile auf. Hierdurch wird ihre sinnvolle Verwendung auf jeweils nur bestimmte Einsatzzwecke beschränkt. Tabelle 2.3

2.3 HANDGEFÜHRTES MANÖVRIEREN

zeigt die im Folgenden detailliert erläuterte Eignung der verschiedenen Fahrzeugklassen in diesen fünf Disziplinen zusammenfassend. Für die Bewertung aktiver, einachsiger Fahrzeuge wurden hier bereits die im Lösungskonzept dieser Arbeit zu realisierenden technischen Fähigkeiten angenommen (eigenständiges Balancieren, Manövrieren ohne Notwendigkeit der manuellen Einstellung von translatorischer und rotatorischer Geschwindigkeit).

Tabelle 2.3: Bewertung der Manövrierbarkeit verschiedener Klassen handgeführter Gütertransportmittel

		Intuitivität	Flächenbedarf	Kraftaufwand	Stufen / Schwellen	Sicherheit
einachsig	passiv	●	●	○	◐	◐
	aktiv	●	●	●	◑	◑
mehrachsig	passiv, mindestens ein Rad starr	◑	◑	◐	○	●
	passiv, alle Räder lenkbar	●	◐	○	○	●
	aktiv	○	◑	●	○	●

●	◑	◐	◑	○
sehr gut	gut	mittel	schlecht	sehr schlecht

Intuitivität Hinsichtlich intuitiver (gefühlsmäßiger, instinktiver, ohne Training ausführbarer oder leicht erlernbarer [dud06]) Manövrierbarkeit sind einachsige Fahrzeuge sowie mehrachsige Fahrzeuge mit ausschließlich (in der Fahrbahnebene) drehbaren Rädern mehrachsigen Fahrzeugen mit mindestens einem nicht drehbaren Rad prinzipiell überlegen. Grund hierfür ist ihre Fähigkeit, auf der Stelle zu rotieren (Gierbewegung). Mehrachsige Fahrzeug mit mindestens einem nicht lenkfähigen Rad hingegen können nur auf durch die jeweilige Kinematik eingeschränkten Trajektorien und im Zusammenspiel mit translatorische Bewegung rotierend manövriert werden. Entsprechend erfordert das Manövrieren beispielsweise eines Gabelhubwagens zunächst einige Übung, bis die möglichen Trajektorien „verinnerlicht“ wurden, sodass ungeübte Benutzer Schwierigkeiten beim Manövrieren durch enge Gänge oder Türen aufweisen. Hingegen stellt dieses in der Regel mit einachsigen Fahrzeugen oder mehrachsigen Fahrzeugen mit ausschließlich lenkbaren Rädern auch für vollkommen unerfahrene Bediener keine nennenswerte Schwierigkeit dar. Mehrachsige Fahrzeuge mit ausschließlich gelenkten Rädern sind jedoch nur mit geringen Nutzlasten angenehm manövrierbar. Sie erfordern mit ho-

hen Nutzlasten bei Kurvenfahrt sowie bei seitlich abschüssigem Untergrund sehr hohe Bediener-Interaktionskräfte zur Spurführung und sind dadurch schwieriger und unangenehmer zu kontrollieren.

Flächenbedarf für Manövrieren / Wendigkeit Eine ähnliche Bewertung gilt für den Flächenbedarf. Einachsige Fahrzeuge und mehrachsige Fahrzeuge mit ausschließlich lenkfähigen Rädern sind hinsichtlich Flächenbedarf und Wendigkeit durch ihre Fähigkeit, auf der Stelle rotieren zu können, prinzipiell überlegen. Den geringsten Flächenbedarf erfordern jedoch prinzipbedingt einachsige Fahrzeuge.

Kraftaufwand für Manövrieren Den geringsten Kraftaufwand der Bedienperson erfordern aktiv angetriebene Transportmittel mit Ausnahme der elektrisch angetriebenen, einachsigen Treppensteiger. Bei diesen muss der Bediener Kraft für die Stabilisierung aufbringen. Passive, mehrachsige Fahrzeuge müssen durch die Kraft des Bedieners gelenkt und geschoben beziehungsweise gezogen werden. Mehrachsige Fahrzeuge mit ausschließlich drehbaren Rädern (Einkaufswagen) müssen zudem bei Geradeausfahrt quer zur Fahrtrichtung stabilisiert werden (insbesondere nachteilig bei seitlich abschüssigem Untergrund) und in Kurven zur Überwindung von Inertialkräften quer zur aktuellen Fahrtrichtung bewegt (gedrückt) werden. Daher wird diese Fahrzeuggattung nur für geringe Nutzlasten eingesetzt (Einkaufswagen für höhere Lasten (Baumarkt) sind daher mit zwei starren Rädern ausgestattet). Passive einachsige Fahrzeuge müssen durch die Kraft des Bedieners bewegt und zudem zur Vermeidung des Umstürzens stabilisiert werden, wodurch die Höhe der Nutzlast beschränkt ist.

Überfahren von Stufen und Schwellen Einachsige Transportmittel bieten den Vorteil, Stufen und Schwellen ohne (kontinuierliches) Kippen des Transportguts überwinden zu können. Weiterhin sind mehrachsige Fahrzeuge bauartbedingt im Gegensatz zu einachsigen Fahrzeugen meistens mit Rädern mit geringerem Radius ausgestattet, was dem Überfahren von Stufen entgegensteht. Zudem wird mit ihnen insbesondere bei mehreren aufeinanderfolgenden Stufen das Transportgut stark angekippt.

Stabilität / Sicherheit Berufsgenossenschaftliche Information 582 [BGI08] erläutert die speziellen Gefahren bei der Benutzung handgeführter Transportmittel: Mehrachsige, aktiv angetriebene Fahrzeuge werden oft über die eigenen Füße gesteuert, weiterhin klemmen sich Benutzer zwischen Fahrzeugdeichsel und einer Wand selbst ein, weshalb diese Fahrzeuggattung mit einem Nottaster im Deichselkopf versehen sein muss. Einachsige, passive Transportmittel bergen Gefahr, wenn der Benutzer sich überschätzt und die Kraft zum Stabilisieren des Transportguts nicht aufbringen kann. Zur Vermeidung von Verletzungen in dieser Situation sind diese Geräte oftmals mit Handschutzbügeln ausgerüstet.

Wird ein einachsiges, elektrisch angetriebenes und durch die Antriebsregelung stabilisiertes, mitgängergeführtes Gütertransportmittel – der Forschungsgegenstand der vorliegenden Arbeit – für den Transport einer derart hohen Nutzlast eingesetzt, dass der Bediener das beladene Fahrzeug nicht mehr manuell stabilisieren könnte, ist der Bediener auf die Stabilisierung durch die Antriebsregelung angewiesen. Es existieren hierdurch

2.3 HANDGEFÜHRTES MANÖVRIEREN

besondere sicherheitskritische Situationen. Diese sind überwiegend unabhängig von der Güte der Antriebsregelung systembedingt vorhanden. Entsprechende Gefahrensituationen sind, ohne Anspruch auf Vollständigkeit:

- Das einachsige Fahrzeug ist im Betrieb und die Batteriekapazität sinkt auf einen kritischen Wert.
- Die Räder des einachsigen Fahrzeugs befinden sich vor einer Stufe oder Schwelle, die aufgrund der kinematischen und dynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs nicht überfahren werden kann (zu geringer Raddurchmesser in Relation zur Stufenhöhe und / oder zu geringes Antriebsmoment). Gegebenenfalls steht der Benutzer auf der Stufe, und unterstützt durch Ziehen am Fahrgestell das Kippen. Es besteht hier die Gefahr, dass das Fahrzeug auf den Benutzer oder Passanten stürzt.
- Die Räder des einachsigen Fahrzeugs verlieren aufgrund von rutschigem oder glattem Untergrund ausreichende Traktion.

Neben dem Schutz von Personen und Transportgut werden diese Sicherheitsaspekte ebenfalls in Hinblick auf die behördliche Zulassung der neuen Fahrzeuggattung entsprechende Technologien zur Vermeidung dieser Situationen erforderlich machen. Um unvorhergesehenes Versagen der stabilisierenden Antriebe zu vermeiden, muss der Bediener bei niedrigem Batterie-Ladezustand frühzeitig durch ein geeignetes System gewarnt werden, und das Fahrzeug muss bei kritischer Batteriekapazität automatisch in seine stabile Ruheorientierung übergehen. Eine Möglichkeit für diesen automatischen und definierten Übergang in die stabile Ruheorientierung sowie zur Behebung der oben beschriebenen Gefahrensituationen durch zu hohe Stufen und rutschige Untergründe ist eine mechanische Stabilisierungseinrichtung, bestehend aus je einem Stützrad an der Vorder- und Hinterseite des Fahrzeugs. Diese Räder sind im Regelbetrieb nicht im Bodenkontakt, werden aber in Gefahrensituationen in Bodenkontakt gebracht, um das Kippen des Fahrzeugs zu verhindern. Weiterhin können diese Räder im regulären Betrieb zum vollautomatischen Übergang von der stabilen Ruheorientierung in die quasi-stabile Arbeitsorientierung und umgekehrt dienen.

2.3.3 Gliederung, Analyse und Bewertung von Modalitäten der Mensch-Maschine-Interaktion für das Manövrieren von Mitgänger-Fahrzeugen

Ein funktionelles Ziel der in dieser Arbeit dargestellten Forschungsinhalte ist die *intuitive* Manövrierbarkeit einachsiger, elektrisch angetriebener Gütertransportfahrzeuge. Zudem beinhaltet die Zielstellung die Realisierung einer möglichst *ökonomisch* umsetzbaren Methode. Aus technischer Sicht beschreibt diese Aufgabenstellung *das definierte Regeln von translatorischer und rotatorischer Geschwindigkeit des Fahrzeugs entsprechend den vom mitgehenden Bediener übermittelten Manövrierbefehlen (Stellgrößen)*.

Im Folgenden werden verschiedene Modalitäten der Mensch-Maschine-Interaktion anhand geeigneter Aspekte gegliedert, analysiert und in Hinsicht auf die vorliegende Aufgabenstellung bewertet. Basierend darauf wird im Rahmen der Entwicklung des Lösungskonzepts eine begründete Auswahl der optimal geeigneten Modalität für die vorliegende Zielsetzung getroffen.

Abbildung 2.14 zeigt eine Klassifikation der Kanäle und Methoden zur Übermittlung der Manövrierbefehle (Stellgrößen) vom mitgehenden Bediener zum einachsigen Mitgänger-Gütertransportfahrzeug. Prinzipiell – wie bei allen technischen Lösungen – bieten alle aufgeführten Methoden Vor- und Nachteile. Es gilt daher, die *für den primären Einsatzzweck* eines Fahrzeugs vorteilhafteste Methode zu identifizieren. Tabelle 2.4 gibt eine Übersicht der Bewertung anhand von vier Kriterien, die im Folgenden detailliert erläutert wird. Diese Analyse bezieht insbesondere die Erfordernisse der Anwendung im primär betrachteten Anwendungsfeld – der Feinverteilung kleinteiliger Sendung in urbanen Räumen – mit ein.

Intuitivität, Praxistauglichkeit und Sicherheit Grundsätzlich lassen sich alle Methoden zur Führung eines Mitgänger-Gütertransportfahrzeugs in zwei Klassen gliedern: Führen mit und ohne direkten (unmittelbaren) physischem Kontakt zwischen Bediener und Fahrzeug (das Fahrzeug berührend oder berührungslos).

Zunächst erscheint die berührungslose Vorgabe von Geschwindigkeit und Fahrtrichtung des Fahrzeugs einfach und vorteilhaft. Eine Möglichkeit hierfür ist die haptische, aber nicht unmittelbare Befehlsübermittlung mittels einer vom Bediener getragenen Stelleinrichtung (Joystick) [HTHH10]. Jedoch ist das Führen und genaue Positionieren eines Fahrzeugs durch direkten, unmittelbaren Kontakt intuitiver als die berührungslose, aus zwei Steuervorgaben (translatorische und rotatorische Geschwindigkeit) zusammengesetzte Vorgabe von Bewegungsrichtung und -geschwindigkeit. Der Unterschied ist vergleichbar mit der Eingabe an EDV-Systemen direkt über einen berührungsempfindlichen Bildschirm oder indirekt über ein Zeigegerät.

Das Manövrieren basierend auf Gesten ist durch Verdeckung der Sichtverbindung zwischen Bediener und Fahrzeug, zum Beispiel durch Passanten, fehleranfällig und damit unsicher. Gleiches gilt für das Manövrieren mittels auditiver Befehle. Dieses erscheint

2.3 HANDGEFÜHRTES MANÖVRIEREN

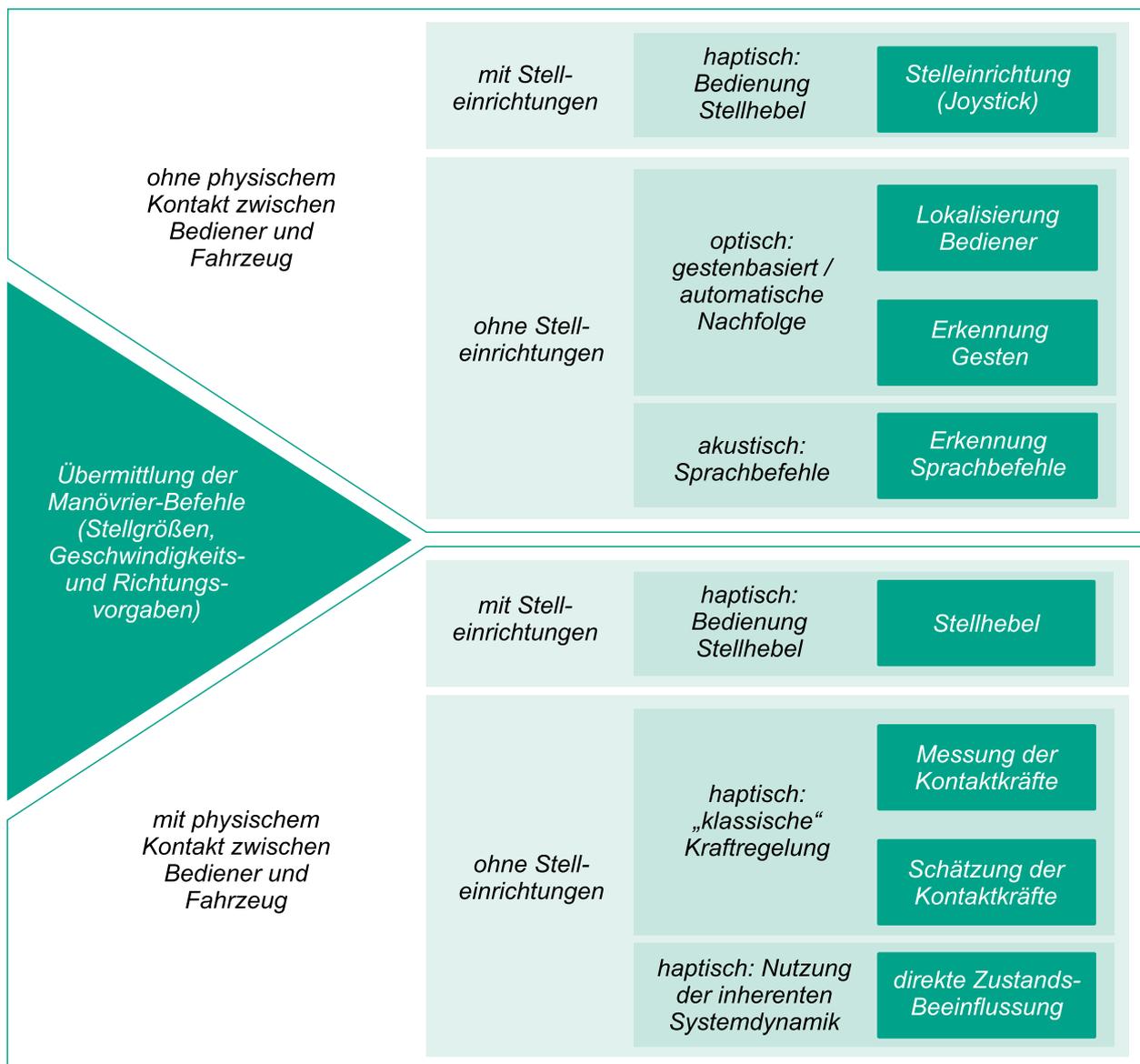


Abbildung 2.14: Klassifikation (Taxonomie) der Kanäle und Methoden zur Übermittlung der Manövrierbefehle (Stellgrößen) vom mitgehenden Bediener zum einachsigen Mitgänger-Gütertransportfahrzeug

wenig praxistauglich, da im Alltagseinsatz mit vielen Störgeräuschen zu rechnen ist. Grundsätzlich müsste der Bediener für die Anwendung dieser Modalitäten zunächst ein Training zum Erlernen der Steuerbefehle absolvieren. Volkswagen entwickelte die Konzeptstudie eines Kleintransporters für die Sendungs-Feinverteilung, welcher dem Zusteller automatisch folgen kann („Follow-me“- und „Come-to-me“-Funktion des Volkswagen „eT!“ [Vol13]). Diese Funktionalität ist jedoch für das Manövrieren einachsiger Gütertransportfahrzeuge in diesem Anwendungsfeld weniger geeignet. Diese sollen nicht nur auf einer vorgegebenen Bahn (Straße) nachrücken, sondern auf einer definierten, individuellen Trajektorie eindeutig definierte Positionen erreichen. Dabei ist es in vielen Situationen eher nachteilig, wenn der Bediener stets die Zielposition einnehmen muss,

Tabelle 2.4: Bewertung verschiedener Modalitäten der Mensch-Maschine-Interaktion für das Manövrieren einachsiger Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge

		Intuitivität	Praxistauglichkeit	Sicherheit	Kosten
mit direktem physischem Kontakt	mittels Stelleinrichtungen				
	basierend auf Interaktionskräften (Messung)				
	basierend auf Interaktionskräften (Schätzung)				
	basierend auf Interaktionskräften (inherente Dynamik)				
ohne physischen Kontakt (berührungslos)	mittels Stelleinrichtungen (Joystick)				
	visuell (gestenbasiert / automatisch folgend)				
	auditiv				

sehr gut	gut	mittel	schlecht	sehr schlecht
----------	-----	--------	----------	---------------

welche das Fahrzeug mittels Erkennung des Bedieners anfahren soll. Insbesondere in Innenräumen erscheint diese Methode daher unpraktisch bis unmöglich. Sie ist daher nur als Ergänzung zu einer anderen Manövrier-Methode geeignet.

Neben der Übergabe von Steuerbefehlen vom Bediener zum Fahrzeug (u_{ist} in Abbildung 2.15) ist grundsätzlich ebenfalls *Feedback vom Fahrzeug zum Bediener* erforderlich, das heißt hier: die Rückmeldung an den Bediener, wie und wo sich das Fahrzeug gerade bewegt (y_{ist} in Abbildung 2.15). Diesbezüglich erweisen sich alle berührungslosen Methoden als grundsätzlich nachteilig gegenüber dem unmittelbaren haptischen Mensch-Maschine-Kontakt: Bei allen berührungslosen Methoden muss der Bediener das Fahrzeug permanent beobachten („im Auge behalten“). Um sicheren und intuitiven Einsatz zu gewährleisten, darf das Feedback vom Anwender jedoch keine besondere Aufmerksamkeit verlangen [BHS⁺10b]. Somit ist das intuitivste und sicherste Feedback das direkte Spürbarmachen des Bewegungsprozesses über die führenden Hände beziehungsweise die führende Hand. Auf diese Weise ist die Nutzung von nur *einem* sensorischen Kanal für Steuervorgaben *und* Feedback erforderlich. Alle anderen Methoden sind demnach hinsichtlich der wichtigsten Feedback-Paradigmen wie insbesondere Einfachheit, Direktheit und Eindeutigkeit [BHS⁺10a] prinzipiell nachteilig. Aus diesem Grund ist das

2.3 HANDGEFÜHRTES MANÖVRIEREN

Führen des Fahrzeugs durch direkten physischen Kontakt klar den anderen möglichen Varianten vorzuziehen: Das Fahrzeug wird in die gewünschte Richtung gedrückt oder gezogen und die aktuelle Fahrzeugposition und -bewegung ist dem Bediener unabhängig von Blickrichtung und Geräuschkulisse stets bewusst.

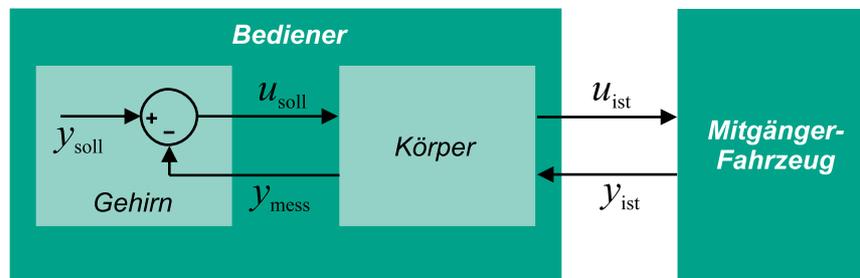


Abbildung 2.15: Regelkreis bestehend aus Bediener und Mitgänger-Gütertransportfahrzeug, verbunden über einen oder mehrere sensorische Kanäle zur Übertragung von Stellgröße und Feedback

Kosten / technischer Aufwand Die mittelbar-haptische Regelung per Joystick stellt aus technischer Sicht eine relativ einfache Methode dar. Die durch die Hebelposition vorgegebenen Referenzwerte werden drahtlos an das Fahrzeug übermittelt. Abgesehen vom Eingabegerät selbst sind keine zusätzlichen Sensoren erforderlich. Vergleichbar gering sind die Kosten für das Manövrieren mit direktem physischen Kontakt zwischen Bediener und Fahrzeug, wenn die Vorgabe der Soll-Geschwindigkeit über einen am Fahrzeug montierten Stellhebel erfolgt.

Lenkung per auditiver Kommandos oder visueller Gesten erfordert hingegen einen erheblich höheren sensorischen und softwareseitigen Aufwand zur Erfassung der Bedienervorgaben. Diese Methoden, und insbesondere die Methode der automatische Nachfolge des Bedieners durch das Fahrzeug, erfordern zudem eine Überwachung des Fahrzeug-Umfeldes zur Sicherung von Passanten. Diese ist mit relativ hohen Kosten für die entsprechende Sensorik und hohem softwaretechnischem Aufwand verbunden. Anspruchsvoll ist hier weiterhin die Sicherstellung der korrekten Funktion im Fall, dass Passanten oder Gegenstände zwischen Bediener und Fahrzeug geraten.

Bei der herkömmlichen Kraftregelung auf Basis von gemessenen Bediener-Interaktionskräften entstehen Kosten für entsprechende Sensoren. Lösungen zur Erfassung der von den beiden Händen des Bedieners auf das Fahrzeug aufgebrauchten Kräfte sind entweder ein Kraftsensor kombiniert mit einem Drehmomentsensor, zwei Kraftsensoren oder alternativ zwei Wegsensoren, die mittels Messung der Länge einer Feder die zugrundeliegende Federdruck- oder -zugkraft ermitteln [RA09].

Die ökonomischste Lösung stellt die Kraftregelung unter Verwendung der inhärenten Systemdynamik einachsiger Fahrzeuge dar. Hierbei basiert die Manövrier-Regelung auf Zustandsgrößen-Änderungen, welche direkt aus dem Einfluss der Bediener-Interaktionskräfte resultieren. Hierzu ist keine sensorische Erfassung der Bediener-Interaktionskräfte erforderlich.

KAPITEL 2: STAND DER WISSENSCHAFT UND TECHNIK

3 Relevanz und technische Ziele des Lösungskonzepts

3.1 Relevanz des Lösungskonzepts

Ein mit elektrischen Antrieben ausgestattetes einachsiges Gütertransportfahrzeug, welches

1. sich automatisch beladungsadaptiv stabilisiert,
2. ohne hohen Kraftaufwand durch einen mitgehenden Bediener intuitiv manövrierbar ist,

vereint die Vorteile mehrerer Gütertransportmittel-Gattungen und beseitigt die Nachteile passiver einachsiger Gütertransportfahrzeuge. Es bietet die prinzipbedingten Vorteile einachsiger, handgeführter Gütertransportfahrzeuge (hohe Wendigkeit, geringer Flächenbedarf, intuitive Manövrierbarkeit)¹, während es ihre fundamentalen Nachteile (Aufbringen von Kraft für Stabilisierung und Vortrieb durch den Bediener) beseitigt. Ein derartiges Fahrzeug ermöglicht das Transportieren relativ hoher Lasten mit geringen Bediener-Interaktionskräften, so wie es bisher nur mittels mehrachsiger, aktiv angetriebener Fahrzeuge möglich ist. Diese können jedoch hinsichtlich Wendigkeit, Flächenbedarf und intuitiver Manövrierbarkeit nicht mit einachsigen Fahrzeugen konkurrieren.

Es entsteht damit für einachsige Mitgänger-Fahrzeuge ein neues Einsatzfeld – der Transport relativ schwerer Lasten über mehrere Kilometer umfassende Distanzen. Zudem ist durch den lokal emissionsfreien Betrieb der Transport außerhalb sowie innerhalb von Gebäuden möglich.

Ein derartiges Fahrzeugkonzept, das „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV), wurde innerhalb der „Fraunhofer Systemforschung Elektromobilität“ (FSEM) entwickelt. Ziel ist der Einsatz des Fahrzeugs im Rahmen eines innovativen Logistikkonzepts für die Feinverteilung kleinteiliger Sendungen in urbanen Räumen. Die Etablierung in diesem von hohem Kostendruck geprägten Markt erfordert zusätzlich die

3. marktgerechte Herstellbarkeit

des Fahrzeugsystems.

¹Die generelle Überlegenheit einachsiger Gütertransportfahrzeuge hinsichtlich Flächenbedarf, Wendigkeit und intuitiver Manövrierbarkeit zeigt die Analyse in Abschnitt 2.3.2.

Das derzeit etablierte Logistikkonzept für die Feinverteilung kleinteiliger Sendungen in urbanen Räumen basiert auf der Verwendung großvolumiger Transporter. Diese Art der Feinverteilung ist mit einer Vielzahl von Problemen behaftet, welche Kommunen, Bürger sowie die Logistik-Dienstleister selbst betreffen². Die stetig zunehmenden Sendungsmengen machen ein zeitnahes Etablieren alternativer Logistikkonzepte hochrelevant.

Das Fahrzeugkonzept „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV) wurde in Zusammenarbeit von Logistik-Dienstleistern, Stadtverwaltungen, Fahrzeugherstellern und Forschungseinrichtungen entwickelt. Ein von DHL durchgeführter und positiv evaluierter Feldversuch bewies die Eignung des neuen Logistik- und Fahrzeugkonzepts³.

Für die Einsetzbarkeit des neuen Fahrzeugsystems ist ein Lösungskonzept für dessen Antriebsregelung erforderlich, an welches die oben definierten drei anwendungsspezifischen und ökonomischen Anforderungen gestellt sind. Diese wurden in der Forschungsfrage der vorliegenden Arbeit⁴ formuliert.

3.2 Technische Ziele des Lösungskonzepts

Die oben beschriebenen, in der Forschungsfrage der Arbeit definierten *anwendungsspezifischen und ökonomischen Anforderungen* werden in diesem Abschnitt in drei aufeinander aufbauende, technische Forschungsziele beziehungsweise *technische Teil-Forschungsfragen* überführt. Diese drei Schwerpunkte des Lösungskonzepts sind das *Modellieren, Stabilisieren und Manövrieren einachsiger, elektrisch angetriebener Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge*.

Diese *Zielsetzung des Lösungskonzepts* beziehungsweise *Abgrenzung zum Stand der Wissenschaft und Technik* umfasst je Teil-Forschungsfrage die Schritte (Abbildung 3.1):

- Analyse der Potenziale und Defizite des Standes der Wissenschaft und Technik in Bezug auf die Aufgabenstellung,
- Formulierung der Teil-Forschungsfrage,
- Zusammenfassung der Forschungsinhalte und Herausforderungen.

Mit der Lösung dieser technischen Fragestellungen soll der Grundstein für die anschließende Entwicklung eines Prototyps, und damit für die erfolgreiche wirtschaftliche Verwertung des neuen Fahrzeugsystems in einem umsatzstarken und wachsenden Markt, gelegt werden.

3.2.1 Modellieren

Analyse des Standes der Wissenschaft und Technik Basis und zugleich integraler Bestandteil der regelungstechnischen Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten ist die ki-

²siehe Abschnitt 1.1.1

³siehe Abschnitt 1.1.2

⁴siehe Abschnitt 1.3

Obleich die Modellierung einachsiger Fahrzeuge beziehungsweise Roboter den Inhalt zahlreicher Publikationen dargestellt, werden hier zumeist deutliche Vereinfachungen vorgenommen, um überschaubare und damit geeignet formulierbare Bewegungsgleichungen zu erhalten. So werden Körper als masselos oder frei von Massenträgheitsmoment angenommen und / oder die Bewegungsfreiheitsgrade eingeschränkt. Eine Modellierung einachsiger Fahrzeuge mit Berücksichtigung externer Bediener-Interaktionskräfte sowie variabler Nutzlast, sowie ohne Einschränkung der Bewegungsfreiheitsgrade, insbesondere in einer für Linearisierung und numerische Implementierung geeigneten Form (ohne symbolische Ausdrücke), ist dem Verfasser dieser Arbeit nach umfangreicher Recherche nicht bekannt geworden.

Die erste Teil-Forschungsfrage lautet basierend auf dieser Analyse:

Wie können einachsige, handgeführte Gütertransportfahrzeuge derart kinematisch und dynamisch modelliert werden, dass die erforderlichen inneren und äußeren kinematischen und dynamischen Beziehungen für alle praxisrelevanten Bewegungsfälle beschrieben werden können, und gleichzeitig die entstehenden mathematischen Gleichungen für eine numerische Implementierung geeignet sind?

Forschungsinhalte und Herausforderungen Die Beantwortung dieser Frage umfasst insbesondere die Modellierung der extern angreifenden Kräfte und Momente (Bodenreaktionskräfte, Bediener-Interaktionskräfte) sowie der variablen Nutzlast, und die Möglichkeit der Analyse der Fahrzeugbewegung in Richtung aller relevanten Freiheitsgrade. Zentrale Herausforderung ist dabei die Entwicklung einer Methode, mit der die üblicherweise sehr umfangreichen Ausdrücke derart handhabbar gestaltet werden, dass diese für die Umformung in eine für die numerische Implementierung geeigneten Form geeignet sind (entkoppelt, ohne symbolische Ausdrücke).

3.2.2 Stabilisieren

Analyse des Standes der Wissenschaft und Technik Basis für die Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten zur Realisierung der Manövrierbarkeit des Fahrzeugs ist dessen Stabilisierung durch geeignete Regelungs- und Schätz-Algorithmen.

Einachsige Fahrzeuge lassen sich klassifizieren in Fahrzeuge ohne Nutzlast, Fahrzeuge für den Personentransport sowie Fahrzeuge für den Gütertransport. Diese drei Anwendungen stellen unterschiedliche Anforderungen an die stabilisierende Antriebsregelung⁵.

Für das Balancieren von Fahrzeugen beziehungsweise Robotern ohne Nutzlast existiert im wissenschaftlichen Umfeld eine Vielzahl von geeigneten Beispielen. Zahlreiche Regelungsansätze wurde veröffentlicht. Darunter sind überwiegend feste, zumeist um die quasi-stabile Orientierung linearisierte Regler, aber auch verschiedene Ansätze zur para-

⁵siehe auch Abschnitt 2.2.2

3.2 TECHNISCHE ZIELE DES LÖSUNGSKONZEPTS

meteradaptiven Regelung zum Zwecke der Adaptierung an unvollständig oder ungenau modellierte Regelstrecken.

Bei dynamisch balancierenden Systemen weicht der Schwerpunktnickwinkel des Fahrgestells zum Zwecke der translatorischen Beschleunigung des Fahrzeugs in definierter Weise von der quasi-stabilen Orientierung ab. Bei einachsigen Personentransportern wird dieses durch Vor- oder Zurücklehnen der auf dem Fahrzeug befindlichen Person erreicht. Derartige Systeme sind durch die Personentransporter der Firma Segway® bekannt geworden.

Beim einachsigen Güterfahrzeug weicht der für die Stabilisierung relevante Gesamtschwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Nutzlast in Folge einer Beladungsänderung sprunghaft von der zuvor quasi-stabilen Orientierung ab. Hier unterscheidet sich das Regelungsziel vollkommen von dem des einachsigen Personentransportfahrzeugs: Erforderlich ist hier eine Adaptierung des Fahrgestellnickwinkels derart, dass im Gegensatz zum Personentransportfahrzeug eine translatorische Beschleunigung mit resultierender translatorischer Geschwindigkeitsänderung *verhindert* wird.

Eine Herausforderung ist hierbei die Erfassung der Position des Gesamtschwerpunkts von Fahrgestell und Beladung. Dessen Position ist für die Regelung relevant und aufgrund der veränderlichen Nutzlast variabel in Relation zum Fahrgestell. Die Erfassung soll zur Erfüllung der ökonomischen Zielsetzung der Forschungsfrage zudem möglichst ohne den Einsatz kostenintensiver Sensorik erfolgen.

Weiterhin können aus der variablen Nutzlast hohe Veränderungen der Massenparameter des beladenen Fahrzeugs resultieren. Daher ist ein Regelansatz erforderlich, welcher auch unter dieser Bedingung Stabilität gewährleistet und stark variierendes Bewegungsverhalten des Fahrzeugs verhindert.

Abgesehen von einem Ansatz zur Adaptierung an leichte Abweichungen des Schwerpunktnickwinkels, der zudem aufgrund von Rahmenbedingungen für die vorliegende Aufgabenstellung nicht geeignet ist, existieren bisher entsprechend der Recherche im Rahmen der Anfertigung dieser Arbeit noch keine Lösungen für die Adaptierung an die durch Beladungsänderung hervorgerufenen kinematischen Zustandsänderungen einachsiger Gütertransportfahrzeuge. Als Grundlage für die Verwendung im Lösungskonzept geeignete parameteradaptive Schätz- und Regelungs-Ansätze sind hingegen in der wissenschaftlichen Literatur verfügbar.

Die zweite Teil-Forschungsfrage lautet basierend auf dieser Analyse:

Wie können die elektrischen Antriebe eines einachsigen Gütertransportsystems mit minimalem sensorischen Aufwand derart geregelt werden, dass das Fahrzeug auch nach Beladungsänderungen und den daraus resultierenden kinematischen und dynamischen Zustands- und Parameteränderungen (Gesamtschwerpunktposition, Massenparameter) ohne Unterstützung durch den Bediener stabil balanciert und im Stillstand verbleibt?

Forschungsinhalte und Herausforderungen Eine Herausforderung zur Beantwortung dieser Frage ist zunächst die Erfassung des gemeinsamen Schwerpunktnickwinkels von Fahrgestell und Beladung. Dieser ist nicht unmittelbar über am Fahrgestell montierte Sensorik erfassbar, da seine Position in Relation zum Fahrgestell in Folge von Beladungsänderung veränderlich ist. Erforderlich ist zudem die kinematische Adaptierung der Fahrgestell-Pose an den veränderten Gesamtschwerpunktnickwinkel, um unerwünschte translatorische Geschwindigkeitsänderungen im Anschluss an Beladungsänderung zu vermeiden. Zudem erforderlich ist die Erfassung beziehungsweise Schätzung der veränderlichen Massenparameter und darauf basierend die Adaptierung der Antriebsregelung.

3.2.3 Manövrieren

Analyse des Standes der Wissenschaft und Technik Erforderlich für das Manövrieren durch einen mitgehenden Bediener ist die Übermittlung von Stellbefehlen vom Bediener zum Fahrzeug sowie die Rückmeldung (Feedback) zurück vom Fahrzeug zum Bediener. Hierfür sind auditive, visuelle sowie mittelbare und unmittelbare haptische Kanäle nutzbar. Nur mit unmittelbarer haptischer Interaktion ist für Stellgrößenübergabe *und* Feedback ein gemeinsamer sensorischer Kanal nutzbar. Daher ist diese Modalität den anderen Möglichkeiten vorzuziehen. Üblich ist beim handgeführten Manövrieren aktiv angetriebener Mitgängerfahrzeuge bisher die Übermittlung von Stellbefehlen mittels Einstellung von am Handgriff montierten Hebeln. Lediglich ein (mehrachsiges) System realisiert bisher das Regeln der translatorischen und rotatorischen Fahrzeuggeschwindigkeit auf Basis von Bediener-Interaktionskräften. Diese Methode ist vorzuziehen, da sie die höchste Intuitivität und Einfachheit gewährleistet. Sie entspricht prinzipiell dem Manövrieren eines passives Transportfahrzeugs, das per Muskelkraft in die gewünschte Richtung gedrückt beziehungsweise gezogen wird. Ein Regelungskonzept für derartiges Manövrieren einachsiger (und damit statisch unterbestimmter), aktiv angetriebener Gütertransportfahrzeuge existiert bisher entsprechend der vom Autor der vorliegenden Arbeit durchgeführten Recherche noch nicht.

Die dritte Teil-Forschungsfrage lautet basierend auf dieser Analyse:

Wie können die Antriebe eines einachsigen, durch Mitgänger geführten Gütertransportfahrzeugs mit minimalem sensorischen Aufwand derart geregelt werden, dass sich das Fahrzeug auch bei schwerer und wechselnder Beladung mit geringen und von der Beladung unabhängigen Bediener-Interaktionskräften sicher und so intuitiv wie eine herkömmliche passive Stechkarre manövrieren lässt?

Forschungsinhalte und Herausforderungen Eine Herausforderung zur Beantwortung dieser Frage ist zunächst die Regelung des Manövrier-Verhaltens auf Basis von Bediener-Interaktionskräften ohne deren Erfassung mittels kostenintensiver Sensorik. Beim Einsatz von entsprechender (Kraft-) Sensorik müsste diese zum einen robust sein, um dem

3.2 TECHNISCHE ZIELE DES LÖSUNGSKONZEPTS

üblicherweise rauen Einsatz von Fahrzeugen in der KEP-Branche gerecht zu werden, andererseits geeignet empfindlich sein, um die hinreichend genaue Regelung der Fahrzeuggeschwindigkeit zu ermöglichen. Ein weiterer Forschungsinhalt ist die Realisierung definierter Verhältnisse zwischen Höhe der Bediener-Interaktionskräfte und translatorischer sowie rotatorischer Geschwindigkeit und Beschleunigung des Fahrzeugs. Dieses Manövrier-Verhalten soll in Folge von veränderlicher Nutzlast nicht oder nur geringfügig variieren, um Bedienkomfort und Sicherheit durch Vorhersehbarkeit des Fahrzeugverhaltens zu gewährleisten. Entsprechend ist wie bei der stabilisierenden Regelung ein parameteradaptiver Ansatz vorzusehen. Wünschenswert ist zudem eine Parametrisierbarkeit (und damit Parametrierbarkeit) der Regelung, das heißt die Einstellbarkeit verschiedener Manövrier-Charakteristiken, um das Manövrier-Verhalten an verschiedene Vorlieben des Bedienenden sowie an die Ansprüche verschiedener Anwendungsszenarien anpassen zu können.

4 Lösungskonzept

Anforderungen an das Lösungskonzept

In dieses Kapitel wird ein Lösungskonzept zur Beantwortung der Forschungsfrage dieser Arbeit¹ vorgestellt. Die Forschungsfrage definiert die Anforderungen an das Lösungskonzept aus Sicht der Anwendbarkeit und der Betriebswirtschaft. Diese in der Forschungsfrage definierten Anforderungen sind:

1. Entlastung des Bedieners von Kräften für die Stabilisierung des Fahrzeugs²,
2. Manövrierbarkeit des Fahrzeugs entsprechend dem intuitiven (einfachen und angenehmen) Manövrieren einer herkömmlichen, passiven Stechkarre, jedoch ohne hohe Bediener-Interaktionskräfte für Manövrieren und Vortrieb auch bei schwerer Beladung,
3. ökonomische Umsetzbarkeit des Lösungskonzepts, um den Einsatz im primär adressierten, von hohem Kostendruck geprägten Einsatzfeld (KEP-Branche) zu ermöglichen.

Die in diesem Kapitel dargestellten Forschungsergebnisse stellen generische Lösungen für den einfachen, sicheren, ökonomischen und damit praxisorientierten Einsatz von einachsigen, elektrisch angetriebenen, durch Mitgänger geführten Gütertransportfahrzeugen dar. Die Lösungen beziehen sich dennoch primär auf das Fahrzeugkonzept „Micro-Carrier Urban Vehicle“³ und seine Zielanwendung, die Feinverteilung kleinteiliger Güter in urbanen Räumen im Rahmen eines innovativen Logistikkonzepts⁴. Übergeordnetes Ziel ist die Verwendung des Lösungskonzepts als Grundlage für aufbauende Arbeiten zur Entwicklung eines für den Alltagseinsatz geeigneten und marktfähig produzierbaren Fahrzeugs.

Zusammenfassung von Methoden und Struktur des Lösungskonzepts

Die drei oben beschriebenen Anforderungen an das Lösungskonzept aus Sicht der Anwendbarkeit und der Betriebswirtschaft resultieren in drei technischen Teil-

¹siehe Abschnitt 1.3

²Das Stabilisieren (Balancieren) einachsiger Gütertransportfahrzeuge unterscheidet sich grundlegend von der Stabilisierung einachsiger Fahrzeuge für den Personentransport. Die technischen Details hierzu erläutert Abschnitt 2.2.2.

³siehe Abschnitt 5.1

⁴siehe Abschnitt 1.1.2

Forschungsfragen⁵. Jeder der drei technischen Teil-Forschungsfragen ist im vorliegenden Lösungskonzept ein separates Unterkapitel zugeordnet. Diese drei Unterkapitel weisen eine grundlegend übereinstimmende Struktur auf und bauen systematisch aufeinander auf (Abbildung 4.1). Am Anfang jedes Unterkapitels steht die jeweilige, zusammenfassende *Konzept-Entwicklung*, bestehend aus *Konkretisierung der Zielsetzung*, *Ableitung resultierender technischer Aufgaben* und *Beschreibung des gewählten Lösungswegs*. Im Anschluss folgt in jedem Unterkapitel die Dokumentation des Lösungskonzepts zur Beantwortung der jeweiligen Teil-Forschungsfrage. Eine Übersicht über die Methoden der drei Konzeptteile zeigt Abbildung 4.2. Die Inhalte der drei analog strukturierten Unterkapitel im Recharteil der Arbeit (Kapitel 2) bilden dabei jeweils die wissenschaftlich-technische Ausgangsbasis für die in diesem Kapitel vorgestellten Lösungen. Die Definition der erforderlichen Forschungs- und Entwicklungsbedarfe wurde innerhalb der Zielsetzung in Abschnitt 3.2 herausgearbeitet.

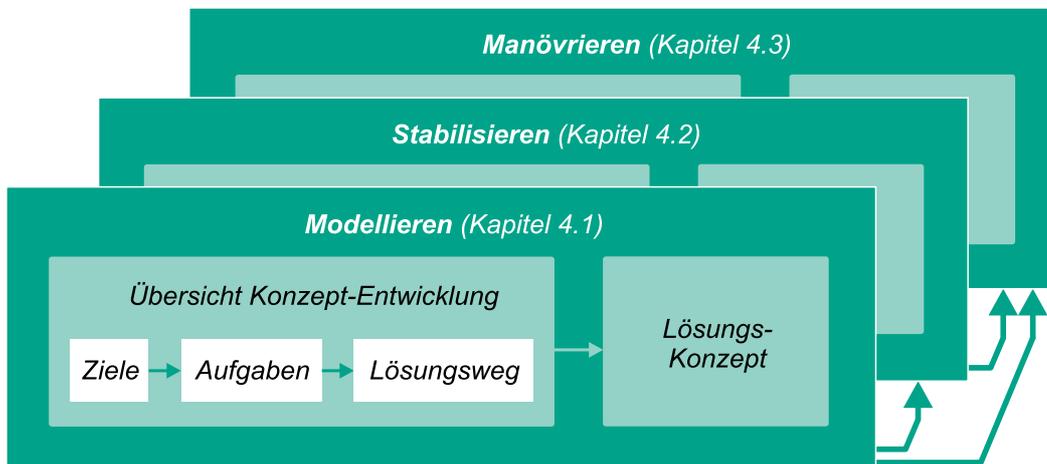


Abbildung 4.1: Übereinstimmende Struktur der drei Konzept-Unterkapitel und ihre inhaltliche Verknüpfung

Für die kinematische Adaptierung an den durch die variable Nutzlast veränderlich positionierten Gesamtschwerpunkt stehen drei grundsätzliche mechanische Konzepte zur Verfügung (Abbildung 2.4). Im gesamten Lösungskonzept wird das Prinzip der rotatorischen Stabilisierung verwendet: Es stellt die mechanisch einfachste und damit im Sinne der Beantwortung der Forschungsfrage die ökonomischste Lösung dar. Zudem stellt Neigen des Transportguts im primär adressierten Anwendungsfeld keinen Nachteil dar. Die translatorische Stabilisierung bietet den Vorteil, die Ladung stets ideal waagrecht orientiert zu transportieren, sie ist jedoch durch die zusätzliche aktiv getriebene Linearachse mechanisch aufwändiger und damit kostenintensiver. Die Stabilisierung mittels Gegengewicht ist ebenfalls mechanisch aufwändiger, ein weiterer Nachteil ist hier das erhöhte Fahrzeug-Eigengewicht aufgrund des zusätzlichen Gegengewichts.

⁵siehe Abschnitt 3.2

Anforderungen der Forschungsfrage an das Lösungskonzept

automatisches, beladungsadaptives Stabilisieren ohne Unterstützung durch Bediener

intuitives Manövrieren basierend auf geringen Bediener-Interaktionskräften

ökonomische Implementierbarkeit

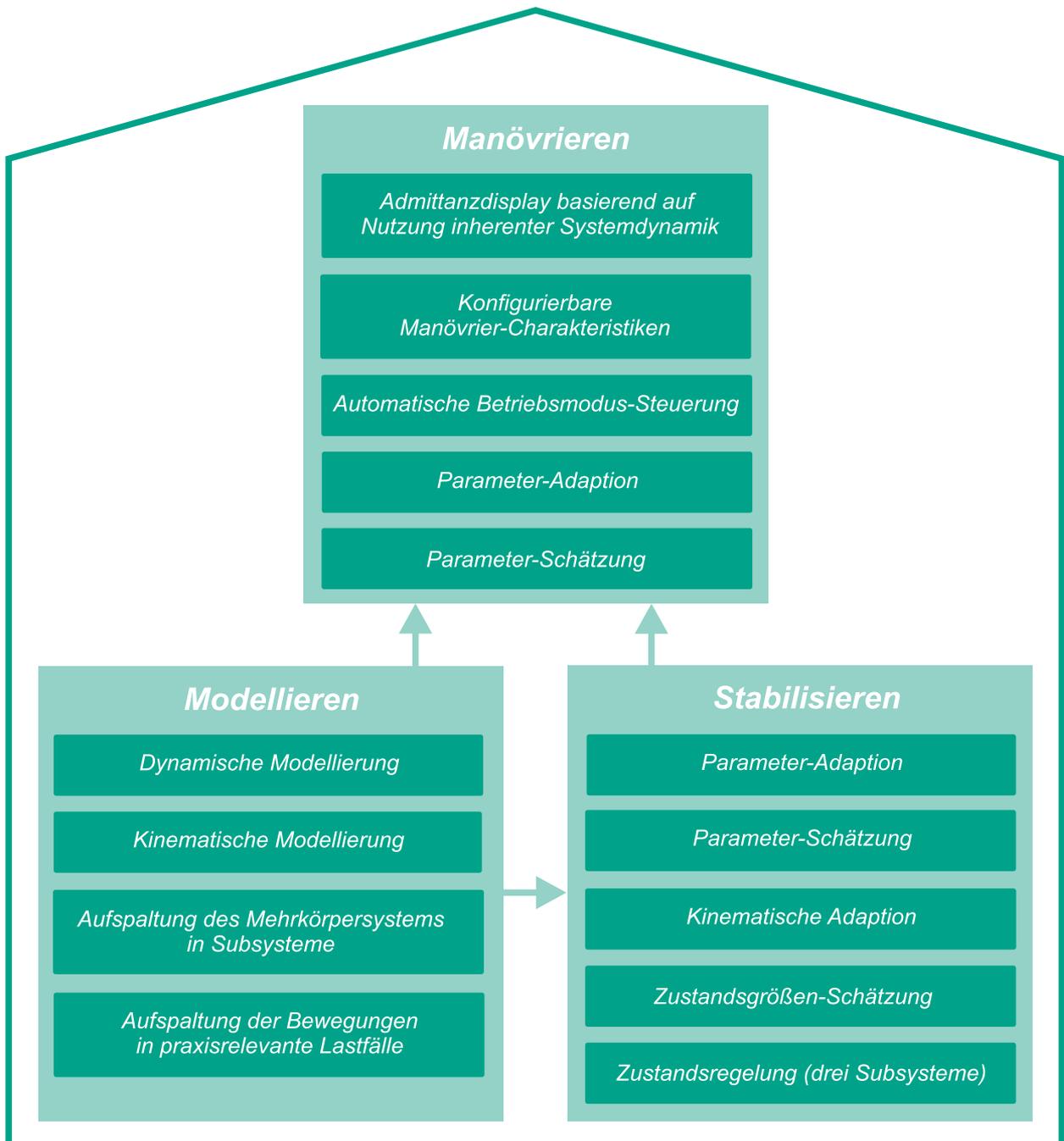


Abbildung 4.2: Methoden, Struktur und Ziel des Lösungskonzepts

Modellieren Abschnitt 4.1 dokumentiert das für die betrachtete Fahrzeugklasse spezifische Lösungskonzept für das kinematische und dynamische Modellieren. Die entsprechend dieses Konzepts formulierte Modellierung stellt einen integralen Bestandteil der Regel- und Schätzalgorithmen und gleichzeitig die Basis für deren Synthese dar. Die mathematische Beschreibung aller für die Zielanwendung relevanten Bewegungen erfordert die dreidimensionale Modellierung von Fahrzeug, Bediener und Nutzlast. Zielsetzung ist die Formulierung der Zustandsraumdarstellung des Mehrkörpersystems einschließlich der externen Einflüsse (Bediener und Nutzlast) in einer für die numerische Implementierung geeigneten Form. Um für die entsprechenden Umformungen geeignete Bewegungsgleichungen zu erhalten, werden die Bewegungen des Fahrzeugs in anwendungsspezifische Bewegungsfälle mit reduzierten Freiheitsgraden zerlegt. Das Fahrzeug wird zudem in virtuelle Subsysteme entkoppelt. Das Aufstellen der kinematischen Beziehungen und der dynamischen Gleichgewichtsbedingungen zur Anwendung des Newton-Euler-Formalismus erfolgt zunächst allgemeingültig dreidimensional in vektorieller Form. Darauf basierend wird die dynamische Modellierung der Subsysteme spezifisch für die einzelnen Bewegungsfälle berechnet. Das für die Schätz- und Regelalgorithmen erforderliche, im Zustandsraum beschriebene Modell wird schließlich durch Entkopplung der Bewegungsgleichungen und Superposition der einzelnen Teilmodelle aufgestellt.

Stabilisieren Abschnitt 4.2 stellt das Lösungskonzept für das beladungsadaptive Stabilisieren ohne Erforderlichkeit der Unterstützung durch den Bediener dar. Besondere Anforderungen ergeben sich hierbei insbesondere durch die beträchtlich variierende Nutzlast des Fahrzeugs. An diese muss sich die Antriebsregelung kinematisch und dynamisch adaptieren, um stabiles Balancieren und darauf aufbauend sicheres Manövrieren mit beladungsunabhängiger Manövrier-Charakteristik zu gewährleisten. Eine besondere Anforderung ist dabei entsprechend der Forschungsfrage die Umsetzung dieser Aufgabenstellung mit möglichst geringem sensorischen Aufwand. Das Lösungskonzept für das Stabilisieren basiert auf der Schätzung sowohl des Gesamtschwerpunktnickwinkels von Fahrgestell und variabler Beladung als auch der Massenparameter des beladenen Fahrzeugs. Auf Basis dieser Schätzungen sowie gemessener Zustände werden sowohl der Fahrgestellnickwinkel an die durch Beladungsänderung veränderliche Schwerpunktposition angepasst (kinematische Adaptierung) als auch die Reglerparameter adaptiert (Parameteradaptation). Bei der entworfenen Regelungsstrategie handelt es sich um einen sechsdimensionalen Regler im Zustandsraum. Die Stabilisierung der nickwinkelspezifischen Zustandsgrößen geschieht durch einen auf Backstepping basierenden parameteradaptiven Regler.

Manövrieren In Abschnitt 4.3 wird das Lösungskonzept für das handgeführte Manövrieren durch einen mitgehenden Bediener beschrieben. Zielstellung ist hier die Realisierung des intuitiven und sicheren Manövrierens ohne die Erforderlichkeit des Aufbringens hoher Bediener-Interaktionskräfte. Hierdurch sollen hohe Lasten⁶ über mehre-

⁶Im Rahmen der Entwicklung des „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV) wurde vom Projektpartner Deutsche Post DHL eine erforderliche Zuladung von 200 kg spezifiziert.

re Kilometer lange Strecken mit geringem physischen und kognitiven Aufwand des Bedieners bewegt werden können. Gleichzeitig soll auch diese Zielstellung mit möglichst geringen Herstellungskosten des Fahrzeugs realisiert werden können, um die marktgerechte Kommerzialisierung zu ermöglichen. Das Lösungskonzept realisiert für das Manövrieren ein auf der Nutzung der inhärenten Systemdynamik des Fahrzeugs basierendes Admittanzdisplay (Kraftregelung). Die Manövrier-Regelung ist für verschiedene Ziel-Anwendungen des Fahrzeugs sowie verschiedene Vorlieben der Bedienperson individuell anpassbar. Hierfür ermöglicht sie die Definition verschiedener Manövrier-Charakteristiken (resultierendes Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs in Abhängigkeit der Bediener-Interaktionskräfte). Die Manövrier-Regelung adaptiert sich ebenfalls an die beladungsabhängig veränderlichen Massenparameter des Fahrzeugs, sodass gleichbleibende Manövrier-Charakteristiken bei verschiedenen Beladungszuständen gewährleistet werden. Hierzu werden basierend auf den geschätzten nickwinkelspezifischen Parametern die translatorische und rotatorische Fahrzeugbewegung betreffenden Parameter des Zustandsraummodells berechnet und darauf basierend die Reglerparameter entsprechend adaptiert. Die Bediener-Interaktionskräfte würden einen störenden Einfluss auf die Algorithmen zur Schätzung von Zustandsgrößen und Massenparametern ausüben. Daher wurde eine automatische Betriebsmodus-Steuerung entwickelt, welche die Schätz- und Regelalgorithmen ohne Erforderlichkeit der Unterstützung durch den Bediener automatisch zwischen „Adaptierungs-Modus“ und „Manövrier-Modus“ umschaltet.

4.1 Kinematisches und dynamisches Modellieren handgeführter einachsiger Gütertransportfahrzeuge

4.1.1 Konzeptentwicklung

Ziele der ersten Teil-Forschungsfrage

Die Modellierung bildet die Grundlage für die Forschungs- und Entwicklungsarbeiten im Bereich der Schätz- und Regelungsalgorithmen für das Stabilisieren und das Manövrieren. Die Modellierung ist zugleich integraler Bestandteil der simulativen und realen Implementierung dieser Algorithmen. In der ersten Teil-Forschungsfrage⁷ definierte Ziele sind:

- Aufstellung eines linearen Zustandsraummodells (Fahrzeug, kinematisch und dynamisch variable Nutzlast, Bediener-Interaktionskräfte, Bodenreaktionskräfte),
- Abbildung anwendungsspezifischer / praxisrelevanter Bewegungsfälle,
- Eignung der resultierenden Gleichungen für numerische Implementierung.

Technische Aufgaben

Die Erreichung dieser Ziele erfordert die Lösung technischer Aufgaben (Abbildung 4.3). Abgeleitete technische Aufgaben des Modellierens sind hierzu insbesondere:

- Formulierung der kinematischen und dynamischen Beziehungen entsprechend den im Bereich der Fahrzeugtechnik üblichen Konventionen laut DIN 70000 [DIN94] (demzufolge nicht wie in der Robotik üblich entsprechend Denavit-Hartenberg-Notation [DH55]),
- vollständige, räumliche Formulierung der Bewegungsgleichungen als Grundlage für die Möglichkeit der Ableitung von spezifischen Bewegungsgleichungen für jegliche Last- und Bewegungsfälle, die beim Betrieb von handgeführten einachsigen Gütertransportfahrzeugen innerhalb von urbanen Gebieten auftreten (Beladungswechsel, translatorisches und rotatorisches handgeführtes Manövrieren, Fahren auf ebenem Grund und Überfahren von Stufen),
- kinematisches und dynamisches Modellieren (Fahrzeug, kinematisch und dynamisch variable Nutzlast, Bediener-Interaktionskräfte, Bodenreaktionskräfte),
- Auflösung jeglicher Differentiale und Integrale (für numerische Implementierung geeignete Formulierung der Gleichungen (ohne Notwendigkeit von symbolischen Operationen)),
- Linearisierung der Bewegungsgleichungen,
- Formulierung der Bewegungsgleichungen in Zustandsraumdarstellung.

⁷siehe Abschnitt 3.2.1

4.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

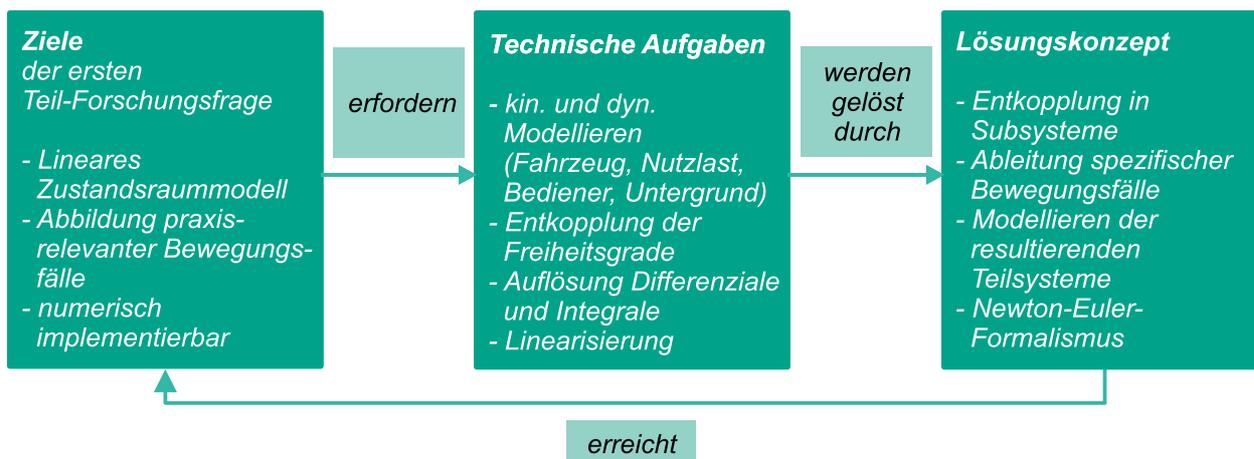


Abbildung 4.3: Konzeptentwicklung Modellieren: Ziele der ersten Teil-Forschungsfrage, technische Aufgaben, Lösungskonzept

Lösungskonzept

Innerhalb der Prozesskette der theoretischen Modellbildung (Abbildung 4.4) beschreibt das vorliegende Lösungskonzept den zweiten von vier grundsätzlichen Prozessen – das Definieren der physikalischen Zusammenhänge. Die vorhergehende Festlegung von Ein- und Ausgangs- sowie Störgrößen des Modells resultiert aus der Definition von Fahrzeug und Anwendungsfall. Im Anschluss an die in diesem Kapitel vorgestellte konzeptuelle Modellierung erfolgt im Rahmen der Implementierung das Versehen des prinzipiellen Modells mit konkreten Modellparametern.

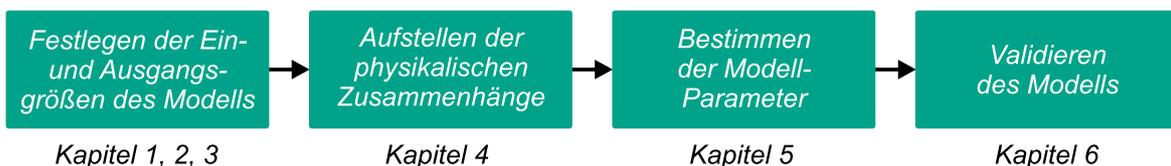


Abbildung 4.4: Prozessschritte des Entwurfs von Fahrzeugmodellen mittels theoretischer Modellbildung (nach [Ise06])

Im Gegensatz zum schlittenbasierten inversen Pendel, dessen Kinematik und Dynamik sich mit wenigen übersichtlichen Gleichungen vollständig herleiten und beschreiben lässt, gestaltet sich das Modellieren einachsiger Fahrzeuge ungleich komplizierter (aufgrund höherer Anzahl der Freiheitsgrade, bewegter Massen und Zwangsbedingungen)⁸.

Die zentrale Herausforderung bei der Lösung der technischen Aufgaben ist hierbei die Modellierung eines statisch unterbestimmtes, nicht-holonomen Mehrkörpersystems sowie einer Vielzahl von anwendungsfallspezifischen Einflüssen auf dieses System mit Bewegung innerhalb von fünf Freiheitsgraden (räumliches Modell ohne Querbewegung). Hieraus entsteht ein Modell mit äußerst hoher Komplexität. Die resultierenden Gleichungen sind bei üblicher Anwendung bestehender Modellierungsmethoden äußerst umfang-

⁸siehe Abschnitt 2.1.3

reich und nicht mehr übersichtlich handhabbar, wodurch insbesondere die Umformung in eine für die numerische Implementierung geeignete Form erschwert bis unmöglich wird.

Das Lösungskonzept beinhaltet daher die Entwicklung einer Methodik zur vollständigen Modellierung mit reduzierter Modellkomplexität. Diese Methodik ermöglicht die Entwicklung der vollständigen Modellierung entsprechend den oben dargestellten technischen Anforderungen. Dabei liefert sie aber dennoch Terme mit verwendbarem Umfang beziehungsweise überschaubarer Komplexität, die so weit ausformuliert werden können, dass sie für die Implementierung in einer numerischen Simulation oder Steuerung geeignet sind (frei von zu berechnenden Differentialen oder Integralen und vollständig entkoppelt).

Zunächst werden die vollständigen, räumlichen kinematischen und dynamischen Beziehungen (Gleichgewichtsbedingungen) zur Anwendung des Newton-Euler-Formalismus in vektorieller Form aufgestellt. Für das weitere Vorgehen werden die Bewegungen des Fahrzeugs in *spezifische, praxisgerechte Bewegungsfälle* mit jeweils geeignet reduzierten Freiheitsgraden (im entsprechenden Bewegungsfall aktive Bewegungsrichtungen) zerlegt. Eine stark verbesserte Übersichtlichkeit ergibt sich weiterhin durch die *Entkopplung der Fahrzeugbewegungen in virtuelle Subsysteme*, das heißt, die separate Betrachtung verschiedener Fahrzeug-Freiheitsgrade: Die rotatorische und translatorische Fahrtrichtung des Fahrzeugs lassen sich ohne praxisrelevante Einschränkungen unabhängig voneinander modellieren und regeln. Das Ableiten und Entkoppeln der dynamischen Bewegungsgleichungen für die Zustandsraumdarstellung erfolgt spezifisch für die einzelnen Bewegungsfälle und die entkoppelten Subsysteme. Das für die Schätz- und Regelalgorithmen erforderliche, im Zustandsraum beschriebene Modell wird durch geeignete Kombination und Superposition der einzelnen Teilmodelle aufgestellt. Das resultierende Modell ist schließlich dazu geeignet, ohne praxisrelevante Einschränkungen alle bei der Anwendung des Fahrzeugs auftretenden Bewegungsabläufe zu beschreiben.

4.1.2 Kinematisches Modellieren

Grundlegende Annahmen und Festlegungen

Praxisgerechte Annahmen bei der Modellierung sind:

- Radius, Massen und Massenträgheitsmomente beider Räder sind identisch,
- keine Deformation der Räder durch Beladungsänderungen,
- Rollen der Räder auf dem Untergrund ohne Schlupf und mit permanentem Bodenkontakt,
- symmetrische Verteilung von Masse und Massenträgheitsmoment des Fahrgestells in Richtung ${}_3e_y$ um die Fahrzeugmitte,
- symmetrische Anordnung der Kraftangriffspunkte der Bediener-Interaktionskräfte in Richtung ${}_3e_y$ um die Fahrzeugmitte.

Definition von Koordinatensystemen, geometrischer Struktur und geometrischen Größen, Referenzpunkten und generalisierten Koordinaten

Koordinatensysteme Die Wahl von Lage und Orientierung der für die Modellierung verwendeten Koordinatensysteme hat einen großen Einfluss auf den Umfang und damit die Übersichtlichkeit und Fehleranfälligkeit der entstehenden Gleichungen. Um eine möglichst einfache und verständliche Weiterverwendung der in dieser Arbeit vorgestellten Modellierung für aufbauende Arbeiten zu gewährleisten, wird hier eine Notation basierend auf DIN 70000 „Fahrzeugverhalten und Fahrdynamik“ [DIN94] gewählt.

Abbildung 4.5 zeigt die basierend auf DIN 70000 [DIN94] festgelegte Lage der Koordinatensysteme und Winkel am einachsigen Gütertransportfahrzeug, sowie die in der Fahrzeugtechnik üblichen Formelzeichen für Achsen und Winkel im fahrzeugfesten Koordinatensystem⁹.

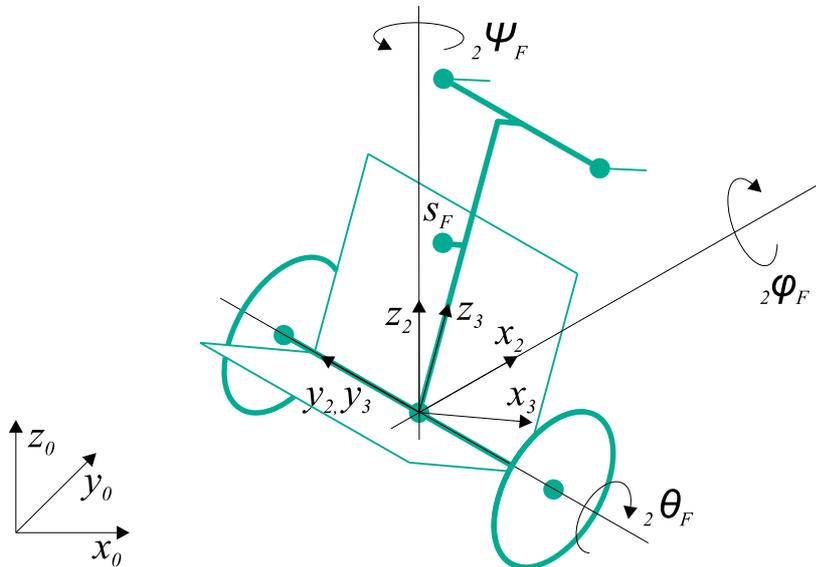


Abbildung 4.5: Fahrzeugfeste Koordinatensysteme und Winkel des einachsigen Gütertransportfahrzeugs (basierend auf Notation entsprechend DIN 70000)

Die hier verwendeten, durch eine Folge von drei ebenen, konsekutiven Kardan-Elementardrehungen zueinander in Bezug stehenden Koordinatensysteme sind:

- KS_0 : Inertialkoordinatensystem, ortsfest, horizontiert (${}_0e_z$ kollinear zum Gravitationsvektor),
- KS_1 : mit Fahrzeug bewegtes, horizontiertes Koordinatensystem, rotiert durch *Gieren* ${}_0\psi_F$ des Fahrgestells um ${}_0e_z$. Diese Drehung resultiert aus der Differenz der Rad-Geschwindigkeiten sowie dem Abstand zwischen den Rädern. Auf ebenem Grund

⁹Das Fahrzeug bewegt sich dementsprechend mit „ziehendem“ Bediener „vorwärts“ (positiv in Richtung x_1) zwecks Übereinstimmung mit der „vorwärts“ gerichteten Fahrtrichtung des primär betrachteten Fahrzeugsystems *MicroCarrier Urban Vehicle* im Betriebsmodus „Verbundbetrieb“ (siehe auch Abschnitt 5.1).

gilt mit Radius der Räder r_R und Spurweite w_R

$${}_0\psi_F = \frac{r_R}{w_R} ({}_1\theta_{Rr} - {}_1\theta_{Rl}). \quad (4.1)$$

- KS_2 : mit Fahrzeug bewegtes Koordinatensystem, rotiert durch *Wanken* ${}_1\phi_F$ des Fahrgestells um ${}_1e_x$. Diese Drehung wird vorgegeben durch die Standfläche des Fahrzeugs. Sie resultiert aus der Höhendifferenz zwischen Mittelpunkt des linken und rechten Rades sowie der Spurweite w_R :

$${}_1\phi_F = \cos^{-1} \left(\frac{{}_1r_{P3,P2,z}}{w_R} \right). \quad (4.2)$$

- KS_3 : mit Fahrzeug bewegtes, körperfestes Koordinatensystem, rotiert durch *Nicken* ${}_2\theta_F$ des Fahrgestells um ${}_2e_y$. In diesem Koordinatensystem ist der Schwerpunktnickwinkel des Fahrgestells ${}_3\theta_{sF}$ konstant beziehungsweise beladungsunabhängig. Der gemeinsame Schwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Beladung ${}_3\theta_{sFL}$ variiert abhängig vom Beladungszustand.

Zu beachten ist hier, dass die Elementardrehungen nicht kommutativ sind (eine abweichende Reihenfolge der Drehungen führt zu unterschiedlichen Ergebnissen).

Die translatorischen Bewegungen des Fahrzeugs werden bezeichnet mit:

- Längsbewegung ${}_2x_F$ (in Richtung der Längsachse beziehungsweise ${}_2e_x$),
- Querbewegung ${}_2y_F$ (in Richtung der Querachse beziehungsweise ${}_2e_y$),
- Hubbewegung ${}_2z_F$ (in Richtung der Hochachse beziehungsweise ${}_2e_z$).

Geometrische Struktur und geometrischer Größen, Referenzpunkte Die geometrische Struktur und geometrische Größen, Referenzpunkte sowie das umweltfeste und fahrzeugfeste Koordinatensystem zeigt Abbildung 4.6.

Die Wahl der Referenzpunkte P_i entspricht den Erfordernissen der Modellierung mittels Newton-Euler-Verfahren¹⁰. Sie entsprechen daher den Schwerpunkten der Körper, Schnittpunkten, externen Kraftangriffspunkten sowie zusätzlich dem Ursprung des fahrzeugfesten Koordinatensystems KS_3 .

Generalisierte Geschwindigkeiten Die das Manövrieren betreffenden Fahrzeugbewegungen sind mit den Radgeschwindigkeiten ${}_3\dot{\theta}_{Rr}$ und ${}_3\dot{\theta}_{Rl}$ und der Untergrundbeschaffenheit über Zwangsbedingungen gekoppelt. Es besteht die Möglichkeit, diese Fahrzeug- oder Rad-Bewegungen und Untergrundbeschaffenheiten als generalisierte Koordinaten beziehungsweise Geschwindigkeiten zu wählen. Aufgrund der Relevanz für die Untersuchung der Bewegungen des Fahrzeugs beim handgeführten Manövrieren werden hier die Fahrzeug-Bewegungen anstatt der zugrundeliegenden Rad-Bewegungen und Bodeneigenschaften ausgewählt. Die weitere unabhängige Geschwindigkeit ist die Nickwinkelgeschwindigkeit des gemeinsamen Schwerpunkts von Fahrgestell und Ladung ${}_2\dot{\theta}_{sFL}$. Die Nickwinkelgeschwindigkeit des Fahrgestells ${}_2\dot{\theta}_F$ spielt für die Modellierung eine untergeordnete Rolle.

¹⁰Auswahl des Verfahrens für die dynamische Modellierung: siehe Abschnitt 4.1.3.

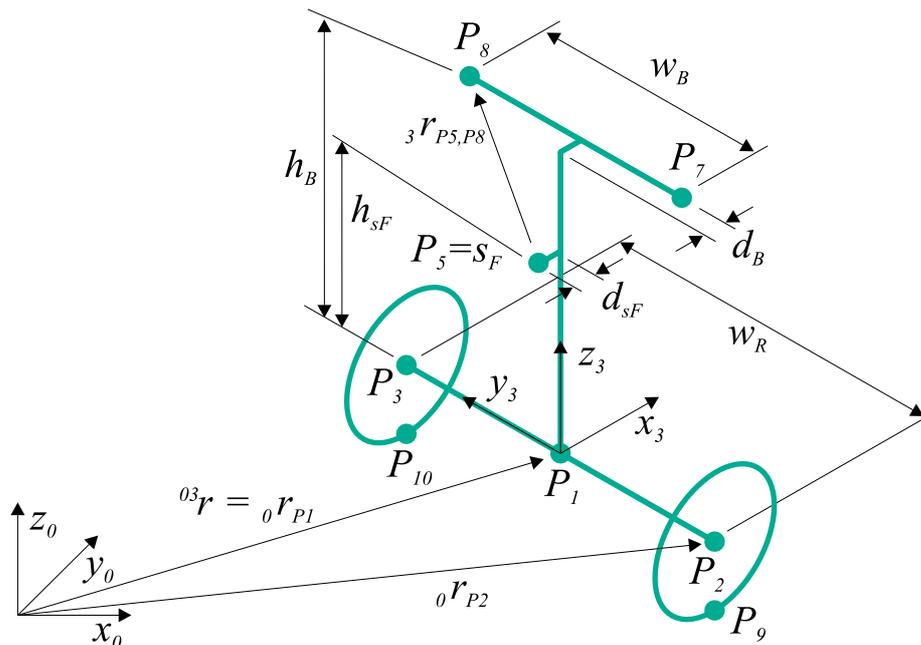


Abbildung 4.6: Geometrische Struktur des einachsigen Gütertransportfahrzeugs, geometrische Größen (kinematische Parameter), Referenzpunkte und Translationsvektoren (exemplarisch)

Die generalisierten Geschwindigkeiten lauten entsprechend:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}} &= \begin{bmatrix} \dot{q}_1 & \dot{q}_2 & \dot{q}_3 & \dot{q}_4 & \dot{q}_5 \end{bmatrix}^T \\ &= \begin{bmatrix} {}_2\dot{x}_{P1} & {}_2\dot{z}_{P1} & {}_2\dot{\psi}_F & {}_2\dot{\theta}_{sFL} & {}_2\dot{\phi}_F \end{bmatrix}^T. \end{aligned} \quad (4.3)$$

Eine Bewegung in Richtung ${}_2y_F$ ist aufgrund der entsprechenden Zwangsbedingungen der Räder ausgeschlossen¹¹. In KS_0 ergeben sich durch entsprechende Transformation Bewegungen in Richtung ${}_0y_F$.

Zwangsbedingungen der Räder auf der Ebene sowie an Steigungen und Stufen

Zwischen den Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Räder des Fahrzeugs in Richtung der Vektoren ${}_2e_x$, ${}_2e_y$ und ${}_2e_z$ besteht je nach Beschaffenheit des Untergrundes ein definierter Zusammenhang. Diese Definition der kinematischen Zwangsbedingungen der Räder auf verschiedenen Untergrund-Situationen wie planer Ebene, Steigung und Stufen stellt die Basis für die Aufstellung der Translationsvektoren der Radkontaktpunkte P_9 und P_{10} und Radmittelpunkte P_2 und P_3 dar. Über die im weiteren Verlauf der Modellierung aufgestellten Gleichgewichtsbedingungen wirken sich diese Zwangsbedingungen auf die Bewegung aller Körper des Fahrzeugs aus.

Unabhängig von den Eigenschaften des Untergrundes gilt die in Abschnitt 2.1.3 beschriebene nicht-holonome Zwangsbedingung (2.7), wodurch eine infinitesimale Positionsän-

¹¹siehe Abschnitt 2.1.3

derung des Fahrzeugs nur in Richtung der aktuellen Spurrichtung der Räder möglich ist (keine Bewegung quer zur Spur).

Ebene Auf einer planen Ebene gilt für die Radmittelpunkte mit $\dot{\theta}_R = \dot{\theta}_{Rr} = \dot{\theta}_{Rl}$ (Längsbewegung ohne Gieren) die Zwangsbedingung

$${}_2\dot{\boldsymbol{r}}_{P2} = {}_2\dot{\boldsymbol{r}}_{P3} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}_R r_R \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (4.4)$$

Steigung An einer konstanten Steigung mit dem Winkel α_S (längs Befahren der Steigung entsprechend Abbildung 2.7 mit $\dot{\theta}_R = \dot{\theta}_{Rr} = \dot{\theta}_{Rl}$) besteht die Zwangsbedingung

$${}_2\dot{\boldsymbol{r}}_{P2} = {}_2\dot{\boldsymbol{r}}_{P3} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}_R r_R \cos(\alpha_S) \\ 0 \\ \dot{\theta}_R r_R \sin(\alpha_S) \end{bmatrix}. \quad (4.5)$$

Stufe Praxisrelevant ist das zeitlich identische Überfahren von Stufen mit beiden Rädern. Beim derartigen Überfahren von Stufen lassen sich die Zwangsbedingungen abschnittsweise durch eine Gerade, einen Kreisbogen und eine weitere Gerade definieren (Abbildung 4.7). Bis zum Berühren der Stufe (Entstehung zweiter Kontaktpunkt¹²) und ab der Positionierung des Radmittelpunkts senkrecht über der Kante der Stufe gelten die Zwangsbedingungen des Befahrens ebenem Untergrunds. Dazwischen weisen die Bodenkontaktpunkte beider Räder eine konstante Position (Kante der Stufe) auf, während die Referenzpunkte der Rad-Mittelpunkte P_2 und P_3 einen Kreisbogen entsprechend

$${}_2\dot{\boldsymbol{r}}_{P2} = {}_2\dot{\boldsymbol{r}}_{P3} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}_R r_R \cos(\beta_S) \\ 0 \\ \dot{\theta}_R r_R \sin(\beta_S) \end{bmatrix}. \quad (4.6)$$

beschreiben. Der Mittelpunktswinkel $\beta_{S,max}$ des Kreisbogens (Abbildung 4.7 (c)) wird beschrieben durch eine Funktion von Höhe der Stufe h_S und Rad-Radius r_R :

$$\beta_{S,max} = \cos^{-1} \left(\frac{r_R - h_S}{r_R} \right) \quad \text{für } 0 \leq h_S < r_R. \quad (4.7)$$

Entsprechend ist die Höhe der überfahrbaren Stufe insbesondere im vorliegenden Fall aktiv angetriebener Fahrzeuge durch den Radius der Räder des Fahrzeugs r_R begrenzt, da über Haftreibung im vorderen Kontaktpunkt die Antriebskräfte – hier insbesondere in Richtung ${}_0e_z$ – übertragen werden müssen. Die theoretisch maximale Höhe der Stufe $h_{S,max}$ ist damit infinitesimal geringer als der Rad-Radius. Tatsächlich liegt die maximale Höhe der Stufe jedoch abhängig von Reibwert der Rad-Boden-Kontakte, Massen von Fahrzeug und Beladung sowie deren aktuellen Beschleunigungen unter diesem theoretischen Grenzwert.

¹²siehe auch Abbildung 2.6

4.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

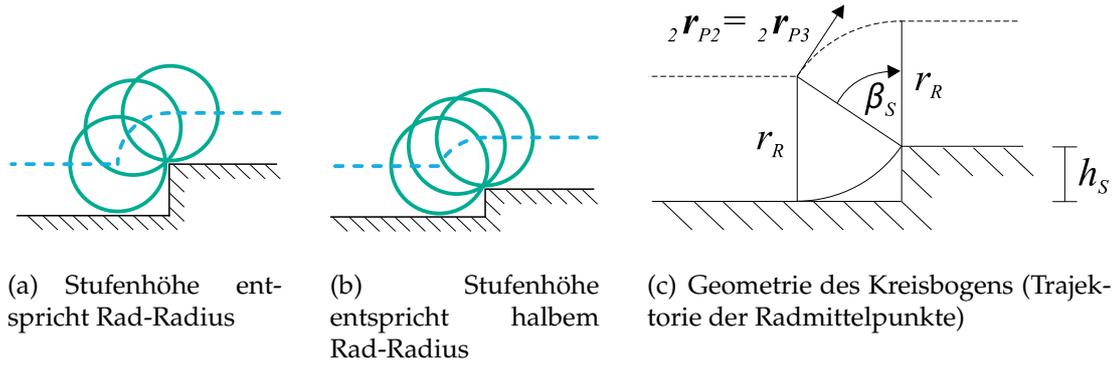


Abbildung 4.7: Kinematik des Überfahrens von Stufen

Definition der Translationsvektoren einschließlich Modellierung der variablen Nutzlast

Translationsvektoren Die Translationsvektoren ${}_3\mathbf{r}_{P_i}$ der Referenzpunkte P_i sowie die Translationsvektoren ${}_3\mathbf{r}_{P_i, P_j}$ zwischen Referenzpunkten werden zunächst im fahrgestellfesten Koordinatensystem KS_3 definiert. Sie weisen den Inhalt

$${}_3\mathbf{r}_{P_i} = \begin{bmatrix} {}_3x_{P_i} & {}_3y_{P_i} & {}_3z_{P_i} \end{bmatrix}^T \quad (4.8)$$

auf. Die Definition der einzelnen Translationsvektoren findet sich im Anhang in Abschnitt A.1.1.

Modellierung der variablen Nutzlast Die Modellierung der kinematischen und dynamischen Veränderungen durch Variation der Nutzlast sind insbesondere für die auf der Modellierung basierende simulative Implementierung der Antriebsregelung relevant.

Für die Implementierung der Antriebsregelung unrelvant ist der geometrische Fahrgestellnickwinkel ${}_3\theta_F$, welcher per Definition (in KS_3) gleich Null ist. Der für die Stabilisierung des unbeladenen Fahrzeugs relevante Schwerpunktnickwinkel ${}_3\theta_{sF}$ des unbeladenen Fahrzeugs sowie der Translationsvektor vom Mittelpunkt zur Antriebsachse zum Schwerpunkt des Fahrgestells ${}_3\mathbf{r}_{P_5}$ (und damit der Abstand des Fahrgestellschwerpunkts vom Mittelpunkt der Antriebsachse $|{}_3\mathbf{r}_{P_5}|$) sind aus den Konstruktionsdaten des Fahrzeugs bekannt und beladungsunabhängig konstant.

Das hier vorgestellte Konzept zur Modellierung der variablen Nutzlast basiert auf der Annahme eines quaderförmigen Gegenstands (entsprechend einer üblichen Paketsendung bei Anwendung des Fahrzeugs für die KEP-Feinverteilung) mit homogener Dichte ρ_L und den Kantenlängen a_L und b_L , welcher in Richtung ${}_3e_y$ mittig zwischen den Rädern positioniert ist (Abbildung 4.8).

Der Translationsvektor des Schwerpunkts dieser Nutzlast resultiert zu

$${}_3\mathbf{r}_{P_6} = \begin{bmatrix} -(\frac{b_L}{2} + d_L) \\ 0 \\ \frac{a_L}{2} + h_L \end{bmatrix}. \quad (4.9)$$

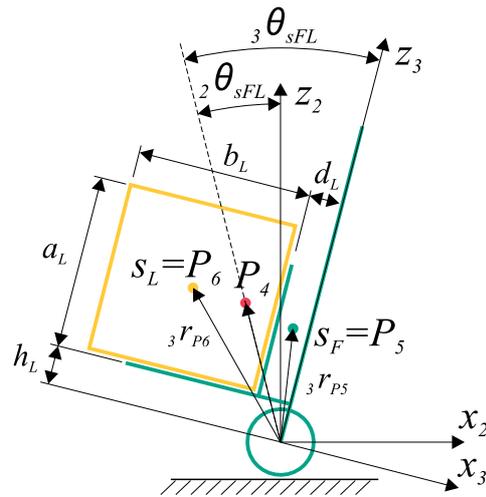


Abbildung 4.8: Modell der veränderlichen Nutzlast einschließlich kinematischer Parameter (Fahrzeug nicht in quasi-stabiler Orientierung)

Für den Translationsvektor zum gemeinsamen Schwerpunkt von Fahrgestell und Ladung gilt die Beziehung [HSG95]

$${}^3r_{P4} = \frac{1}{m_F + m_L} (m_F {}^3r_{P5} + m_L {}^3r_{P6}), \quad (4.10)$$

welche sich einfach um beliebig viele weitere Beladungs-Elemente erweitern lässt.

Relevant für die Simulation ist insbesondere die Änderung des Gesamtschwerpunktnickwinkels $\Delta {}_2\theta_{sFL}$ im Moment der Beladungsänderung. Der Gesamtschwerpunktnickwinkel im fahrzeugfesten Koordinatensystem ergibt sich hierfür zu

$${}_3\theta_{sFL} = \tan^{-1} \left(\frac{-{}_3r_{P4,x}}{{}_3r_{P4,z}} \right). \quad (4.11)$$

Der Sprung $\Delta {}_2\theta_{sFL}$ lässt sich in der Simulation schließlich berechnen mittels Subtraktion des bisherigen Werts von ${}_3\theta_{sFL}$ (vor der Nutzlaständerung) vom aktuell berechneten Wert (nach der Nutzlaständerung).

Koordinatentransformation Die Translationsvektoren werden in das Umweltkoordinatensystem KS_0 transformiert. Hierzu werden sie erweitert zu homogenen Positionsvektoren

$${}^3p_{Pi} = \begin{bmatrix} {}^3r_{Pi} \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (4.12)$$

Die Transformation der homogenen Positionsvektoren ins Umweltkoordinatensystem KS_0 geschieht mittels der homogenen Transformationsmatrix ${}^{03}T$ entsprechend

$${}^0p_{Pi} = {}^{03}T {}^3p_{Pi}, \quad (4.13)$$

4.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

bestehend aus der Rotationsmatrix ${}^{03}\mathbf{R}$ und dem Translationsvektor ${}^{03}\mathbf{r}$:

$${}^{03}\mathbf{T} = \begin{bmatrix} {}^{03}\mathbf{R} & {}^{03}\mathbf{r} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4.14)$$

Die Rotationsmatrix von KS_3 nach KS_0 (vom körperfesten ins raumfeste System) entsteht durch Rechtsmultiplikation der Elementardrehungen [SHB10]:

$${}^{03}\mathbf{R}(\psi, \phi, \theta) = {}^{01}\mathbf{R}(\psi) {}^{12}\mathbf{R}(\phi) {}^{23}\mathbf{R}(\theta). \quad (4.15)$$

Der Translationsvektor vom Ursprung von KS_0 zum Ursprung von KS_3 hat den Inhalt

$${}^{03}\mathbf{r} = \begin{bmatrix} {}^0x_{P1} \\ {}^0y_{P1} \\ r_R + \frac{{}^0h_{Rr} + {}^0h_{Rl}}{2} \end{bmatrix}, \quad (4.16)$$

wobei ${}^0h_{Rr}$ und ${}^0h_{Rl}$ die vertikalen Komponenten der Kontaktpunkte von Rad und Untergrund bezeichnen. Diese sind ungleich Null, sobald sich das Fahrzeug nicht auf ebenem Grund bewegt und resultierend seine Position einen Höhenunterschied in Relation zum Ursprung des Weltkoordinatensystems aufweist.

Für die Aufstellung des dynamischen Modells ist die Berechnung der zeitlichen Ableitungen der Translationsvektoren ${}^0\mathbf{r}_i$ und Glied-Winkelgeschwindigkeiten ${}^0\boldsymbol{\omega}_i$ (translatorische und rotatorische Geschwindigkeiten und Beschleunigungen) erforderlich.

Die Winkelgeschwindigkeiten ${}^0\boldsymbol{\omega}$ im Umweltkoordinatensystem KS_0 werden zusammengesetzt aus den Teilwinkelgeschwindigkeiten. Es gilt [SHB10]:

$${}^0\boldsymbol{\omega} = \dot{\psi} {}^0\mathbf{e}_x + \dot{\phi} {}^{01}\mathbf{R} {}^1\mathbf{e}_z + \dot{\theta} {}^{02}\mathbf{R} {}^2\mathbf{e}_y. \quad (4.17)$$

Die Berechnung der translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Gliedschwerpunkte erfolgt wahlweise mit Hilfe von Glied-Unter-Jacobimatrizen und deren zeitlicher Ableitungen oder analytisch durch Differenzieren.

4.1.3 Dynamisches Modellieren

Auswahl des Modellierungsverfahrens

Beim betrachteten System stellen die zwei Aktormomente Schnittmomente zwischen den drei Gliedern des Mehrkörpersystems dar. Für die spätere Entwicklung einer Produktversion des Fahrzeugs ist zudem die Ermittlung der weiteren in den Antriebsachsen wirkenden Schnittkräfte und -momente erforderlich. Die Nutzlast ist zeitlich kinematisch und dynamisch veränderlich, kann aber zwischen Beladungsänderungen als mit dem Mehrkörpersystem verbundene, in Relation zum Fahrgestell ortsfeste Masse angenommen werden. Die Modellierung extern angreifender Kräfte (Bodenreaktionskräfte und Bediener-Interaktionskräfte) muss ermöglicht werden. Im vorliegenden Fall muss das dynamische Modell somit zahlreiche innerhalb der kinematischen Struktur wirkende

Zwangskräfte¹³ und extern mit dem Mechanismus interagierende Kräfte abbilden. Geeignete Verfahren hierzu sind (a) der Newton-Euler-Formalismus, (b) die Lagrangschen Gleichungen erster Art, (c) die Methode von Kane und (d) die Boltzmann-Hamel Gleichungen¹⁴. Bei der Aufstellung der Lagrangschen Gleichungen ist ein umfangreicheres Gleichungssystem als beim Newton-Euler-Verfahren zu lösen. Weiterhin sind hierbei, sowie bei den Methoden von Kane und Boltzmann-Hamel, diverse zeitliche und örtliche Ableitungen auszuführen. Deren Lösung ist im vorliegenden Fall aufgrund der Komplexität der Gleichungen nur unter Zuhilfenahme symbolisch arbeitender Softwarewerkzeuge realistisch. Die entsprechenden Rechenschritte sind resultierend nicht beziehungsweise nur mit hohem Aufwand übersichtlich und nachvollziehbar darstellbar. Weiterhin sollen die Gleichungen soweit analytisch berechnet werden, dass sie ohne die Notwendigkeit der Verwendung von symbolischen Variablen sowie ohne Ausführung numerischer Ableitungen implementiert werden können. Im Rahmen der Anfertigung dieser Arbeit wurde die Dynamik eines vereinfachten Systems unter Verwendung der vier oben genannten Modellierungsverfahren untersucht, um die Komplexität der verschiedenen Herleitungsmethoden zu vergleichen. Als Ergebnis dieses Vergleichs und aufgrund der oben beschriebenen Anforderungen wird in dieser Arbeit für die dynamische Modellierung der Newton-Euler-Formalismus angewendet. Dieser beschreibt die Systemdynamik direkt anhand von den zu ermittelnden Kräften und Momenten anstatt anhand von Energiebeziehungen, aus denen die gesuchten Kräfte und Momente hergeleitet werden.

Räumliche Definition der translatorischen und rotatorischen Gleichgewichtsbedingungen aller Glieder

Der Inhalt des zweiten Newtonschen Gesetzes ist unter Anwendung der eingangs definierten Konvention (alle Variablen in Koordinatenrichtung positiv definiert) der die Inertialkraft f_{li} eines Körpers i definierende *Impulssatz*

$$f_{li} = -\frac{d\mathbf{p}_i}{dt} = -\frac{d(m_i \dot{\mathbf{x}}_i)}{dt} = -\dot{m}_i \dot{\mathbf{x}}_i - m_i \ddot{\mathbf{x}}_i. \quad (4.18)$$

Zusammen mit dem dritten Newtonschen Gesetz („Actio = Reactio“) und der Gravitation

$${}_0\mathbf{g} = [0 \quad 0 \quad -g_k]^T \quad (4.19)$$

ergeben sich auf ihm basierend die *translatorischen Gleichgewichtsbedingungen* eines Gliedes i zu [HGP03]

$$\begin{aligned} \mathbf{0} &= {}_0 f_{li} + {}_0 f_{i-1,i} + {}_0 f_{i,i+1} + m_i {}_0\mathbf{g}, \\ \text{mit } {}_0 f_{li} &= -m_i {}_0 \ddot{\mathbf{x}}_{si}. \end{aligned} \quad (4.20)$$

¹³Im Folgenden wird für Kräfte und Momente im Sinne einer kompakten und angenehm lesbaren Formulierung verallgemeinernd der Begriff „Kräfte“ verwendet.

¹⁴siehe Abschnitt 2.1.4

4.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

Das Äquivalent des Impulssatzes ist für rotatorische Bewegungen der Eulersche *Drallsatz*, hier um den Schwerpunkt s_i des Körpers i mit den Massenträgheitsmomenten $I_0^{s_i}$ um s_i

$$\tau_{I_i}^{s_i} = -\frac{dL_i^{s_i}}{dt} = -I_i^{s_i} \dot{\omega}_i - \omega_i \times (I_i^{s_i} \omega_i), \quad (4.21)$$

welcher die aus den rotatorischen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen eines Körpers resultierenden Inertialmomente definiert. Angewendet auf ein freigeschnittenes Glied des Fahrzeugs (Fahrgestell, Räder) ergeben sich die *rotatorischen Gleichgewichtsbedingungen* eines Gliedes i zu [HGP03]

$$\mathbf{0} = {}_0\tau_{I_i}^{s_i} + {}_0\tau_{i-1,i} + {}_0\tau_{i,i+1} + {}_0\mathbf{r}_{s_i,i-1} \times {}_0\mathbf{f}_{i-1,i} + {}_0\mathbf{r}_{s_i,i+1} \times {}_0\mathbf{f}_{i+1,i}, \quad (4.22)$$

mit ${}_0\tau_{I_i}^{s_i} = -{}_0I_i^{s_i} {}_0\dot{\omega}_i - {}_0\omega_i \times [{}_0I_i^{s_i} {}_0\omega_i]$.

Unter Anwendung von (4.20) und (4.22) resultieren für die 3 Glieder des einachsigen Fahrzeugs (Fahrgestell, Rad rechts, Rad links) je Glied 3 translatorische sowie 3 rotatorische Gleichgewichtsbedingungen (entsprechend 18 skalaren Gleichungen). Die hierbei auftretenden Schnittgrößen und extern angreifenden Größen zeigt Abbildung 4.9.

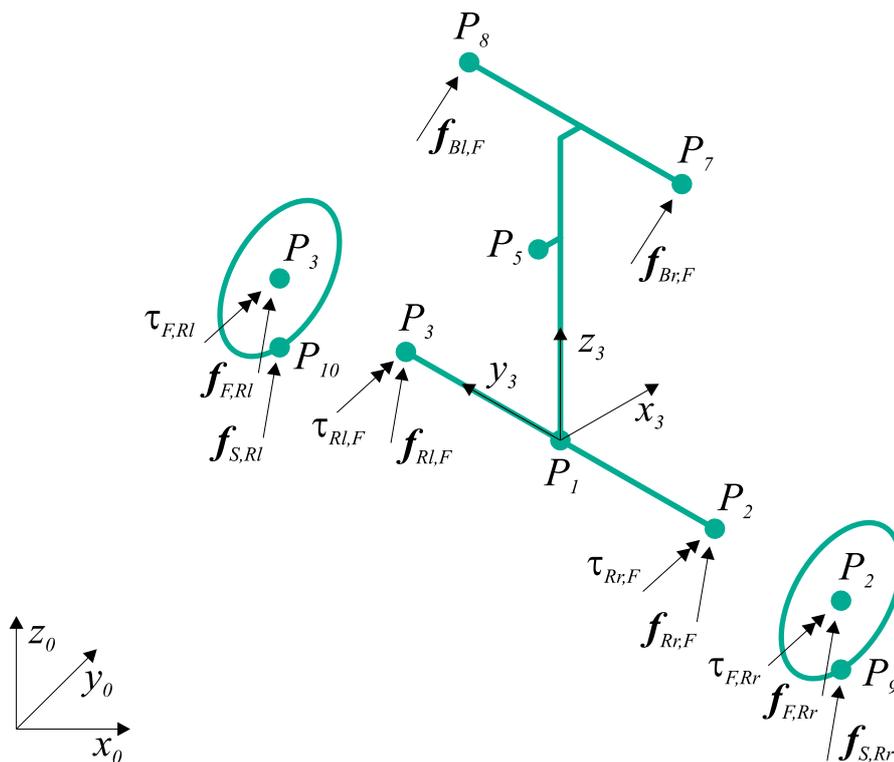


Abbildung 4.9: Extern angreifende Kräfte sowie Schnittkräfte und -momente zwischen den drei freigeschnittenen Körpern des einachsigen Fahrzeugs

Diese räumlichen, translatorischen sowie rotatorischen Gleichgewichtsbedingungen des Fahrgestells inklusive Nutzlast sowie des rechten und linken Rades finden sich im Anhang in Abschnitt A.2.1.

Definition der Eingangs-, Ausgangs- und Zustandsgrößen

Zunächst werden die Ein- und Ausgangsgrößen der aufzustellenden Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned}\dot{\boldsymbol{x}} &= \boldsymbol{A} \boldsymbol{x} + \boldsymbol{B} \boldsymbol{u} + \boldsymbol{V} \boldsymbol{w}, \\ \boldsymbol{y} &= \boldsymbol{C} \boldsymbol{x} + \boldsymbol{D} \boldsymbol{u}\end{aligned}\quad (4.23)$$

definiert. Durch die Definition des Fahrzeugkonzepts und seiner grundlegenden physikalischen Eigenschaften¹⁵ sind diese Variablen bereits bestimmt:

Eingangsgröße \boldsymbol{u} ist entsprechend Gleichung (2.6) die Energie, welche zur Beschleunigung des Fußpunktes (Antriebsachse, Referenzpunkt P_1) in das System eingebracht wird. Die korrespondierenden Systemgrößen sind die Abtriebsmomente des rechten und linken Radantriebs ${}_2\tau_{F,Rr,y}$ und ${}_2\tau_{F,RI,y}$. Ausgangsgrößen \boldsymbol{y} sind die translatorische und rotatorische Position und Geschwindigkeit des Fahrgestells ${}_2x_F$ und ${}_2\psi_F$ sowie ${}_2\dot{x}_F$ und ${}_2\dot{\psi}_F$. Störgröße \boldsymbol{w} ist der durch den Bediener zum handgeführten Manövrieren aufgebraachte Störeingriff, bestehend aus den durch die rechte und linke Hand des Bedieners eingebrachten Bediener-Interaktionskräften ${}_2f_{Br,F}$ und ${}_2f_{Bl,F}$.

Als Zustandsgrößen \boldsymbol{x} in der Zustandsraumdarstellung (4.23) werden die Energiespeicher des Fahrzeugs gewählt. Dieses sind die translatorischen Geschwindigkeiten des Fahrzeugs ${}_2\dot{x}_F$ und ${}_2\dot{z}_F$ sowie die Gierwinkelgeschwindigkeit ${}_2\dot{\psi}_F$ und die Wankwinkelgeschwindigkeit ${}_2\dot{\phi}_F$ (kinetische Energie von Fahrgestell, Rädern und Ladung), weiterhin der Schwerpunktnickwinkel ${}_2\theta_{sFL}$, Wankwinkel ${}_2\phi_F$ und vertikale Position des Fahrgestells ${}_2z_F$ (potenzielle Energie von Fahrgestell und Ladung), und die entsprechenden zeitlichen Ableitungen (kinetische Energie von Fahrgestell, Rädern und Ladung). Zusätzlich werden im Sinne des praktischen Nutzens für die Regelbarkeit entsprechend der Zielsetzung die (translatorische) Fahrzeugposition ${}_2x_F$ und die (rotatorische) Fahrzeugorientierung ${}_2\psi_F$ als Zustände gewählt:

$$\boldsymbol{x} = \left[{}_2x_F \quad {}_2\dot{x}_F \quad {}_2z_F \quad {}_2\dot{z}_F \quad {}_2\theta_{sFL} \quad {}_2\dot{\theta}_{sFL} \quad {}_2\psi_F \quad {}_2\dot{\psi}_F \quad {}_2\phi_F \quad {}_2\dot{\phi}_F \right]^T. \quad (4.24)$$

Als Ausgangsgrößen \boldsymbol{y} werden die Größen gewählt, welche für das Manövrieren des Fahrzeugs relevant sind, diese sind

$$\left[{}_2x_F \quad {}_2\dot{x}_F \quad {}_2\psi_F \quad {}_2\dot{\psi}_F \right]^T. \quad (4.25)$$

Definition anwendungsspezifischer Bewegungsfälle

Aus der vollständigen (räumlichen) Modellierung werden entkoppelte und linearisierte Terme für anwendungsspezifische Bewegungsfälle mit reduzierten Freiheitsgraden hergeleitet. Durch diese Methode werden die sehr komplexen und unübersichtlichen, räumlichen Bewegungsgleichungen in Teil-Bewegungsgleichungen aufgespaltet, welche für

¹⁵siehe auch Abschnitte 2.1.2 und 2.2.1

4.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

die Umformung in eine für die numerische Implementierung geeignete Form handhabbar sind. Diese Aufspaltung ist möglich, da zum einen auf ebenem Untergrund die translatorische und rotatorische Bewegung des Fahrzeugs mit zu vernachlässigendem Fehler separat geregelt werden kann (Superposition) [GDCR02], und zum anderen vertikale Bewegungen des Fahrzeugs (Überfahren von Stufen) im Praxiseinsatz ohne gleichzeitige Gierbewegung stattfinden (gleichzeitiges Überfahren der Stufe mit beiden Rädern). Die anwendungsspezifischer Bewegungsfälle werden folgendermaßen definiert:

1. Bewegungsfall „Ebene translatorisch“: Das Fahrzeug bewegt sich auf ebenem Grund in Richtung ${}_2x_F$ (geradeaus fahren). Es findet keine Gier-, Wank- und Hubbewegung statt. Die Regelung in dieser Ebene beinhaltet die Regelung des Nickwinkels.
2. Bewegungsfall „Ebene rotatorisch“: Das Fahrzeug giert auf ebenem Grund ohne translatorische Bewegung in Richtung ${}_2x_F$. Entsprechend tritt ebenfalls keine Wank- und Hubbewegung auf.
3. Bewegungsfall „Steigung translatorisch“: Das Fahrzeug bewegt sich mit beiden Rädern gleichförmig eine Steigung oder Stufe hinauf oder hinab. Es wird damit die Alltagsanforderungen gerecht werdende Annahme gemacht, dass Schwellen und Boardsteine mit beiden Rädern gleichzeitig überfahren werden. Entsprechend tritt hier keine Gier- und Wankbewegung auf.

Entkopplung in virtuelle Subsysteme

Durch Entkopplung des Mehrkörpersystems in zwei virtuelle Subsysteme wird eine beträchtliche Steigerung der Übersichtlichkeit bei der Formulierung der Bewegungsgleichungen der freiheitsgradreduzierten Bewegungsfälle erzielt.

Die Aufteilung des Modells (4.23) in ein translatorisches und ein rotatorisches Subsystem geschieht mittels Entkopplung der Eingangs- und Störgrößen durch Entkopplungsmatrizen. Die Eingangsgrößen der Subsysteme repräsentieren die Drehmomente des rechten und linken Antriebsmotors ${}_2\tau_{F,Rr,y}$ und ${}_2\tau_{F,RI,y}$ (beziehungsweise wie im Rahmen des Kapitels „Implementierung“ in Abschnitt 5.3.4 beschrieben die Takt-Pause-Verhältnisse der PWM-Signale der Antriebselektronik). Die Beziehung zwischen den entkoppelten Eingangsgrößen \mathbf{u} und den aus dem Fahrgestell auf die Räder wirkenden Motordrehmomenten lautet

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} u_x \\ u_\psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}_2\tau_{F,Rr,y} \\ {}_2\tau_{F,RI,y} \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

beziehungsweise

$$\boldsymbol{\tau}_R = \begin{bmatrix} {}_2\tau_{F,Rr,y} \\ {}_2\tau_{F,RI,y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,5 & 0,5 \\ 0,5 & -0,5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_x \\ u_\psi \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

entsprechend dem Blockschaltbild in Abbildung 4.10. Auf gleiche Weise werden auch die von der rechten und linken Hand des Bedieners zum Manövrieren auf das Fahrgestell

aufgebrachten Bediener-Interaktionskräfte entkoppelt:

$$w = \begin{bmatrix} w_x \\ w_\psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2f_{Br,F,x} \\ 2f_{Bl,F,x} \end{bmatrix}. \quad (4.28)$$

u_x bezeichnet demnach das gesamte Antriebsmoment zur Regulierung des Nickwinkels und der translatorischen Fahrzeuggeschwindigkeit (gleichgerichtete Beschleunigung der Räder). u_ψ stellt das gesamte Moment zur Regulierung des Fahrzeuggiegwinkels dar (gegensätzlich gerichtete Beschleunigung der Räder). w_x definiert die Summe der vom Bediener in Fahrtrichtung aufgebrachten Kräfte, w_ψ die Differenz der beiden vom Bediener aufgebrachten Kräfte, welche in einer Lenkbewegung resultieren.

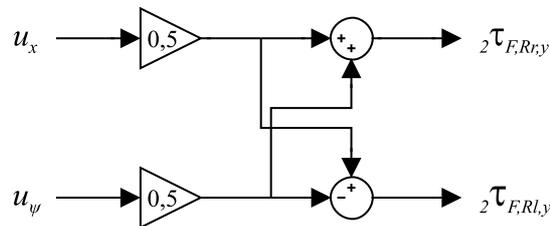


Abbildung 4.10: Berechnung der Antriebsmomente aus den entkoppelten Stellgrößen

Aufstellen der skalaren, linearisierten Gleichgewichtsbedingungen der entkoppelten Subsysteme für die einzelnen Bewegungsfälle, Eliminierung der Schnittgrößen und Entkopplung der Gleichungen

Aus den allgemein gültigen – das heißt unabhängig von Fahrzeugbewegung und Untergrundbeschaffenheit gültigen – Gleichgewichtsbedingungen (A.12) bis (A.17) werden für die entkoppelten Subsysteme (translatorisches und rotatorisches Subsystem) translatorische und rotatorische Gleichgewichtsbedingungen für die einzelnen Bewegungsfälle abgeleitet. Diese Gleichgewichtsbedingungen werden als Grundlage für die anschließende Eliminierung der Schnittgrößen und Entkopplung der Gleichungen in skalarer Form aufgestellt. Diese separate Behandlung von Systemen mit reduzierten Freiheitsgraden ermöglicht die Generierung von für die Eliminierung der Schnittgrößen und Entkopplung der Bewegungsgleichungen ausreichend übersichtlichen Termen. Im Fall der Zielstellung, linearisierte Bewegungsgleichungen aufzustellen, ist die Linearisierung in diesem Bearbeitungsschritt ideal.

Während das entstehende Gleichungssystem bei seriellen Kinematiken rekursiv gelöst werden kann [Tsa99], muss es im Falle einer parallelen Kinematik, wie der hier vorliegenden, komplett aufgestellt und gelöst werden [Mer01].

Formulierung von entkoppelten, linearisierten Bewegungsdifferentialgleichungen in der Zustandsraumdarstellung

Die Formulierung der Bewegungsdifferentialgleichungen in der Zustandsraumdarstellung umfasst die Definition von Systemmatrix, Eingangsmatrix, Störmatrix, Ausgangsmatrix und Durchgangsmatrix. Aufgrund ihrer Relevanz für die darauf aufbauen-

4.1 KINEMATISCHES UND DYNAMISCHES MODELLIEREN

de, regelungstechnische Konzeptentwicklung und anschließende Implementierung werden hier exemplarisch die Bewegungsfälle „Ebene translatorisch“ und „Ebene rotatorisch“ des linearisierten Modells dargestellt. Zustands- und Ausgangsvektoren lauten hierfür

$$\mathbf{x}_x = \begin{bmatrix} {}_2x_F & {}_2\dot{x}_F & {}_2\theta_{sFL} & {}_2\dot{\theta}_{sFL} \end{bmatrix}^T, \quad \mathbf{x}_\psi = \begin{bmatrix} {}_2\psi_F & {}_2\dot{\psi}_F \end{bmatrix}^T, \quad (4.29)$$

$$\mathbf{y}_x = \begin{bmatrix} {}_2x_F & {}_2\dot{x}_F \end{bmatrix}^T, \quad \mathbf{y}_\psi = \begin{bmatrix} {}_2\psi_F & {}_2\dot{\psi}_F \end{bmatrix}^T. \quad (4.30)$$

Systemmatrix, Eingangsmatrix und Störmatrix der Zustandsdifferentialgleichungen weisen die Inhalte

$$\mathbf{A}_x = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{x23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & a_{x43} & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_x = \begin{bmatrix} 0 \\ b_{x21} \\ 0 \\ b_{x41} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{V}_x = \begin{bmatrix} 0 \\ v_{x21} \\ 0 \\ v_{x41} \end{bmatrix}, \quad (4.31)$$

$$\mathbf{A}_\psi = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_\psi = \begin{bmatrix} 0 \\ b_{\psi21} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{V}_\psi = \begin{bmatrix} 0 \\ v_{\psi21} \end{bmatrix}$$

auf. Diese Zustandsgleichungen repräsentieren die Dynamik des Systems in Form der drei skalaren Differentialgleichungen

$$\dot{x}_{x2} = a_{x23} x_{x3} + b_{x21} u_x + v_{x21} w_x, \quad (4.32)$$

$$\dot{x}_{x4} = a_{x43} x_{x3} + b_{x41} u_x + v_{x41} w_x, \quad (4.33)$$

$$\dot{x}_{\psi2} = b_{\psi21} u_\psi + v_{\psi21} w_\psi, \quad (4.34)$$

sowie der drei trivialen Gleichungen $\dot{x}_{x1} = x_{x2}$, $\dot{x}_{x3} = x_{x4}$ und $\dot{x}_{\psi1} = x_{\psi2}$.

Die Koeffizienten der Differentialgleichungen (4.31) beziehungsweise (4.32) bis (4.34) finden sich im Anhang in Abschnitten A.2.2 und A.2.3.

Ohne Notwendigkeit der Herleitung ergeben sich die Ausgangsmatrizen \mathbf{C}_x und \mathbf{C}_ψ und die Durchgangsmatrizen \mathbf{D}_x und \mathbf{D}_ψ direkt zu

$$\mathbf{C}_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D}_x = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_\psi = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D}_\psi = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (4.35)$$

4.2 Antriebsregelung für das beladungsadaptive Stabilisieren

4.2.1 Konzeptentwicklung

Ziele der zweiten Teil-Forschungsfrage

Die in der zweiten Teil-Forschungsfrage¹⁶ definierten Ziele sind

- stabiles Balancieren mit Adaptierung nach Beladungswechsel,
- minimaler sensorischer Aufwand, um ökonomische Herstellung des Fahrzeugs zu ermöglichen,
- Balancieren und Adaptierung ohne Erforderlichkeit der Unterstützung durch den Bediener.

Bei diesen Zielen handelt es sich um Anforderungen aus Bediener-sicht. Das übergeordnete Ziel ist eine intuitive Bedienung des Fahrzeugs mit minimalem Kraftaufwand, sodass mit der neuen Fahrzeuggattung der Transport relativ hoher Lasten über mehrere Kilometer lange Strecken mit maximaler Wendigkeit – beispielsweise beim Betrieb innerhalb von Gebäuden – ermöglicht wird.

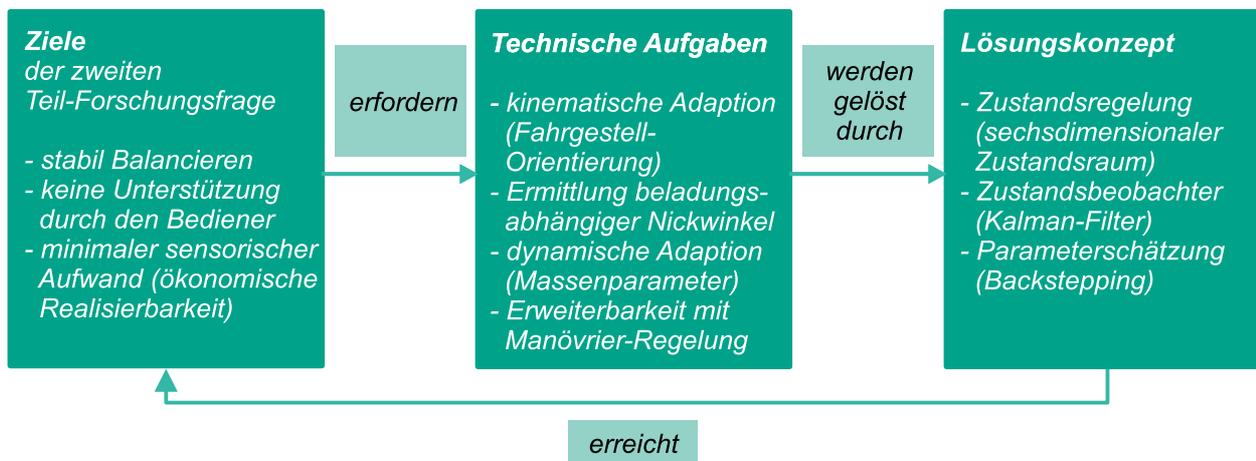


Abbildung 4.11: Konzeptentwicklung Stabilisieren: Ziele der zweiten Teil-Forschungsfrage, technische Aufgaben, Lösungskonzept

Technische Aufgaben

Beim einachsigen Gütertransportfahrzeug ändern sich kinematische und dynamische Parameter des beladenen Fahrzeugs durch jede Beladungsänderung. Insbesondere hierdurch stellen sich *fahrzeugspezifische* technischen Aufgaben zur Realisierung der oben genannten Ziele (Abbildung 4.11).

¹⁶siehe Abschnitt 3.2.2

4.2 ANTRIEBSREGELUNG FÜR DAS BELADUNGSADAPTIVE STABILISIEREN

Die Kinematik ändert sich nach einer Beladungsänderung durch Variation der Position des Gesamtschwerpunkts von Fahrzeug und Beladung s_{FL} relativ zum Fahrgestell (Abbildung 4.12). Seine Position ist definiert durch die Positionen der Schwerpunkte von Beladung s_L und Fahrgestell s_F sowie der Massen von Beladung m_L und Fahrgestell m_F . Der daraus resultierende, für die Stabilisierung des Fahrzeugs ausschlaggebende Systemzustand ist der Gesamtschwerpunktnickwinkel $\theta_{s_{FL}}$ – der Winkel zwischen der in Richtung der Gravitation die Fahrzeugantriebsachse schneidenden Gerade und der Gerade, welche die Fahrzeugantriebsachse sowie den gemeinsamen Schwerpunkt von Beladung und Fahrgestell s_{FL} schneidet. Der für die Stabilisierung des Fahrzeugs relevante Nickwinkel s_{FL} ist damit nicht, wie bei anderen Anwendungen der Klasse der einachsigen Roboter üblich¹⁷, aus den Messdaten eines am Fahrgestell montierten Gyroskops bestimmbar (durch Integration der vom Gyroskop ermittelten Fahrgestell-Nickwinkelgeschwindigkeit). Deshalb muss eine alternative Lösungsmöglichkeit entwickelt und angewendet werden. Weiterhin besteht die Aufgabe, im Anschluss an eine durch Beladungsänderung hervorgerufene Änderung des Gesamtschwerpunktnickwinkels keine bleibende Positionsänderung des Fahrzeugs resultieren zu lassen: Die der Dynamik des Fahrzeugs entsprechende Reaktion wäre – ohne eine spezielle, kompensierende Regelungsstrategie – die translatorische Beschleunigung des Fahrzeugs. Diese wird beispielsweise bei einachsigen Personentransportfahrzeugen zum Manövrieren genutzt.

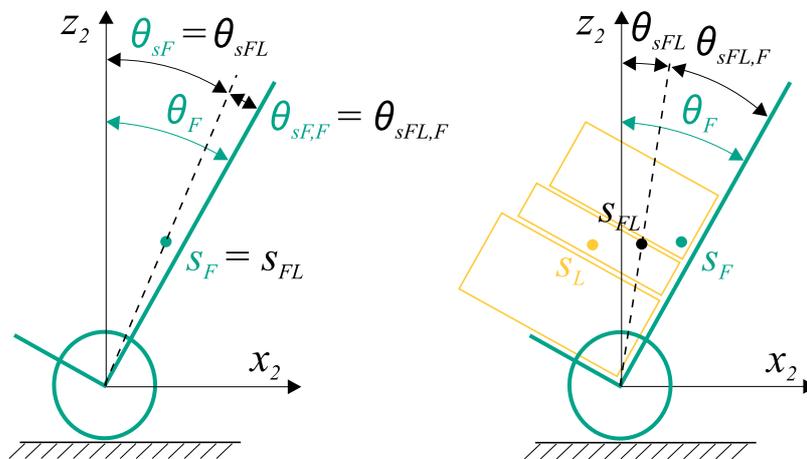


Abbildung 4.12: Veränderung der Position des Gesamtschwerpunkts s_{FL} relativ zum Fahrgestell durch Beladen (zwecks Anschaulichkeit Fahrzeug hier nicht in quasi-stabiler Orientierung)

Eine der grundlegenden Aufgaben beim Entwurf eines Regelungskonzepts zur Stabilisierung einachsiger Gütertransportsysteme ist daher die hier beschriebene Art der Stabilisierung des unregelt zunächst instabilen Systems (Adaptierung des Gesamtschwerpunktnickwinkels an Beladungsänderungen ohne resultierende Änderung der Fahrzeugposition), ohne die Möglichkeit, die für die Stabilisierung des Schwerpunktnickwinkels

¹⁷siehe Abschnitt 2.2.2

sowie der translatorischen Position ausschlaggebende Systemzustandsgröße (θ_{sFL}) messtechnisch unmittelbar oder mittelbar durch Integration erfassen zu können.

Eine weitere technische Aufgabe ergibt sich durch die Änderung der Massenparameter des beladenen Fahrzeugs durch die veränderliche Beladung. In Bezug auf die Stabilisierung sind dies die gemeinsame Masse von Fahrzeug und Ladung m_{FL} sowie deren Massenträgheitsmoment ${}^P_3 J_{FL,yy}$. Erforderlich ist hier ein massenparameteradaptives Regelungskonzept, mit dem Ziel, (a) Stabilität bei in hohem Maße variierenden Beladungszuständen zu gewährleisten, sowie (b) die Grundlage für eine Manövrier-Regelung zu bieten, die das Manövrieren mit gleichbleibender Charakteristik (Reaktion des Fahrzeugs auf Manövrierbefehle) bei unterschiedlichen Beladungszuständen ermöglicht.

Zusammenfassend lauten die abgeleiteten technischen Aufgaben der *beladungsadaptiven Fahrzeugstabilisierung*:

- Kinematische Adaptierung an sprunghaft veränderliche, nicht unmittelbar messtechnisch erfassbare Zustandsgröße (Gesamtschwerpunktnickwinkel θ_{sFL}) ohne bleibende translatorische Positionsänderung des Fahrzeugs:
 - geeignete Lösung zur Bestimmung des Gesamtschwerpunktnickwinkels θ_{sFL} ,
 - definierter kinematischer Adaptierungsprozess,
- Adaptierung an variable Massenparameter (Masse, Massenträgheitsmoment), um Stabilität und möglichst gering veränderliches Streckenverhalten bei stark variierenden Beladungszuständen zu ermöglichen:
 - Erfassung (Schätzung oder Messung) der veränderlichen Massenparameter,
 - Adaptierung der Reglerkoeffizienten an veränderliche Massenparameter,
- Erweiterbarkeit des Reglerkonzepts für die Manövrier-Regelung.

Lösungskonzept

An das Lösungskonzept [BHSK13, BTK15] werden durch die oben beschriebenen technischen Aufgabenstellungen sowie die zusätzliche Anforderlichkeit der Erweiterung um eine Regelung für das handgeführte Manövrieren eine Vielzahl von Anforderungen gestellt. Diese Anforderungen weisen teilweise konkurrierende Zielgrößen auf. So ist beispielsweise eine schnelle und zuverlässige Ermittlung des Gesamtschwerpunktnickwinkels sowie der Massenparameter erforderlich, gleichzeitig soll aber auf kostenintensive Sensorik verzichtet werden.

Für diese Anwendung einachsiger Fahrzeuge geeignete Methoden für die Stabilisierung konnten im Rahmen der Literaturrecherche in bisherigen Publikationen nicht identifiziert werden. Es werden daher im Folgenden verschiedene Lösungsansätze entwickelt; der optimale Ansatz wird daraufhin anhand anwendungsspezifischer Kenngrößen identifiziert. Aus diesem Prozess resultierend beinhaltet das Lösungskonzept die Schätzung des Gesamtschwerpunktnickwinkels anstatt seiner messtechnischen Erfassung. Die Schätzung erfolgt mittels eines Kalman-Filters aufgrund seiner besonderen (adaptiven) Fähigkeiten

und der Verfügbarkeit zahlreicher positiv evaluierter Anwendungsbeispiele im Bereich der Zustandsgrößenschätzung. Die besondere Herausforderung im Rahmen des vorliegenden Lösungskonzepts ist die Schätzung einer sich sprunghaft ändernden Zustandsgröße, deren Sprung aus dem Verlauf der weiteren Zustände im Zusammenhang mit dem dynamischen Modell des Fahrzeugs nicht direkt ableitbar ist. Als Basis für die Implementierung des Kalman-Filters dient ein auf sechsdimensionaler Zustandsrückführung basierender Regler. Hierbei sind jeweils zwei Zustände der Nickbewegung des Fahrgestells sowie der translatorischen und rotatorischen Fahrzeugbewegung zugeordnet. Die Vielzahl der einzeln parametrisierbaren Zustandsrückführungen ermöglicht in hervorragender Weise die Anpassung des Stabilisier- und später des Manövrierverhaltens. Der sechsdimensionale Regler im Zustandsraum stellt im Prinzip drei parallel geschaltete PD-Regler für die drei genannten Bewegungen dar. Um die Adaptierung an variable Massenparameter der Beladung (Masse, Massenträgheitsmoment) zu gewährleisten, wird der Regler für die Stabilisierung des Fahrzeugnickenwinkels durch einen auf Backstepping basierenden Regler (im Zusammenspiel mit dem Kalman-Filter zur Zustandsschätzung) ersetzt. Die parameteradaptive Gestaltung der Regler für die zwei verbleibenden, dem Manövrierverhalten zugeordneten Bewegungen ist schließlich Teil des Regelungskonzepts für das handgeführte Manövrieren in Abschnitt 4.3.

Zusammenfassend beinhaltet der gewählte Weg zur Lösung der technischen Aufgaben damit die Komponenten:

- Ermittlung des nicht unmittelbar sensorisch erfassbaren Gesamtschwerpunktnickenwinkels mittels eines geeigneten Schätz-Algorithmus,
- Regelung mit kinematischer Adaptierung basierend auf Zustandsrückführung,
- Transformation des Reglermodells und Einsatz eines parameteradaptiven Regleransatzes (Parameterschätzung, Adaptierung der Reglerkoeffizienten) zur Adaptierung an veränderliche Massenparameter (Masse, Massenträgheitsmoment).

4.2.2 Kinematische Adaptierung an den in Relation zum Fahrgestell variabel positionierten Gesamtschwerpunkt

Die erforderliche Funktionalität des Fahrzeugs – kinematische Adaptierung an Ladungsänderung ohne bleibende translatorische Beschleunigung und Positionsabweichung – lässt sich durch einen Adaptierungsprozess, bestehend aus vier grundlegenden Prozessschritten, erreichen. Das Lösungskonzept zur Umsetzung dieser Schritte erläutert dieses Kapitel.

Prozessschritte der kinematischen Adaptierung einachsiger Gütertransportfahrzeuge nach Beladungsänderung

Die grundlegenden Prozessschritte sind beim rotatorisch regulierten einachsigen Gütertransportfahrzeug (Abbildung 4.13):

- (a) initiale Pose und Beladung,
- (b) Beladungsänderung, resultierend Veränderung der Position des Gesamtschwerpunkts von Fahrzeug und Ladung s_{FL} in Relation zum Fahrgestell,
- (c) kinematische Adaptierung: übereinstimmende Beschleunigung beider Antriebsräder, resultierend Beschleunigung des Fahrzeugs \ddot{x}_F , aus Inertialkräften folgend Änderung von $\dot{\theta}_F$ und damit von θ_F sowie θ_{sFL} ,
- (d) bei signifikanter, einen definierten Schwellwert überschreitender Positionsänderung Δx_F : Fahren des Fahrzeugs zurück in translatorische Ausgangsposition.

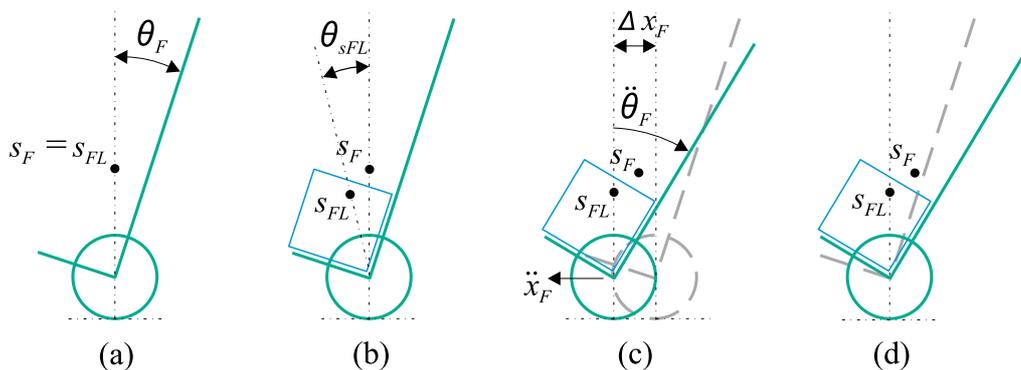


Abbildung 4.13: Prozessschritte der kinematischen Adaptierung nach Beladungsänderung (rotatorische Regulierung)

Ermittlung des Gesamtschwerpunktnickwinkels

Methoden-Entwicklung Die Position des Gesamtschwerpunkts s_{FL} und daraus resultierend des für die Antriebsregelung relevanten Nickwinkels θ_{sFL} ist nicht wie bei anderen einachsigen Fahrzeugtypen durch Berechnung auf Basis der Signale eines am Fahrgestell montierten Gyroskops möglich. Im Rahmen der Anfertigung dieser Arbeit wurden daher alternative Methoden recherchiert und entwickelt. Diese werden im Folgenden zusammenfassend einschließlich Darstellung ihren jeweiligen Vor- und Nachteile erläutert.

(a) Messtechnische Ermittlung

Ein Lösungsansatz ist die *messtechnische Ermittlung von Schwerpunktposition und Gewicht* der Beladung. Zusammen mit der im fahrgestellfesten Koordinatensystem KS_3 konstanten Position des Fahrgestellschwerpunkts sowie der Fahrgestellmasse m_F lassen sich aus diesen Werten mit [GHS06]

$${}_3x_{sFL} = \frac{{}_3x_{sF} m_F + {}_3x_{sL} m_L}{m_F + m_L}, \quad {}_3z_{sFL} = \frac{{}_3z_{sF} m_F + {}_3z_{sL} m_L}{m_F + m_L} \quad (4.36)$$

die relevanten Koordinaten der Position des Gesamtschwerpunkts von Beladung und Fahrgestell in Relation zum Fahrgestell berechnen, sowie darauf basierend der für die Regelung relevante Gesamtschwerpunktnickwinkel.

Erforderlich sind hierfür drei einachsige Kraftmesszellen zwischen Fahrgestell und Beladung, beziehungsweise an der Aufnahme zur Fixierung des Beladungscon-

tainers am Fahrgestell. Neben ausreichender Genauigkeit müssen diese Sensoren ebenfalls eine hohe Robustheit gegenüber Kraftimpulsen aufweisen, welche aus – im Alltagsbetrieb üblichem – dynamischem Ablegen von Transportgut auf der Ladefläche resultieren.

Während des Fahrbetriebs treten zusätzlich zur Gewichtskraft der Ladung durch Beschleunigung der Ladung Inertialkräfte auf. Diese wirken sowohl in Fahrtrichtung, als auch, sobald sich das Fahrzeug über Bodenunebenheiten bewegt, in Richtung der Gravitation. Eine Möglichkeit zur Umgehung dieses Störeinflusses ist die Bestimmung der Schwerpunktposition im Stand und anschließende Beibehaltung des ermittelten Wertes während des Fahrbetriebs. Diese Methode ist möglich und sinnvoll, da eine Beladungsänderung nur während des Stillstands des Fahrzeugs angenommen werden kann. Weiterhin wird das Messergebnis durch die Fahrgestellbeschleunigungen zum Zwecke der Stabilisierung, einschließlich kinematischer Adaptierung, beeinflusst. Eine mögliche Methode zur Reduktion beziehungsweise Eliminierung der Einflüsse von Inertialkräften ist die entsprechende Kompensation dieser Einflüsse auf Basis der ebenfalls gemessenen Beschleunigungen des Fahrgestells.

(b) Regelung auf Grundlage alternativer Zustandsgrößen

Dieser Ansatz wurde in [GDCR02] untersucht. Der Versuch, den Fahrgestellnickwinkel basierend auf der horizontalen Fahrzeugbeschleunigung zu regeln, erwies sich als nicht möglich. Eigene Versuche des Autors dieser Arbeit, unter Einbeziehung weiterer gemessener Zustandsgrößen, führten zu mit [GDCR02] übereinstimmenden Ergebnissen (keine stabile Regelbarkeit des Nickwinkels).

(c) Periodische Adaptierung: Kalkulation des Nickwinkels basierend auf gemessenen Zustandsgrößen

In [TIY09] wird ein Konzept zur Kalkulation des Gesamtschwerpunktnickwinkels aus weiteren, messbaren Zustandsgrößen beschrieben¹⁸. Das dort vorgestellte, einachsige Fahrzeug soll zum Gepäcktransport auf vorgegebenen Trajektorien dienen. Der Schwerpunktnickwinkel wird zunächst wie üblich durch Integration des Ausgangssignals eines Gyroskops berechnet. Aufgrund veränderter Beladung wird anschließend die Berechnung des Gesamtschwerpunktnickwinkels von Fahrgestell und Beladung fehlerbehaftet. Der Lösungsansatz umfasst folgenden Ablauf: Die translatorische Soll-Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs auf der vorgegebenen Trajektorie wird in regelmäßigen Abständen zu Null gesetzt. Aufgrund des fehlerhaft berechneten Gesamtschwerpunktnickwinkels nimmt das Fahrzeug jedoch nicht umgehend die Soll-Geschwindigkeit an. Zur Kompensation des Fehlers werden die Reglerkoeffizienten von Fahrweg und -geschwindigkeit so weit erhöht, bis das Fahrzeug trotz nicht korrekt berechnetem Nickwinkel zum Stillstand kommt. Es wird dann der aktuelle, tatsächliche Fahrgestellnickwinkel gemessen und als neue Referenz gespeichert.

¹⁸siehe auch Abschnitt 2.2.3 und Abbildung 2.12(a)

Dieser Lösungsansatz wurde im Rahmen der Erstellung dieser Arbeit simulations- und real-experimentell evaluiert. Die kinematisch adaptierende Stabilisierung ist mit dieser Methode prinzipiell möglich, das Verhalten des Fahrzeugs ist jedoch bis zur abgeschlossenen Adaptierung unruhig beziehungsweise instabil (Ruckeln und Schütteln des Fahrzeugs, signifikante translatorische Positionsänderungen bis zur abgeschlossenen Adaption).

(d) Schätzung des Gesamtschwerpunktnickwinkels

Als Grundlage für die Schätzung des Gesamtschwerpunktnickwinkels von Fahrgestell und Beladung θ_{sFL} stehen das dynamische Modell von Fahrzeug und Beladung sowie die weiteren, unmittelbar messbaren Zustandsgrößen (beziehungsweise Ausgangsgrößen) zur Verfügung. Diese sind die mittels eines Gyroskops (gegebenenfalls fusioniert mit Beschleunigungssensoren) gemessene Fahrgestell-Nickwinkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}_F$, die mittels Inkrementalgebern an den Rädern gemessene translatorische Fahrzeuggeschwindigkeit \dot{x}_F sowie die Antriebsmomente der Räder τ_R . Die Antriebsmomente stellen die Stellgröße der stabilisierenden Regelung dar und stehen daher ohne Erforderlichkeit der Messung zur Verfügung. Bekannte Vertreter geeigneter Algorithmen sind der Luenberger-Beobachter [Lue64] und das Kalman-Filter [Kal60].

Bewertung und Auswahl der optimalen Methode Die Auswahl der optimalen Methode basiert auf den für die Zielanwendung sowie im Sinne der Forschungsfrage relevanten Kriterien. Diese sind die *monetären Kosten* sowie *Stabilität und Performance* der resultierenden Antriebsregelung. Eine Übersicht über die Ergebnisse der Analyse gibt Tabelle 4.1. Methode (a), die Ermittlung von $\theta_{sFL,F}$ basierend auf messtechnischer Erfassung der Position des Schwerpunktes der Ladung, erfordert eine in der ${}^3e_x{}^{-3}e_z$ -Ebene dreidimensionale Kraftsensorik sowie eine geeignete mechanische Umgebungskonstruktion der Sensoren. Diese Methode ist daher – insbesondere in Relation zu den weiteren Lösungsansätzen – sehr kostenintensiv. Methoden (b) und (c) haben sich – entsprechend wissenschaftlichen Quellen und eigenen Simulations- und Real-Experimenten – als nicht für die vorliegende Ziel-Anwendung geeignet stabil erwiesen. Methode (d), die Ergänzung der Regelungsalgorithmen um geeignete Algorithmen zur Schätzung des Gesamtschwerpunktnickwinkels θ_{sFL} , ist mit keinen zusätzlichen Kosten für Hardware verbunden.

Unter der Annahme, dass die zu ermittelnde Zustandsgröße trotz der besonderen Herausforderungen an den Schätzer in der vorliegenden Anwendung (siehe unten) in für die Zielanwendung geeigneter Weise geschätzt werden kann, ist diese Methode den anderen Methoden überlegen, da sie als einzige hinsichtlich monetären Kosten *und* Stabilität und Performance positiv bewertet werden kann.

Besondere Anforderungen an den Zustands-Schätzer Die Position des gemeinsamen Schwerpunkts von Fahrzeug und Ladung s_{FL} ändert sich relativ zum Fahrgestell durch jeden Be- und Entladevorgang. Der von der Position dieses Schwerpunktes abhängige Schwerpunktnickwinkel θ_{sFL} ist für die das Fahrzeug stabilisierende Antriebsregelung maßgeblich. Aus den Messwerten des am Fahrgestell montierten Gyroskopes kann mit-

Tabelle 4.1: Bewertung der Eignung verschiedener Methoden zur Regelung des Nickwinkels ohne dessen unmittelbare Messbarkeit

	Kosten	Stabilität, Performance
(a) Messung Nutzlast		
(b) Alternative Zustände		
(c) Periodische Kalkulation		
(d) Zustandsschätzung		

 sehr gut	 gut	 mittel	 schlecht	 sehr schlecht
--	---	--	--	---

tels Integration (nur) der Fahrgestellnickwinkel θ_F ermittelt werden. Zur Ermittlung des Gesamtschwerpunktnickwinkels θ_{sFL} des beladenen Fahrzeugs ist zusätzlich die Kenntnis des Differenzwinkels zwischen Fahrgestell und Ladungsschwerpunkt $\theta_{sFL,F}$ erforderlich (siehe auch Abbildung 4.12):

$$\theta_{sFL} = \theta_F + \theta_{sFL,F}. \tag{4.37}$$

Im Fall konstanter oder fehlender Beladung ist $\theta_{sFL,F}$ konstant. Im Moment eines Beladungswechsels ändert sich θ_{sFL} und damit auch $\theta_{sFL,F}$ sprunghaft (Abbildung 4.14). Der Sprung spiegelt sich jedoch nicht unmittelbar in den Verläufen der weiteren, messbaren Zustände wieder. Diesbezüglich zu nennen ist insbesondere die Nickwinkelgeschwindigkeit des Fahrgestells $\dot{\theta}_F$. Dieser Besonderheit stellt eine spezielle Anforderung an den Zustandsschätzer dar. Im Moment des Beladungswechsels kann der Zustandsschätzer zur Kalkulation des nicht messbaren Zustands θ_{sFL} nicht auf die ihm bekannte (in (4.31) und (4.35) definierte) Systemdynamik vertrauen. Erst nachfolgend, während des kinematischen Adaptierungsprozesses im Anschluss an den Beladungswechsel, beschreibt die modellierte Systemdynamik wieder das tatsächliche Verhalten des Fahrzeugs.

Auswahl des Schätzverfahrens Basierend auf dem Stand der Wissenschaft und Technik wird für die Zustandsschätzung das diskrete Kalman-Filter [Kal60] eingesetzt¹⁹. Zuverlässigkeit und überragende Schätzgüte des Kalman-Filters sind durch zahllose Publika-

¹⁹Seine Namensgebung als „Filter“ entwickelte sich schon vor seiner Veröffentlichung durch Kalman im Jahr 1960 im Rahmen der vorhergehenden Arbeiten in den 1930er und 1940er Jahren von Wiener und Kolmogorov zur Separierung (Filterung) von Signal und Rauschen [GA01]. Seine Bezeichnung im Rahmen der mathematischen Schätztheorie lautet „Bayes’scher Minimum-Varianz-Schätzer für lineare stochastische Systeme in Zustandsraumdarstellung“.

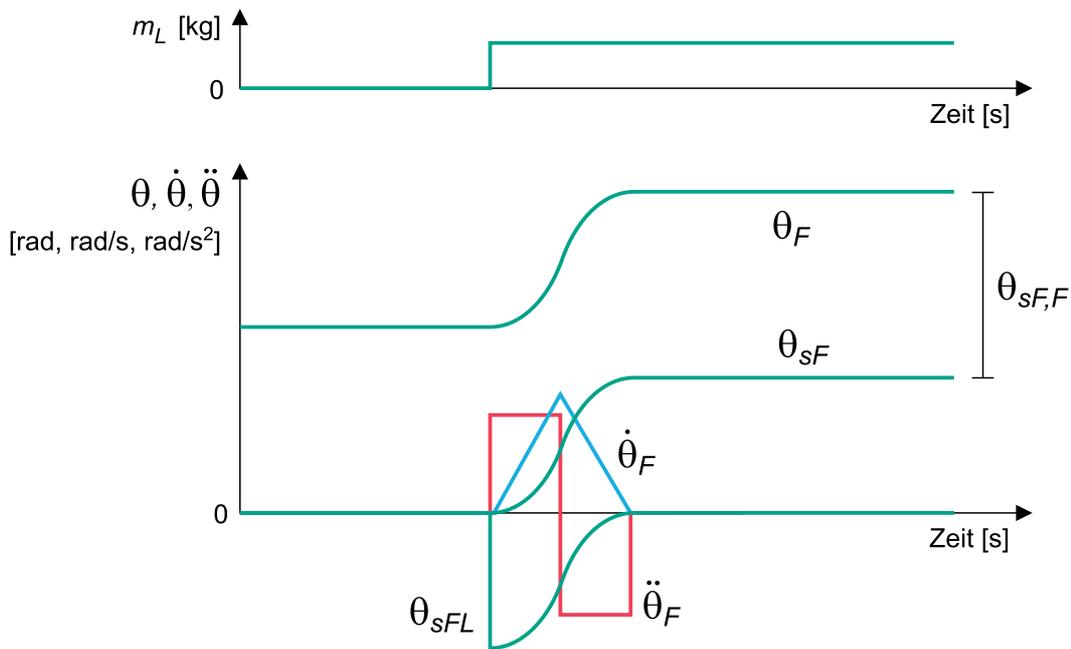


Abbildung 4.14: Qualitativer Verlauf der Nickwinkel von Schwerpunkten und Fahrgestell sowie zeitlicher Ableitungen während der kinematischen Adaptierung nach Beladungsänderung

tionen bewiesen. Das Filter ist besonders geeignet beim Vorliegen (veränderlicher) Modellfehler und Störeinflüsse sowie für die Implementierung in Echtzeitsystemen, da es aufgrund seiner rekursiven Struktur zur Schätzung als lineare Kombination der vorangegangenen Schätzung mit dem aktuellen Messwert besonders effizient arbeitet.

Parametrierung des Kalman-Filters Dieser Abschnitt betrachtet die geeignete Parametrierung des Filters für den besonderen Anwendungsfall der sich sprunghaft ändernden zu schätzenden Zustandsgröße, deren Sprung sich im Moment der Beladungsänderung in den weiteren, messtechnisch erfassbaren Zustandsgrößen nicht unmittelbar widerspiegelt. Diesbezüglich werden im Folgenden relevante, theoretische Betrachtungen dargestellt. Das tatsächliche Verhalten des verschiedenartig parametrisierten Filters wird im Rahmen der Implementierung mittels Simulations- und Real-Experimenten untersucht und im Rahmen der Evaluation in Abschnitt 6.1.1 bewertet.

Als Basis für die nachfolgende Betrachtung der Parametrierungsmöglichkeiten des Kalman-Filters – im Hinblick auf die vorliegende Aufgabenstellung – wird hier zunächst die Funktionsweise des Filters in kompakter Form dargestellt. Eine ausführliche Herleitung findet sich in [WB95].

Das Kalman-Filter schätzt einen Prozess mit Hilfe von zwei aufeinanderfolgenden Schritten: Zunächst prognostiziert das Filter den Prozesszustand und die Kovarianz („Prädiktion“, „Time Update“) zum Zeitpunkt k basierend auf dem dynamischen Modell und den

Zustands- und Eingangsgrößen aus Zeitpunkt $k-1$ [Bro83]:

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{x}}^-(k) &= \mathbf{A} \hat{\mathbf{x}}(k-1) + \mathbf{B} \mathbf{u}(k-1), \\ \mathbf{P}^-(k) &= \mathbf{A} \mathbf{P}(k-1) \mathbf{A}^T + \mathbf{Q}.\end{aligned}\tag{4.38}$$

Anschließend korrigiert es seine Voraussage anhand von Messwerten („Korrektur“, „Measurement Update“) [Bro83]:

$$\begin{aligned}\mathbf{K}(k) &= \mathbf{P}^-(k) \mathbf{C}^T [\mathbf{C} \mathbf{P}^-(k) \mathbf{C}^T + \mathbf{R}]^{-1}, \\ \hat{\mathbf{x}}(k) &= \hat{\mathbf{x}}^-(k) + \mathbf{K}(k) [\mathbf{y}(k) - \mathbf{C} \hat{\mathbf{x}}^-(k)], \\ \mathbf{P}(k) &= [\mathbf{E} - \mathbf{K}(k) \mathbf{C}] \mathbf{P}^-(k).\end{aligned}\tag{4.39}$$

Neben den Systemmatrizen finden sich in diesen Gleichungen weitere Matrizen (\mathbf{P} , \mathbf{K}), welche teilweise in jedem Durchlauf des Filters aktualisiert werden, sowie solche (\mathbf{R} , \mathbf{Q}), deren Inhalte fest (zeitinvariant) vorab definiert werden. Mithilfe der Parametrierung dieser zeitinvarianten Matrizen ist die *Anpassung des Schätzverhaltens* des Filters möglich. Sie definieren die Wichtung von Modelleinfluss und Messgrößeneinfluss.

Die *Kovarianzmatrix des Schätzfehlers* \mathbf{P} enthält Informationen bezüglich der Schätzgüte. Sie beinhaltet auf ihrer Hauptdiagonalen die Varianzen der einzelnen Zustandsgrößen und auf den Nebendiagonalen die Kovarianzen, welche die Zusammenhänge der Schätzfehler verschiedener Zustandsgrößen untereinander beschreiben. Niedrige Werte führen zu geringer Korrektur der Prädiktion durch die aktuelle Messung. Während des Betriebs wird $\mathbf{P}(k)$ durch das Filter selbst berechnet, die Initial-Belegung der Elemente in \mathbf{P}_0 ist vorab zu definieren. Der Einfluss dieser Initial-Belegung ist im Rahmen der experimentellen Untersuchung des Konzepts zu evaluieren.

Die *Kalman-Gain-Matrix* \mathbf{K} dient der permanenten Adaptierung und Optimierung des Kalman-Filters. Hierzu wird sie in jedem Durchlauf der Korrektur neu berechnet. Sie parametriert die zeitvariable Anpassung des Einflusses, beziehungsweise die Wichtung der aktuellen Messung, auf die geschätzten Zustandsgrößen. Das heißt, diese Matrix definiert, wie stark die Differenz zwischen dem vorherigen Schätzwert und der aktuellen Messung in die kommende Schätzung eingeht. Hohe Werte in \mathbf{K} entsprechen einer sicheren Messung des aktuellen Zustands. \mathbf{K} wird ebenfalls durch das Filter selbst berechnet. Hier ist keine Initial-Belegung vorhanden beziehungsweise erforderlich. Die initiale Definition der Matrix geschieht im Rahmen des ersten Durchlaufs des Korrektur-Abschnitts des Filters, basierend auf den Ergebnissen der vorher berechneten Zustands-Prognostizierung.

Die *Kovarianzmatrix der Messgrößen* \mathbf{R} beschreibt die Größe des erwarteten Messfehlers. Niedrige Werte entsprechen hoher Messgenauigkeit. Theoretisch, sofern keine Beziehungen zwischen den Sensoren bestehen, können hier auf der Diagonale die Genauigkeitsdaten (Varianzen) der verwendeten Sensoren eingesetzt werden. Anderweitig sind die Nicht-Diagonalelemente ebenfalls zu besetzen [Kin08]. Eine bekannte Methode zur experimentellen Ermittlung der Parameter in \mathbf{R} ist die Autocovariance Least Squares (ALS) Technik [AJPJ08, ORR06]. Im Rahmen der experimentellen Umsetzung ist \mathbf{R} zunächst

entsprechend der oben dargestellten theoretischen Grundlagen mit den Varianzen der Sensoren zu belegen. Im vorliegenden Fall spiegelt sich der Sprung der zu schätzenden Zustandsgröße nicht unmittelbar zum Zeitpunkt des Beladungswechsels in den Messwerten wieder. Es sollen daher ebenfalls Experimente mit der Belegung von \mathbf{R} mit höheren Werten ausgeführt werden.

Die *Kovarianzmatrix der Systemunsicherheit* \mathbf{Q} beschreibt die Größe der erwarteten Modellungenauigkeit. Sie hat Einfluss auf Berechnung von \mathbf{P}^- und damit von \mathbf{K} . Niedrige Werte entsprechen hoher Modellgenauigkeit. Aufgrund der Dimensionen von \mathbf{Q} ergibt sich ein hoher Umfang möglicher Belegungen ihrer Elemente. Experimente mit verschiedenen Parametrierungen von \mathbf{Q} erfordern daher in besonderer Weise eine systematisches Vorgehen. Zunächst soll daher die Auswirkung der Belegung der Nebendiagonalelemente untersucht werden. Ist deren Einfluss nicht vorhanden oder vernachlässigbar, resultiert eine beträchtliche Reduktion der Parametrierungsmöglichkeiten. Die Untersuchungen zur Wirkung verschiedener Belegungen der Diagonalelemente sollen sowohl Experimente zur Auswirkung absoluter Wertänderungen (Multiplikation aller Diagonalelemente mit identischem Faktor) sowie relativer Wertänderungen (Variation der Werte der Diagonalelemente in Relation zueinander) umfassen. Hierbei ist insbesondere die Relation zwischen dem Diagonalelement, welches die zu schätzende, nicht messbare Zustandsgröße (Gesamtschwerpunktnickwinkel θ_{sFL}) betrifft, zu den weiteren Diagonalelementen zu untersuchen. Die theoretische Betrachtung sieht gutes Schätzverhalten (schnell, exakt, stabil) bei hoher Parametrisierung dieses Elements in Relation zu den weiteren Diagonalelementen. Hierdurch wird geringes Vertrauen in die Modellierung θ_{sFL} definiert, entsprechend der Tatsache, dass dessen Sprung im Moment der Beladungsänderung in den anderen gemessenen Zuständen, insbesondere in $\dot{\theta}_{sFL}$, nicht abgebildet ist. Entsprechend soll hier das Filter dem Modellzusammenhang nicht vertrauen. Es soll den Wert von θ_{sFL} nach dem Sprung zügig anhand von Messwerten korrigieren, obgleich keine Sprünge oder Spitzen in den Messwerten von $\dot{\theta}_{sFL}$ und den weiteren gemessenen Zuständen auftreten. Bei den entsprechenden Untersuchungen sollen zudem Experimente mit verschiedenen Faktoren zwischen hohen und niedrigen Werten der Diagonalelemente ausgeführt werden.

Störgrößenaufschaltung Für den beschleunigten Abschluss des Schätzprozesses (Übereinstimmung geschätzter mit tatsächlicher Größe) besteht zudem die Möglichkeit, eine einfache, eindimensionale Kraftmesseinrichtung unter der Ladefläche anzubringen, deren Signale für eine „Störgrößenaufschaltung“ beziehungsweise „Vorsteuerung“ verwendet werden. Hierzu ist nicht die Kenntnis der absoluten Gewichtskraft der Ladung erforderlich. Lediglich die Ladungsdifferenz muss erfasst werden. Das Überschreiten einer definierten Messwertdifferenz wird als Beladungsänderung definiert („Trigger“). Aus der detektierten Massenänderung Δm_L wird mittels geeigneter Berechnung eine ungefähre Änderung des Gesamtschwerpunktnickwinkels kalkuliert. Diese wird auf den gemessenen Zustand addiert, bevor dieser in das Kalman-Filter eingespeist wird. Ein reduzierter Messfehler verbleibt dabei aufgrund der fehlerbehafteten Messung

und der vereinfachten Berechnung der Nickwinkeländerung basierend auf Δm_L . Diese Methode stellt eine Kombination der am Anfang dieses Abschnitts entwickelten Methoden (a) und (d) dar.

4.2.3 Regelung mittels Zustandsrückführung

Funktion und Eigenschaften Basis für das gesamte Regelungskonzept ist ein fester Regler basierend auf der Zustandsraumdarstellung (4.31) und (4.35). Die Zustandsregelung hat sich in vorhergehenden Arbeiten im Zusammenhang mit der Stabilisierung inverser Pendel und einachsiger Roboter in hervorragender Weise durch schnelles Einschwingen und flexible Parametrierbarkeit bewährt. Sie hat sich damit als optimale Basis für die vorliegende Aufgabenstellung erwiesen. Hier bietet die Zustandsregelung durch die separat definierbare Reaktion auf Abweichungen der einzelnen Zustände das optimale Werkzeug, um das Verhalten des Fahrzeugs genau den Anforderungen entsprechend auslegen zu können. Weiterhin erfordert der Einsatz des Kalman-Filters ein lineares Zustandsraummodell der Regelstrecke, weshalb eine als Zustandsrückführung ausgeführte Regelung naheliegender ist. Bei der Evaluation des Lösungskonzepts dient dieser Regelanatz zudem als Referenz zum Vergleich mit der parameteradaptiven Regelung, und zur Analyse der Robustheit des festen Reglers gegenüber Streckenänderungen.

Synthese Bei Entwicklung und Implementierung wird zunächst die Stabilisierung des unbeladenen Fahrzeugs mit konstantem Winkel zwischen Schwerpunkt und Fahrgestell hergeleitet und untersucht. Die Beobachtbarkeitsmatrix des n -dimensionalen Zustandsraummodells

$$Q_B = \left[C, CA, CA^2, \dots, CA^{n-1} \right]^T \quad (4.40)$$

weist hier den Rang n auf, da jede der Zustandsgrößen durch mindestens eine der Ausgangsgrößen beobachtet werden kann.

Dieser grundlegende Regler wird anschließend um das Kalman-Filter (Abschnitt 4.2.2) ergänzt. Aufbauende Erweiterungen des Regelungskonzepts sind anschließend die parameteradaptive Regelung (Abschnitt 4.2.4) sowie das Regelungskonzept zum handgeführten Manövrieren (Abschnitt 4.3).

Die Steuerbarkeitsmatrix des n -dimensionalen Zustandsraums

$$Q_S = \left[B, AB, A^2B, \dots, A^{n-1}B \right] \quad (4.41)$$

weist im vorliegenden Fall vollen Rang ($\text{Rang}(Q_S) = n$) auf, womit eine Voraussetzung für die Reglerauslegung gegeben ist.

Parametrierung Zur Bestimmung der Reglerparameter werden bei der Implementierung Experimente mit Verwendung der Formel von Ackermann zur Polvorgabe sowie mit dem LQ-Optimalregler-Verfahren (LQR) gemacht. Hierbei werden zunächst Untersuchungen ohne Beladungsänderung durchgeführt, wobei keine Zustandsgrößenschätzung erforder-

derlich ist. Anschließend wird der Regler um den Schätzer ergänzt. Die Kombination von Optimalregler und Kalman-Filter ist auch unter dem Begriff LQG-Regler (Linear Quadratic Gaussian) bekannt.

Die Vorgabe der Pole auf die reelle Achse (der negativen Halbebene) resultiert nach einem Beladungswechsel in Einschwingen ohne Überschwingen, folglich einer Fahrzeugbewegung in Richtung des durch den Beladungswechsel provozierten Kippens. Wahl eines oder mehrerer konjugiert komplexer Polpaare resultiert in Überschwingen, beziehungsweise Vor- und Zurückfahren des Fahrzeugs, während der Adaptierung, wodurch dieses nach der Adaptierung näher an seiner translatorischen Ausgangsposition zum Stillstand kommt.

Der LQ-Regler ermöglicht die gewünschten Anforderungen an das Übergangsverhalten durch die Wahl von Wichtungsfaktoren für die einzelnen Zustände sowie die Eingangsgrößen zu definieren (Intensität der Reaktion auf die Abweichung der einzelnen Zustände und „Sparsamkeit“ im Umgang mit Eingangsgrößen). Während selbstverständlich stets die Stabilisierung des Nickwinkels höchste Priorität zukommt, bietet sich hier auch die Möglichkeit der Parametrisierung verschiedener Fahrprofile mit unterschiedlichen Wichtungen der Antriebsleistung, um besonders dynamischen oder energiesparenden (Reichweite maximierenden) Einsatz des Fahrzeugs zu ermöglichen. Zur Berechnung der Parameter stehen in MATLAB[®] geeignete Funktionen zur Verfügung (`dlqr`, `place`).

Betriebsmodus-Steuerung Zur Steuerung der Adaptierungsschritte (Abbildungen 4.13) – insbesondere Start und Ende der Adaptierung, Rückfahren in Ausgangsposition – sowie eines weiteren Modus zum handgeführten Manövrieren dient eine automatische Betriebsmodus-Steuerung, welche in Abschnitt 4.3.2 vorgestellt wird.

4.2.4 Parameteradaptive Regelung

Analyse der Parameteränderungen

Vor dem Entwurf einer adaptiven Regelung ist die Analyse der durch die Beladungsänderung hervorgerufenen Parameteränderungen im dynamischen Modell des Fahrzeugs angeraten, um die Erforderlichkeit der im Gegensatz zum festen (robusten) Regler erhöhten Komplexität eines adaptiven Reglerentwurfs zu begründen. Die Parameteränderungen sind abhängig von den kinematischen und dynamischen Eigenschaften der jeweiligen Ausführung eines einachsigen Transportsystems sowie von dessen Art der Beladung. Sie sind daher entsprechend dem nachfolgend dargestellten Konzept jeweils spezifisch zu untersuchen.

Untersucht wird die Auswirkung von Beladungsänderung auf die Parameter der System- und Eingangsmatrizen in (4.31). Es wird hier exemplarisch das für die Stabilisierung des Nickwinkels relevante translatorische Subsystem $(\)_x$ untersucht. Die betreffenden, skalareren Differenzialgleichungen (4.32) und (4.33) sind hier zum Zwecke der besseren Über-

sichtlichkeit noch einmal dargestellt:

$$\ddot{x}_F = a_{x23} \theta_{sFL} + b_{x21} u_x, \quad (4.42)$$

$$\ddot{\theta}_{sFL} = a_{x43} \theta_{sFL} + b_{x41} u_x. \quad (4.43)$$

Die Analyse erfolgt hier exemplarisch anhand der kinematischen und dynamischen Parameter des MicroCarrier-Versuchsträgers (siehe Tabelle B.1). Zur Berechnung des beladungsabhängigen Translationsvektors ${}^3r_{p6}$ (vom Ursprung des fahrzeugfesten Koordinatensystems zum Schwerpunkt der Beladung weisend) wird das Berechnungs-Modell basierend auf homogener, kubischer Beladung aus Abschnitt 4.1.2 verwendet. Es wird hier eine Dichte der Beladung von $\rho_L = 1000 \text{ kg/m}^3$ angenommen. Die Kantenlängen des Quaders a_L und b_L werden gleichförmig sukzessive gesteigert, bis ein Beladungsgewicht von $m_L = 200 \text{ kg}$ erreicht ist²⁰. Hierbei verändern sich neben der Masse m_L die relative Position des Schwerpunkts der Beladung s_L sowie ihr Massenträgheitsmoment $J_{L,yy}$.

Abbildung 4.15 zeigt den Einfluss der exemplarischen Beladung auf die Systemparameter. Die Parameter variieren in hohem Umfang, obgleich das Eigengewicht des Versuchsträgers mit 82 kg recht hoch ist. Resultierend tritt bei einer leichteren Ausführung des Fahrzeugs eine weiter gesteigerte Parametervariation auf. Parameter a_{x23} und a_{x43} erhöhen sich um circa Faktor 2, bedeutend, dass die Abweichung des Nickwinkels aus der quasi-stabilen Gleichgewichtslage mit erhöhter Beladung eine deutlich höhere Auswirkung auf die translatorische Beschleunigung des Fahrzeugs sowie die Nickwinkelbeschleunigung hat. Der Einfluss der Eingangsgröße u_x (und für das rotatorische Subsystem, hier nicht dargestellt, u_ψ) hingegen verringert sich auf circa ein Drittel (translatorische Beschleunigung des Fahrzeugs) beziehungsweise zwei Drittel (Nickwinkelbeschleunigung). Diese hohe Parametervariation begründet den sinnvollen Einsatz eines parameteradaptiven Reglers.

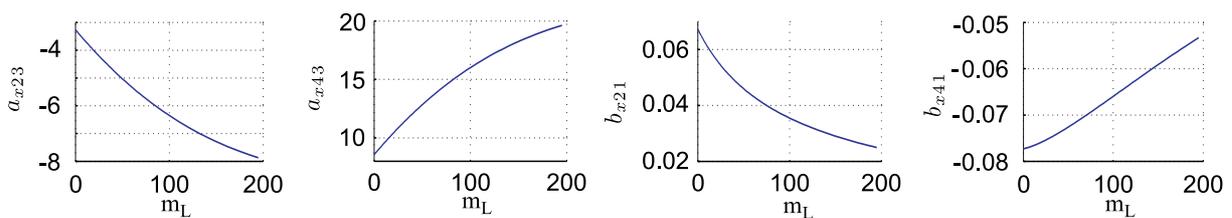


Abbildung 4.15: Korrelation von Gewicht der Ladung m_L [kg] und Modellparametern des MicroCarrier-Versuchsträgers

Reglerentwurf

Auswahl des optimalen Ansatzes Die Forderung nach Stabilität auch bei bei signifikanten Streckenänderungen (aufgrund stark variierender Beladung) begründet hier entsprechend der oben dargestellten Analyse den Einsatz eines adaptiven Reglers. Bei hand-

²⁰Das Beladungsgewicht von 200 kg wurde vom Projektpartner Deutsche Post DHL im Rahmen des Forschungsprojekts „Fideus“, in welchem die erste Generation des MicroCarrier Urban Vehicle (MCUV) entwickelt wurde, spezifiziert.

geführten einachsigen Gütertransportfahrzeugen ist ebenfalls – nicht weniger relevant – ähnliches oder gleichbleibendes Streckenverhalten gefordert. Dieses ist wichtig, um – wie in der Forschungsfrage dieser Arbeit definiert und im nachfolgenden Unterkapitel 4.3 beschrieben – ein bei verschiedenen Beladungen gleichartiges, und damit intuitives und durch Vorhersehbarkeit sicheres Manövrierverhalten zu gewährleisten.

Zur adaptiven Stabilisierung invertierter Pendel und einachsiger Roboter ist Backstepping eine verbreitete, etablierte Lösung, zu deren erfolgreicher Anwendung zahlreiche Beispiele in der Literatur verfügbar sind. Zudem eignet sich Backstepping für lineare und nichtlineare Systeme. Daher stellt diese Methode auch eine geeignete Grundlage für aufbauende Arbeiten mit nichtlinearer Regelung dar. Dies betrifft insbesondere die Regelung von Bewegungsmustern, für welche die Linearisierung um den quasistatischen Arbeitspunkt möglicherweise nicht sinnvoll ist, da bei ihnen höhere Abweichungen von der Soll-Orientierung auftreten (beispielsweise das Befahren von Treppen).

Umformung der Reglerstruktur Zur Anwendung des Backstepping-Ansatzes ist zunächst die Umformung des Systems in die *Strict-Feedback-Form* erforderlich. Die Umformung wird hier exemplarisch anhand der Eingangs- und Systemmatrizen des translatorischen Subsystems $(\)_x$ in (4.31) dargestellt. Die Matrizen repräsentieren die Dynamik des Subsystems in Form der zwei skalaren Differenzialgleichungen (4.42) und (4.43). Offensichtlich ist nur die zweite Gleichung für eine Formulierung in Strict-Feedback-Form geeignet.

Im vorliegenden Anwendungsfall ist jedoch neben der adaptiven Regelung des Nickwinkels auch die adaptive Regelung der Fahrbewegung erforderlich, um gleichbleibendes Manövrierverhalten zu ermöglichen. Hierzu wird die vorliegende Systemstruktur gedanklich umgeformt. Die entwickelte Zustandsregelung stellt im Prinzip zunächst einen mehrdimensionalen Proportionalregler dar. Charakterisierend ist beim vorliegenden Modell des Fahrzeugs (4.31) und (4.35) jedoch die Gliederbarkeit der sechs Zustandsgrößen in drei Gruppen, denen jeweils ein Freiheitsgrad des Fahrzeugs entspricht, wobei einer der zwei zugehörigen Zustände die zeitliche Ableitung des anderen darstellt. Damit kann diese auf Zustandsrückführung basierende Regelung als Parallelschaltung von drei PD-Reglern für die Regelung der drei Fahrzeug-Freiheitsgrade x_F (translatorisches Fahren), θ_{sFL} (Nicken) und ψ_F (Gierbewegung beziehungsweise rotatorische Fahren) betrachtet werden (Abbildung 4.16). Der die Nickbewegung θ_{sFL} regelnde Teil wird nun durch einen auf Backstepping basierenden, adaptiven Regelansatz in Kombination mit dem Kalman-Filter ersetzt.

Regel- und Schätzalgorithmen Für die vorliegende Regelaufgabe bieten sich zahlreiche auf dem Prinzip des adaptiven Backstepping basierende Regelentwürfe aus vorhandener Literatur an²¹. Resultierend kann für diesen Baustein des Lösungskonzepts der optimal geeignete Entwurf aus den im Rahmen der Recherche analysierten Ansätzen übernommen werden. Für die hier dargestellte, exemplarische Umsetzung und die späte-

²¹siehe Abschnitt 2.2.3

4.2 ANTRIEBSREGELUNG FÜR DAS BELADUNGSADAPTIVE STABILISIEREN

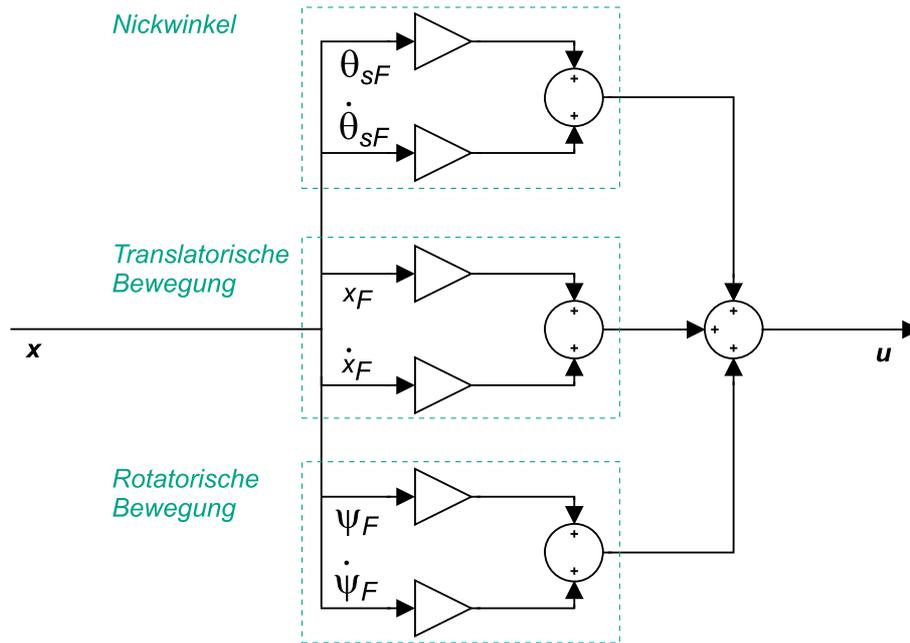


Abbildung 4.16: Zustandsregelung als Parallelschaltung von drei PD-Reglern

re Implementierung und Evaluation des Konzepts wird ein backstepping-basierter Ansatz (Parameter-Schätzer und Regelung) basierend auf [PP10] verwendet. Dieser wird beschrieben als geeignet insbesondere für Systeme *mit unbekanntem aber konstanten* Parametern. Die Herleitung dieser Algorithmen findet sich im Anhang in Abschnitt A.3.

Die Erweiterung dieses adaptiven, stabilisierenden Reglers auf die adaptive Regelung der translatorischen und rotatorischen Fahrzeugbewegung findet sich im Abschnitt 4.3.4 im Rahmen der Entwicklung der Antriebsregelung für das handgeführte Manövrieren. Das damit vollständige Strukturbild der Antriebsregelung für Stabilisierung und Manövrieren zeigt dort Abbildung 4.20.

4.3 Antriebsregelung für das handgeführte Manövrieren

4.3.1 Konzeptentwicklung

Ziele der dritten Teil-Forschungsfrage

Die in der dritten Teil-Forschungsfrage²² definierten Ziele sind:

- Manövrieren ohne hohe Bediener-Interaktionskräfte auch bei hoher Beladung,
- Manövrier-Charakteristik unabhängig vom Beladungszustand,
- intuitives Manövrieren entsprechend einer passiven Stechkarre,
- Realisierung dieser Ziele mit minimalen Hardware-Anforderungen, um wirtschaftliche Herstellung zu ermöglichen.

Die Erreichung dieser Ziele baut auf den Ergebnissen der ersten beiden Konzeptteile auf. Eine inhaltliche Besonderheit dieses dritten Konzeptteils ist die Interaktion zwischen Fahrzeug und Bediener. Hierfür wird als Ergebnis der in Abschnitt 2.3.3 beschriebenen Analyse die Interaktion mit direktem physischen Kontakt zwischen Bediener und Fahrzeug gewählt. Die weiteren Interaktionsformen bieten entsprechend der Analyse grundsätzlich nicht die Einfachheit und Sicherheit des Manövrierens entsprechend einer herkömmlichen, passiven Stechkarre.

Technische Aufgaben

Zur Umsetzung der Anforderungen stellen sich die folgenden technischen Aufgaben (Abbildung 4.17):

- Erfassung der Bediener-Interaktionskräfte beziehungsweise Unterscheidung der extern am Fahrzeug angreifenden Kräfte mit minimalem sensorischen Aufwand,
- Regelung von Fahrzeuggeschwindigkeit und -beschleunigung in Abhängigkeit der Bediener-Interaktionskräfte,
- Anpassung der Manövrier-Regelung an die wechselnden Beladungszustände, um beladungsunabhängige Manövrier-Charakteristik zu ermöglichen,
- Kompatibilität beziehungsweise Zusammenspiel mit der stabilisierenden Antriebsregelung.

Die Lösung dieser technischen Aufgaben ist das Resultat des im Folgenden skizzierten Lösungskonzepts.

Lösungskonzept

Das Lösungskonzept [BSK14, BTSK15] besteht aus drei grundlegenden Komponenten:

1. Prozess-Steuerung zur automatischen Betriebsmodus-Umschaltung (Manövrieren sowie Adaptierung an Beladung),
2. Manövrier-Regelung mit parametrierbaren Manövrier-Charakteristiken,

²²siehe Abschnitt 3.2.3

4.3 ANTRIEBSREGELUNG FÜR DAS HANDGEFÜHRTE MANÖVRIEREN

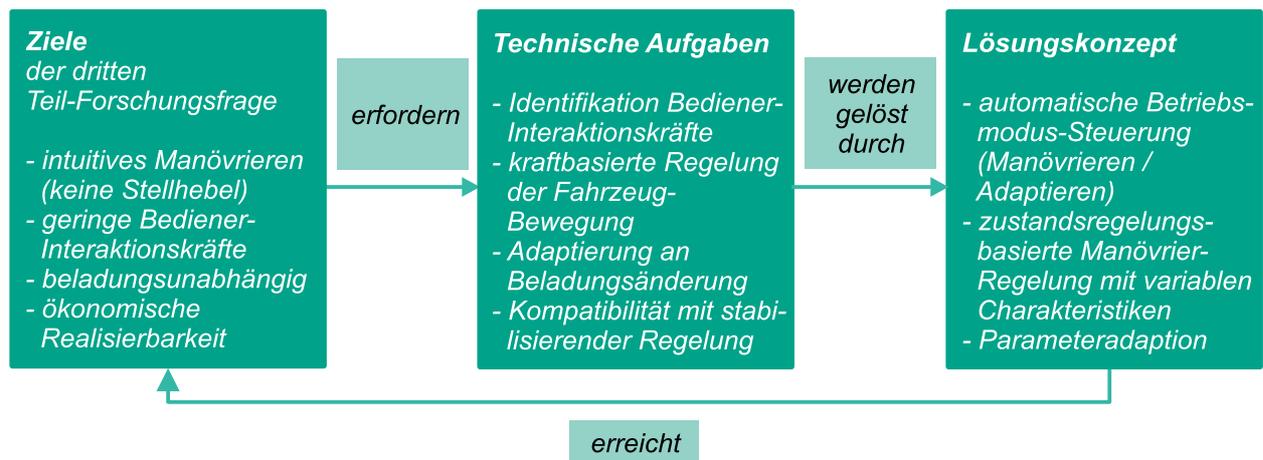


Abbildung 4.17: Konzeptentwicklung Manövrieren: Ziele der dritten Teil-Forschungsfrage, technische Aufgaben, Lösungskonzept

3. Adaptierung an variable Massenparameter zur Gewährleistung von beladungsunabhängigem Manövrierverhalten.

Die Herleitung dieses Gesamtkonzepts für das handgeführte Manövrieren sowie dabei verwendete Methoden und Eigenschaften werden im Folgenden zusammenfassend erläutert.

Auswahl der Modalität für die Mensch-Maschine-Interaktion Basierend auf der Analyse in Abschnitt 2.3.3 ist Manövrieren mit direktem physischem Kontakt zwischen Bediener und Fahrzeug die optimale Methode zur Übertragung der Stellgrößen vom Bediener zum Fahrzeug sowie für das Feedback vom Fahrzeug zum Bediener. Für alle weiteren Methoden werden zwei Wahrnehmungskanäle anstatt einem Kanal benötigt. Hierdurch würde eine deutlich erhöhte Aufmerksamkeit vom Bediener gefordert werden, wodurch Bedienkomfort und Sicherheit vermindert würden.

Für das Manövrieren – die Definition translatorischer und rotatorischer Geschwindigkeit und Beschleunigung – mit direktem physischem Kontakt (unmittelbarer haptischer Kontakt) sind drei Methoden möglich, die in Abschnitt 2.3.3 beschrieben und analysiert wurden und hier kurz zusammenfassend dargestellt sind:

1. *Einstellung der translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeit durch den Bediener mittels Stelleinrichtungen am Fahrzeug:* Diese Methode wird bei bisherigen elektrisch betriebenen Stechkarren verwendet.
2. *Herkömmliche Kraftregelung:* Messung der Bediener-Interaktionskräfte an den Handgriffen und darauf basierende Regelung der Geschwindigkeit des Fahrzeugs (Admittanz-Regelung), wobei das Fahrzeug das Verhalten eines mechanischen Erstsatzsystems simuliert (Admittanz-Display).
3. *Ausnutzung der inhärenten Systemdynamik des statisch unterbestimmten Fahrzeugs als spezielle Variante der Admittanz-Regelung:* Die auf das Fahrgestell aufgebrachten (geringen) Bediener-Interaktionskräfte resultieren in einer Bewegung des Fahrgestells

(direkte Änderung von Zustandsgrößen). Die Regelung definiert die Fahrzeuggeschwindigkeit und -beschleunigung basierend auf den erkannten Zustandsgrößenänderungen. Neben dem Vorteil des Betriebs ohne kostenintensive Kraftsensorik können bei dieser Methode die Bediener-Interaktionskräfte an jeder beliebigen Stelle des Fahrgestells aufgebracht werden, was sich insbesondere beim Manövrieren unter sehr eingeschränkten Platzbedingungen als vorteilhaft erweist.

In diesem Konzept wird die dritte Methode umgesetzt, da sie hinsichtlich Intuitivität, Praxistauglichkeit, Sicherheit und Herstellungskosten am positivsten zu bewerten ist²³.

Automatische Betriebsmodus-Steuerung Vollständig oder anteilig in translatorischer Fahrtrichtung wirkende, und damit die Bedingung

$$w_x = {}_3f_{Br,F,x} + {}_3f_{Bl,F,x} \neq 0 \quad (4.44)$$

erfüllende Bediener-Interaktionskräfte (beziehungsweise externe Störungen) wirken auf die Dynamik des Fahrgestells sehr ähnlich einer Ladungsänderung: Die Auswirkung ist die Änderung des Fahrgestellnickwinkels θ_F sowie dessen zeitlicher Ableitungen. Mit Verwendung eines Schätzers zum Zwecke der Ermittlung des Gesamtschwerpunktnickwinkels²⁴ würde aus der Wirkung der extern angreifenden Kräfte somit eine fehlerhafte Schätzung des Gesamtschwerpunktnickwinkels resultieren. Unter der aus der Forschungsfrage hervorgehenden Prämisse, möglichst keine Sensorik für die Erfassung der Bediener-Interaktionskräfte einzusetzen, bieten sich an dieser Stelle zwei mögliche Lösungsansätze:

1. Entwicklung eines zwischen Beladungsänderung und externer Störung differenzierenden Schätzers,
2. Betrieb des Fahrzeugs in zwei dedizierten Betriebsmodi für (a) Adaptierung nach Beladungswechsel und (b) Manövrieren.

Während der erste Ansatz theoretisch realisierbar ist²⁵, stellt er unter Alltagsbedingungen – mit weiteren, unmodellierten Einflüssen, wie variierenden Reibungseinflüssen und Fahren auf unebenem Untergrund – keine zuverlässige Lösung dar. Die zweite Methode stellt aus Sicht der Anwendbarkeit keinen Nachteil dar, da Umladen und Manövrieren grundsätzlich nicht zeitgleich geschieht²⁶. Daher wird in diesem Lösungskonzept die zweite Möglichkeit gewählt. Vorteilhaft ist hierbei zudem die Möglichkeit der unabhängigen Reglergestaltung und -parametrierbarkeit in zwei separaten Betriebsmodi. Um Bedienkomfort, Sicherheit und Intuitivität nicht zu beeinträchtigen, beinhaltet das Lösungskonzept in Abschnitt 4.3.2 eine Betriebsmodus-Steuerung zur automatischen Umschaltung zwischen den beiden Betriebsmodi.

²³siehe Abschnitt 2.3.3

²⁴siehe Abschnitt 4.2.2

²⁵Entsprechende Entwicklungen wurden im Rahmen der Anfertigung dieser Arbeit umgesetzt.

²⁶siehe Analyse der Handlungsabläufe in Abschnitt 4.3.2

4.3 ANTRIEBSREGELUNG FÜR DAS HANDGEFÜHRTE MANÖVRIEREN

Manövrier-Charakteristiken Zur Anpassbarkeit an verschiedene Anwendungsfelder sowie zur Erhöhung des Bedienkomforts beschreibt Abschnitt 4.3.3 ein Regelungskonzept mit der Möglichkeit der Definition verschiedener Manövrier-Charakteristiken. Hierbei ist das Verhalten des Fahrzeugs hinsichtlich Geschwindigkeit und Beschleunigung (beziehungsweise Verzögerung) in Relation zu den auf das Fahrgestell aufgebrachten Bediener-Interaktionskräften variabel definierbar. Zwei grundsätzliche Manövrier-Charakteristiken sind dabei:

1. „*Bediener-Interaktionskraft relativ zu Geschwindigkeit*“: Mit dieser Parametrisierung kommt das Fahrzeug nach Entfernen der Interaktionskraft automatisch zum Stillstand. Um das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit zu bewegen, wird eine konstante Kraft aufgebracht, deren Betrag proportional zur Geschwindigkeit ist.
2. „*Bediener-Interaktionskraft relativ zu Beschleunigung*“: Mit dieser Parametrisierung werden Interaktionskräfte nur zur Änderung der Geschwindigkeit aufgebracht. Nach Entfernen der Interaktionskraft behält das Fahrzeug die auf diese Weise zuletzt vom Bediener eingestellte Geschwindigkeit bei.

Innerhalb der beiden Charakteristiken ist das Verhältnis von Bediener-Interaktionskräften zu Geschwindigkeit beziehungsweise Beschleunigung parametrierbar.

Adaptierung an veränderliche Massenparameter Mit fehlender Adaptierung der Manövrier-Regelung an veränderliche Beladung resultiert mit einem festen Regler ein stark vom Beladungszustand abhängiges Manövrier-Verhalten. Hierdurch entstünde eine Verminderung des Bedienkomforts sowie ein Sicherheitsmangel aufgrund der unvorhersehbaren beziehungsweise nicht intuitiv einschätzbaren Reaktion des Fahrzeugs auf die Bediener-Interaktionskräfte. Daher wird in Abschnitt 4.3.4 aufbauend auf dem in Abschnitt 4.2.4 dargestellten parameteradaptiven Regler für die Fahrzeug-Stabilisierung eine Methode zur Adaptierung des Manövrier-Reglers an die veränderliche Beladung beschrieben.

4.3.2 Automatische Betriebsmodus-Steuerung

Ziele und Kennzeichen der Steuerung Das Manövrieren des Fahrzeugs basierend auf Nutzung der inhärenten Systemdynamik ist sicher, intuitiv und komfortabel, sowie ökonomisch realisierbar, da keine Kosten durch zusätzliche Sensorik entstehen²⁷. Zudem ist bei der Umsetzung dieser Methode vorteilhaft, dass der Bediener nicht an bestimmte Kontaktpunkte (Handgriffe) zum Manövrieren gebunden ist, sondern das Fahrzeug durch Ziehen und Drücken an beliebigen Positionen manövrieren kann. Dieses ist insbesondere in beengten Situationen, zum Beispiel innerhalb eines Kleintransporters, in Depots / Lagern oder in anderen Gebäuden vorteilhaft.

²⁷siehe Abschnitt 2.3.3

Die auf das Fahrgestell durch Beladung sowie durch die Hände des Bedieners einwirkenden Kräfte (Abbildung 4.19) haben einen sehr ähnlichen Einfluss auf die Fahrzeugkinematik und -dynamik. Sie sollen aber grundlegend verschiedene Wirkungen auf die Bewegung des Fahrzeugs bewirken. Aus diesem Grund wurde anstatt der beiden Möglichkeiten, einen Schätzer für externe Störungen zu entwickeln oder die Bediener-Interaktionskräfte messtechnisch zu ermitteln, eine automatische Betriebsmodus-Steuerung entwickelt.

Aus Sicht des Bedieners sowie aus technischer Sicht ist die hauptsächliche Zielstellung der Betriebsmodus-Steuerung die vollständig automatische Steuerung der erforderlichen Prozessschritte für die Adaptierung nach Beladungsänderung sowie für das Manövrieren. Jegliche Erfordernis eines Bediener Eingriffs zur Umschaltung verschiedener Betriebsmodi würde eine Reduktion von Bedienkomfort und Sicherheit bedeuten. Ein beträchtliches Sicherheitsrisiko bestünde durch die Möglichkeit, dass der Bediener versehentlich unterlässt, vor Umlade-Operationen in den Betriebsmodus für den Beladungswechsel zu schalten. In diesem Falle würde sich das Fahrzeug durch den Beladungswechsel ungewollt in Bewegung setzen.

Analyse der Handlungsabläufe Die zwei grundsätzlichen Szenarien des generellen Handlungsablaufs zur Benutzung des Fahrzeugs sind gekennzeichnet durch Ausführung von Beladungsänderungen entweder während balancierendem Betrieb oder im nicht balancierenden Zustand des Fahrzeugs. Beide Szenarien sind auch kombinierbar. Die dabei ablaufenden Prozessschritte mit Beladungsänderung während nicht balancierendem sowie während balancierendem Betrieb sind:

1. Fahrzeug befindet sich in nicht balancierendem Zustand,
2. Fahrzeug wird eingeschaltet,
3. Beladungsänderung,
4. Fahrzeug wird in balancierenden Zustand gebracht (manuell durch den Bediener oder mechanisch unterstützt²⁸),
5. Beladungsänderung mit anschließender Adaptierung durch die Antriebsregelung,
6. handgeführtes Manövrieren,
7. gegebenenfalls weitere Beladungsänderung,
8. handgeführtes Manövrieren,
9. (beliebig häufige Wiederholung der Prozesse „Beladungsänderung“ und „handgeführtes Manövrieren“)

²⁸Das manuelle Rotieren / Kippen des Fahrgestells in seine balancierende Orientierung ist nur bis zu einer begrenzten Masse von Fahrzeug und Beladung möglich und sicher. Theoretisch ist Rotieren in balancierende Orientierung durch translatorische Beschleunigung des Fahrzeugs möglich. Diese Methode wird aber unter anderem aufgrund von Sicherheitsaspekten nicht weiter berücksichtigt. Für den Vorgang des automatisierten Kippens ist wie in Abschnitt 7.2 beschrieben eine mechanische Unterstützung erforderlich.

4.3 ANTRIEBSREGELUNG FÜR DAS HANDGEFÜHRTE MANÖVRIEREN

10. Fahrzeug wird in nicht balancierenden Zustand gebracht (manuell oder mechanisch unterstützt),
11. Fahrzeug wird ausgeschaltet.

Prozessschritte der Betriebsmodus-Steuerung Das Ablaufdiagramm in Abbildung 4.18 zeigt die einzelnen Vergleichsoperationen und Aktionen der Betriebsmodus-Steuerung. Diese werden im Folgenden in jeweils einem separaten Abschnitt erläutert. Die Erläuterung dieses Ablaufs beginnt zu einem Zeitpunkt, in dem eine Änderung der Beladung stattfindet und entsprechend detektiert wird. Zuvor befand sich die Antriebsregelung somit im Manövrier-Modus. Die Steuerung ermöglicht die automatische Umschaltung zwischen den Betriebsmodi zum einen anhand detektierten Beladungswechsels sowie durch Erkennung bestimmter Zustände der Zustandsgrößen. Die Betriebsmodus-Steuerung steuert die Modi

1. Adaptierungs-Modus

- (a) Adaptierung an Winkel und Massenparameter,
- (b) falls erforderlich: translatorische Bewegung zurück in Ausgangsposition.

2. Manövrier-Modus

Die einzelnen Schritte der automatischen Betriebsmodus-Umschaltung sind mit **A** bis **E** bezeichnet. Diese Bezeichnung findet sich ebenfalls im Ablaufdiagramm in Abbildung 4.18.

A – Identifikation Beladungsänderung

Zunächst befindet sich das Fahrzeug im Manövrier-Modus. Zur Feststellung einer Beladungsänderung, die das Umschalten in den Adaptierungs-Modus erforderlich machen würde, ist bei diesem Konzept lediglich eine einfache Kraftmesseinrichtung unter der Ladefläche des Fahrzeugs erforderlich (Waage). Diese muss nicht zur Ermittlung der exakten absoluten Masse der Beladung geeignet sein, stattdessen ist nur das Erkennen einer *Änderung* der Masse der Ladung erforderlich. Ein Steuerimpulsauslöser (Trigger) für die Umschaltung vom Manövrier-Modus in den Adaptierungs-Modus wird ausgelöst, wenn die Bedingung

$$|m_{L,i} - m_{L,i-j}| \geq m_{L,trigger} \quad (4.45)$$

erfüllt ist, das heißt, die von der Waage detektierte Masse in Relation zum j Regeltakte vorhergehenden Zeitpunkt mindestens um eine definierte Änderung $m_{L,trigger}$ verändert ist. In der realen Anwendung ist diese Betrachtung über ein Zeitfenster von zahlreichen Regeltakten erforderlich, da sich der gemessene Wert von m_L aufgrund von Trägheit und Signalverarbeitung nach einem Beladungswechsel nicht in Form einer idealen Sprungfunktion ändert. Weiterhin ist das entsprechende Messsignal in der Regel mit Rauschen behaftet. Resultierend kann auch mit geeigneter Aufbereitung des Messsignals $m_{L,trigger}$ nicht beliebig klein gewählt werden. Optimale Werte für $m_{L,trigger}$ und j , um maxima-

le Robustheit gegenüber Störungen sowie das maximal schnelle Detektieren möglichst minimaler Ladungsänderungen zu erreichen, sind je nach Anwendungsfall beziehungsweise mechanischer Umsetzung experimentell zu ermitteln. Die Orientierung der Waage (Abweichung von horizontaler Orientierung) ist hier wenig relevant, da nur ein relativer Messwert ermittelt werden muss.

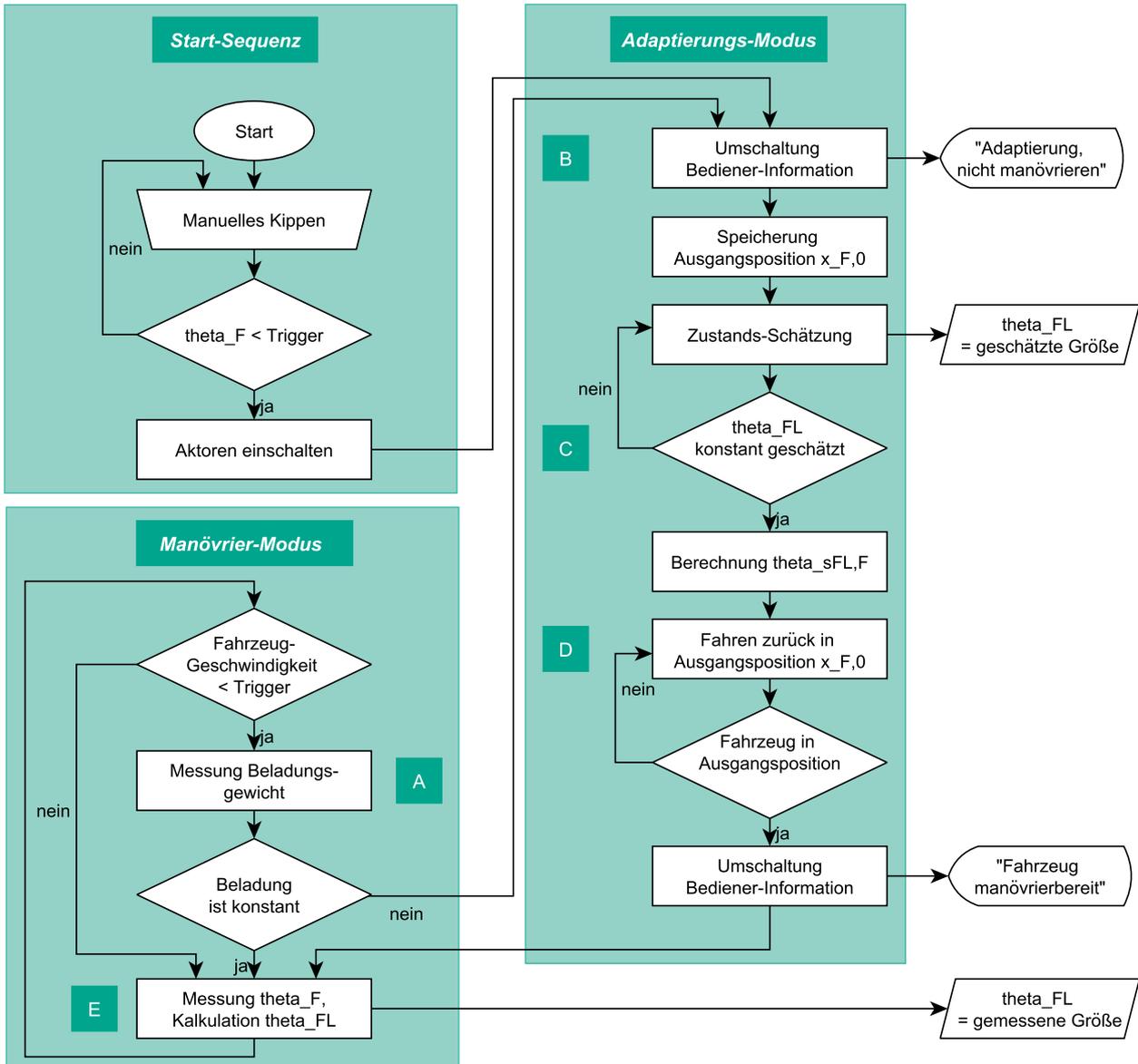


Abbildung 4.18: Prozessschritte der automatischen Betriebsmodus-Steuerung (Prinzipschema)

Soll die Beladung auch während der Fahrt überwacht werden, ist das Messsignal aufgrund von Beschleunigung des Fahrgestells in Richtung ${}_0e_z$ mit weiteren Störungen behaftet, da aus diesen Beschleunigungen auf die Wägeeinrichtung wirkende Inertialkräfte resultieren. Die relevanten, vertikalen Beschleunigungen resultieren aus Änderung der Orientierung des Fahrgestells durch die stabilisierende Antriebsregelung, Bodenunebenheiten und Bediener-Interaktionskräften. Ohne weitere Maßnahmen würden diese zu ei-

4.3 ANTRIEBSREGELUNG FÜR DAS HANDGEFÜHRTE MANÖVRIEREN

ner fälschlichen Erfüllung der Bedingung (4.45) führen, oder $m_{L,trigger}$ müsste entsprechend hoch dimensioniert werden. Eine Lösungsmöglichkeit ist die Einführung der zusätzlichen Bedingung

$$\dot{x}_F = 0 \quad \wedge \quad \dot{\psi}_F = 0. \quad (4.46)$$

Hierdurch wird eine Beladungsänderung während der Fahrt grundsätzlich ausgeschlossen. Eine weitere Lösungsmöglichkeit ist die Kompensation der durch vertikale Beschleunigung des Transportguts entstehenden Inertialkräfte. Hierfür können die Signale von am Fahrgestell montierten Beschleunigungssensoren verwendet werden.

B – Start der Adaptierung von Gesamtschwerpunktnickwinkel und Massenparametern

Mit Erfüllung der zuvor beschriebenen Bedingung (4.45) schaltet die Antriebsregelung in den Adaptierungs-Modus. Der Bediener wird hierüber durch ein optisches und / oder akustisches Signal informiert.

Die aktuelle, translatorische Fahrzeugposition $x_{F,0}$ wird gespeichert, damit die Antriebsregelung nach dem möglicherweise mit einer Positionsänderung verbundenen Adaptierungsvorgang an diese Ausgangsposition zurückkehren kann.

Während die Antriebsregelung im Manövrier-Modus den gemeinsamen Schwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Beladung θ_{sFL} auf Grundlage von Messwerten berechnet, wird jetzt umgeschaltet auf Schätzung des neuen Schwerpunktnickwinkels θ_{sFL} und geeignete Anpassung des Fahrgestellnickwinkels entsprechend der Beschreibung in Abschnitt 4.2.2, sowie Schätzung der veränderten Massenparameter und Anpassung der Reglerkoeffizienten entsprechend der Beschreibungen in den Abschnitten 4.2.4 und 4.3.4.

C – Identifikation der abgeschlossenen Adaptierung

Die Adaptierung von quasi-stabilem Fahrgestellnickwinkel sowie Massenparametern der neuen Beladungssituation wird als abgeschlossen bewertet, wenn die entsprechenden Parameter und Zustände konstant beziehungsweise innerhalb von definierten Fenstern geschätzt werden.

Nachdem die Schätzung und Adaptierung des neuen, quasi-stabilen Fahrgestellnickwinkels abgeschlossen ist, befindet sich das Fahrgestell wieder in seiner quasi-stabilen Gleichgewichtslage. Resultierend daraus ist keine Beschleunigung \ddot{x}_F des Fahrzeugs mehr notwendig, um Kippen zu vermeiden. Entsprechend sind dann die Zustände θ_F und x_F konstant, beziehungsweise sie bewegen sich – unter Berücksichtigung von am realen Fahrzeug auftretenden Messungenauigkeiten und Störeinflüssen sowie der stabilisierenden, permanent oszillierenden Fahrzeugbewegung – in einem definierten Werte-

bereich. Entsprechend werden dann die Bedingungen

$$\begin{aligned} & |\max(\theta_{F,i-j}, \theta_{F,i}) - \min(\theta_{F,i-j}, \theta_{F,i})| \leq \theta_{F,trigger} \\ \wedge & |\max(x_{F,i-j}, x_{F,i}) - \min(x_{F,i-j}, x_{F,i})| \leq x_{F,trigger} \end{aligned} \quad (4.47)$$

über einen Zeitraum mit dem Umfang von j Regeltakten erfüllt. Der Steuerimpuls (Trigger) für die Umschaltung zum nächsten Schritt (Rückführung in Ausgangsposition) wird ausgelöst, wenn Bedingung (4.47) erfüllt ist.

D – Beendigung der Adaptierung, Rückführung in translatorische Ausgangsposition

Das Fahrzeug befindet sich nun wie beschrieben in seiner neuen quasi-stabilen Orientierung. Der soeben geschätzte Gesamtschwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Beladung $\hat{\theta}_{sFL}$ weist den Wert Null auf, beziehungsweise im realen Betrieb nimmt er während des statischen Balancierens (Fahrzeug-Stillstand, keine Manövrier-Aktionen) Werte nahe Null an. Es wird nun basierend auf $\hat{\theta}_{sFL}$ und dem messbaren Fahrgestellnickwinkel θ_F der neue Winkel zwischen θ_F und θ_{sFL} berechnet entsprechend

$$\theta_{sFL,F} = \hat{\theta}_{sFL} - \theta_F. \quad (4.48)$$

Aufgrund des Drifts des zur Ermittlung des Fahrgestellnickwinkels θ_F zu integrierenden, per Gyroskop erfassten Messwertes $\dot{\theta}_F$ ist zur Berechnung von θ_F eine Sensorfusion der Messwerte von Gyroskop und Inertialsensoren sinnvoll²⁹. Nach Speicherung von $\theta_{sFL,F}$ fährt das Fahrzeug in seine Ausgangsposition $x_{F,0}$ zurück.

E – Start des Manövrier-Modus

Der an die Regelung übertragene Gesamtschwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Beladung θ_{sFL} wird im hier gestarteten Manövrier-Modus nicht geschätzt, sondern berechnet auf Basis des gemessenen Fahrgestellnickwinkels θ_F und des zuvor neu berechneten Differenzwinkels $\theta_{sFL,F}$ entsprechend

$$\theta_{sFL} = \theta_F + \theta_{sFL,F}. \quad (4.49)$$

Die optische und / oder akustische Signaleinrichtung wird umgeschaltet und autorisiert den Bediener zum Ausführen von Manövrier-Aktionen.

4.3.3 Handgeführtes Manövrieren basierend auf der inhärenten Systemdynamik einachsiger Gütertransportfahrzeuge

Funktionalität der Manövrier-Regelung, fahrzeug-inhärente kinematische und dynamische Vorgänge

Die hier vorgestellte Methode zum handgeführten Manövrieren des Fahrzeugs durch einen mitgehenden Bediener stellt eine spezielle Form der Kraftregelung dar. Hier-

²⁹siehe Abschnitt 5.3.3

4.3 ANTRIEBSREGELUNG FÜR DAS HANDGEFÜHRTE MANÖVRIEREN

bei dienen die Interaktions-Kräfte zwischen mitgehendem Bediener und Fahrgestell als Eingangsgröße, auf die das Fahrzeug mit einer definierten Positionsänderung reagiert (Admittanz-Regelung, Regelung der Nachgiebigkeit). Die Schnittstelle zwischen Maschine und Mensch (HMI, Human-Machine-Interface) simuliert bei entsprechenden Antriebsregelungen in der Robotik üblicherweise das Verhalten eines physikalischen Ersatzsystems, in der Regel die eines Feder-Masse-Dämpfer-Systems. Daher wird der Mechanismus auch als Admittanz-Display bezeichnet. Die Eingangsgröße wird bei entsprechenden Systemen messtechnisch erfasst oder, falls möglich, zur Reduktion von Hardware-Kosten, geschätzt.

Hierbei stellen statisch unterbestimmte Systeme, wie das einachsige Gütertransportfahrzeug, einen Sonderfall dar: Durch Nutzung der inhärenten Dynamik des Fahrzeugs kann auf die Verwendung von Sensoren oder Schätzern zur Bestimmung der Bediener-Interaktionskräfte verzichtet werden. Das Einwirken der extern auf das Fahrgestell angreifenden Bediener-Interaktionskräfte führt beim einachsigen Fahrzeug unmittelbar zu einer Veränderung von Systemzuständen. So resultiert die Variation der Bediener-Interaktionskräfte f_B (Abbildung 4.19)³⁰ mit der Bedingung

$$w_x = {}_2f_{Br,F,x} + {}_2f_{Bl,F,x} \neq 0 \quad (4.50)$$

entsprechend der inhärenten Dynamik unmittelbar in einer Veränderung des Fahrstellnickwinkels θ_F (und dessen zeitlichen Ableitungen), sowie im Falle von nicht selbsthemmenden Antrieben zu einer Änderung der translatorischen Fahrzeuggeschwindigkeit ${}_2\dot{x}_F$. Die hier vorgestellte Antriebsregelung für den Manövrier-Modus adaptiert sich *nicht* wie in Abschnitt 4.2.2 dargestellt an veränderliche Winkel $\theta_{sFL,F}$ zwischen Fahrgestell und Gesamtschwerpunktposition von Fahrgestell und Ladung. Es findet im Manövrier-Modus keine Schätzung des Gesamtschwerpunktnickwinkels θ_{sFL} statt. Unter Verwendung des nach der vorhergehenden Beladungsänderung ermittelten Winkels $\theta_{sFL,F}$ wird θ_{sFL} basierend auf der Messung von θ_F berechnet. Die Regelung reagiert damit auf (4.50) erfüllende Bediener-Interaktionskräfte mit translatorischer Beschleunigung des Fahrzeugs, um ihr Regelungsziel, die Minimierung des Gesamtschwerpunktnickwinkels θ_{sFL} zwecks Stabilisierung des Fahrzeugs, zu erreichen.

Die Variation der Bediener-Interaktionskräfte f_B entsprechend der Bedingung

$$w_\psi = {}_2f_{Br,F,x} - {}_2f_{Bl,F,x} \neq 0 \quad (4.51)$$

führt zu einer Änderung der rotatorischen Geschwindigkeit ${}_2\dot{\psi}_F$ des Fahrzeugs. Voraussetzung hierfür sind nicht selbsthemmende Getriebe beziehungsweise Antriebe.

³⁰für räumliche Darstellung siehe auch Abbildung 4.9

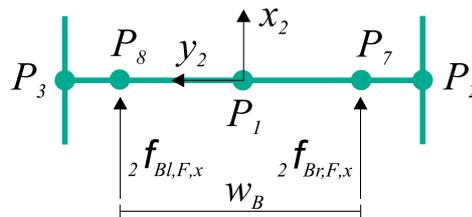


Abbildung 4.19: Am Fahrzeug extern angreifende Bediener-Interaktionskräfte

Manövrier-Charakteristiken

Zur Anpassbarkeit an verschiedene Anwendungsfelder sowie zur Erhöhung des Bedienkomforts beschreibt dieser Abschnitt ein Regelungskonzept mit der Möglichkeit der Definition verschiedener Manövrier-Charakteristiken.

Für die Parametrisierung der auf der inhärenten Systemdynamik basierenden Manövrier-Regelung stellt die sechsdimensionale Zustandsregelung beziehungsweise die Struktur von drei parallel arrangierten PD-Reglern für die Nick-, Gier- und Längsbewegung (Abbildung 4.16) eine ideale Grundlage dar. Die Reglerparameter können zudem aufgrund des Betriebs innerhalb von zwei separaten Betriebsmodi (für Beladungs-Adaptierung sowie Manövrieren) für den jeweiligen Einsatzzweck der Betriebsmodi separat optimiert definiert werden.

Mittels Bestimmung der vier das Manövrieren betreffenden Reglerkoeffizienten (Gier- und Längsbewegung) sind mehrere Kennzeichen des Manövrierverhaltens parametrierbar. Das Geschwindigkeitsverhalten sowie auch das Beschleunigungs- beziehungsweise Verzögerungsverhalten des Fahrzeugs in Relation zu den auf das Fahrgestell aufgebrachten Bediener-Interaktionskräften ist separat definierbar.

Die Reglerkoeffizienten des Manövrier-Modus seien hier als

$$\mathbf{k}_{M,\theta} = \begin{bmatrix} k_{M,\theta} \\ k_{M,d\theta} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k}_{M,x} = \begin{bmatrix} k_{M,x} \\ k_{M,dx} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k}_{M,\psi} = \begin{bmatrix} k_{M,\psi} \\ k_{M,d\psi} \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

definiert. Dies entspricht je einem zweielementigen Vektor zur Regelung der Nickbewegung (Winkel und Winkelgeschwindigkeit) sowie der translatorischen und rotatorischen Position und Geschwindigkeit (Längs- und Gierbewegung).

Die Koeffizienten $k_{M,x}$ und $k_{M,\psi}$ müssen zur Gewährleistung der handgeführten Manövrierfunktionalität grundsätzlich zu Null gewählt werden. Ansonsten würde jede handgeführte Manövrieroperation als Abweichung des Regelziels gewertet werden. Das Resultat wäre das permanente Bestreben des Fahrzeugs, in die Ausgangsposition zurück zu fahren.

Bediener-Interaktionskraft relativ zu Geschwindigkeit In dieser Manövrier-Charakteristik bringt der mitgehende Bediener konstante Bediener-Interaktionskräfte auf das Fahrgestell auf, um das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit zu manövrieren. Eine Änderung der aufgebrachten Bediener-Interaktionskräfte führt zu einer Änderung

4.3 ANTRIEBSREGELUNG FÜR DAS HANDGEFÜHRTE MANÖVRIEREN

der Manövrier-Geschwindigkeit. Entfernen der Interaktionskräfte resultiert in zum Stillstand kommen des Fahrzeugs. Die Wahl der die Fahrzeuggeschwindigkeit betreffenden Parameter $k_{M,dx}$ und $k_{M,d\psi}$ in (4.52) bestimmt die erforderliche Bediener-Interaktionskraft in Relation zu einer bestimmten, konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit:

$$\begin{aligned} w_x &\propto -\dot{x}_F k_{M,dx} \quad \text{mit } \ddot{x}_F = 0, \\ w_\psi &\propto -\dot{\psi}_F k_{M,d\psi} \quad \text{mit } \ddot{\psi}_F = 0. \end{aligned} \quad (4.53)$$

Bediener-Interaktionskraft relativ zu Beschleunigung In dieser Manövrier-Charakteristik werden Bediener-Interaktionskräfte nur zur Änderung der Beschleunigung aufgebracht. Ein kurzzeitiges Aufbringen von Bediener-Interaktionskräften reicht aus, um das Fahrzeug auf eine von Null abweichende Geschwindigkeit zu beschleunigen. Nach Entfernen der Interaktionskraft behält das Fahrzeug die auf diese Weise zuletzt vom Bediener eingestellte Geschwindigkeit bei. Die Beschleunigung beziehungsweise die resultierende Geschwindigkeit steht in Relation zu Betrag und zeitlichem Umfang der aufgebrachten Interaktionskräfte. Zur Umsetzung dieser Manövrier-Charakteristik werden die Parameter $k_{M,dx}$ und $k_{M,d\psi}$ in (4.52) gleich Null gesetzt. Diese Manövrier-Charakteristik bietet in einigen Situationen erhöhten Bedienkomfort. Ihr Einsatz ist jedoch ebenfalls mit Risiken verbunden, da das Fahrzeug nicht automatisch anhält, wenn der Bediener das Fahrzeug durch eine etwaige Ablenkung aus den Augen verliert oder es aus seiner Reichweite gelangt. Voraussetzung für den Betrieb dieser Manövrier-Charakteristik ist die akkurate Kompensation der dissipativen (Reibungs-) Einflüsse des kompletten Antriebsstrangs (Antriebe sowie Reifen-Boden-Kontakte).

Die Variation der Nickwinkel und Nickwinkelgeschwindigkeit betreffenden Reglerparameter $k_{M,\theta}$ und $k_{M,d\theta}$ definiert in beiden Manövrier-Charakteristiken das Dämpfungsverhalten des haptischen Displays. Je höher diese Parameter gewählt werden, desto härter (gedämpfter) wird das Fahrgestell vom interagierenden Bediener wahrgenommen.

Das oben beschriebene Bestimmen von zwei oder vier Parametern in (4.52) gleich Null entspricht der Reduktion der Dimension des Zustandsraummodells. Bestimmung von

$$\mathbf{k}_M = [k_{M,\theta} \quad k_{M,x} \quad k_{M,\psi}]^T \quad (4.54)$$

kann entsprechend erzielt werden mittels Anwendung von Polvorgabe oder LQ-Optimalregler-Verfahren (LQR) unter Verwendung des resultierenden Modells mit $\dim(\mathbf{x}) = 4$ oder $\dim(\mathbf{x}) = 2$. Hierbei definiert beim LQR-Verfahren das Verhältnis der Gewichtungsfaktoren in der Kostenfunktion das Manövrierverhalten. Selbstverständlich ist diesbezüglich neben theoretischer Bestimmung der Parameter ebenfalls die real-experimentelle Optimierung der Parameter von hoher Wichtigkeit, da neben Robustheit bei dieser Anwendung das komfortable beziehungsweise angenehme *Gefühl* beim Manövrieren einen besonderen Stellenwert aufweist.

4.3.4 Parameteradaptive Regelung

Der hier beschriebene Adaptierungsmechanismus stellt eine Erweiterung des in Abschnitt 4.2.4 vorgestellten, parameteradaptiven Reglers für die Fahrzeugstabilisierung (Regelung des Nickwinkels) dar.

Mit fehlender Adaptierung der Manövrier-Regelung an veränderliche Beladung resultiert ein stark vom Beladungszustand abhängiges Manövrierverhalten (variierende Änderung von Geschwindigkeit und Beschleunigung in Relation zu den aufgebrachtten Bediener-Interaktionskräften). Folgen davon sind die Verminderung des Bedienkomforts sowie ein Sicherheitsmangel aufgrund der unvorhersehbaren, beziehungsweise nicht intuitiv einschätzbaren Reaktion des Fahrzeugs auf die von den Händen der Bedienperson auf das Fahrgestell aufgebrachtten Interaktionskräfte.

Der in Abschnitt 4.2.4 vorgestellte, auf Backstepping basierende Schätz- und Regelungsansatz erfordert die Formulierung der Regelstrecke in Strict-Feedback-Form. Daher werden in Abschnitt 4.2.4 im Rahmen der Entwicklung der stabilisierenden Regelung zunächst nur die Reglerkoeffizienten des den Nickwinkel regelnden Teils der Reglerstruktur (Abbildung 4.16) an die auf Grund von Beladungsänderung veränderlichen Massenparameter adaptiert. Diese Adaptierung kann direkt auf die entsprechenden Koeffizienten $k_{M,\theta}$ des Manövrier-Modus übernommen werden.

Grundprinzip des hier vorgestellten Ansatzes zur parameteradaptiven Regelung des Manövrier-Verhaltens ist nun die Anpassung der Reglerkoeffizienten, welche das Manövrieren betreffen, auf Basis der bereits adaptierten Koeffizienten des Teils der Regelung, welche den Nickwinkel stabilisiert (Abbildung 4.20).

Ausgangsbasis hierfür ist die Analyse der Variation der Modellparameter aus den Matrizen des Zustandsraummodells in Abhängigkeit der Beladungsänderung, deren Verläufe beispielhaft für den Versuchsträger des *MicroCarrier Urban Vehicle* in Abbildung 4.15 dargestellt sind. Zwischen den einzelnen Modellparametern bestehen definierte Beziehungen. Diese Beziehungen werden fahrzeugspezifisch je nach Beschaffenheit linear, polynomisch oder in Form einer Lookup-Tabelle implementiert.

Entsprechend dieser Beziehungen wird die Anpassung der Koeffizienten $k_{M,\theta}$ durch die Schätzalgorithmen aus Abschnitt 4.2.4 auf die Koeffizienten $k_{M,x}$ und $k_{M,\psi}$ übertragen, woraus das beladungsadaptive Manövrier-Verhalten resultiert: Die für das unbeladene Fahrzeug entwickelten Manövrier-Charakteristiken operieren so mit gleichbleibenden Relationen zwischen Bediener-Interaktionskräften und Fahrzeugbewegung auch bei verschiedenartig beladenem Fahrzeug.

4.3 ANTRIEBSREGELUNG FÜR DAS HANDGEFÜHRTE MANÖVRIEREN

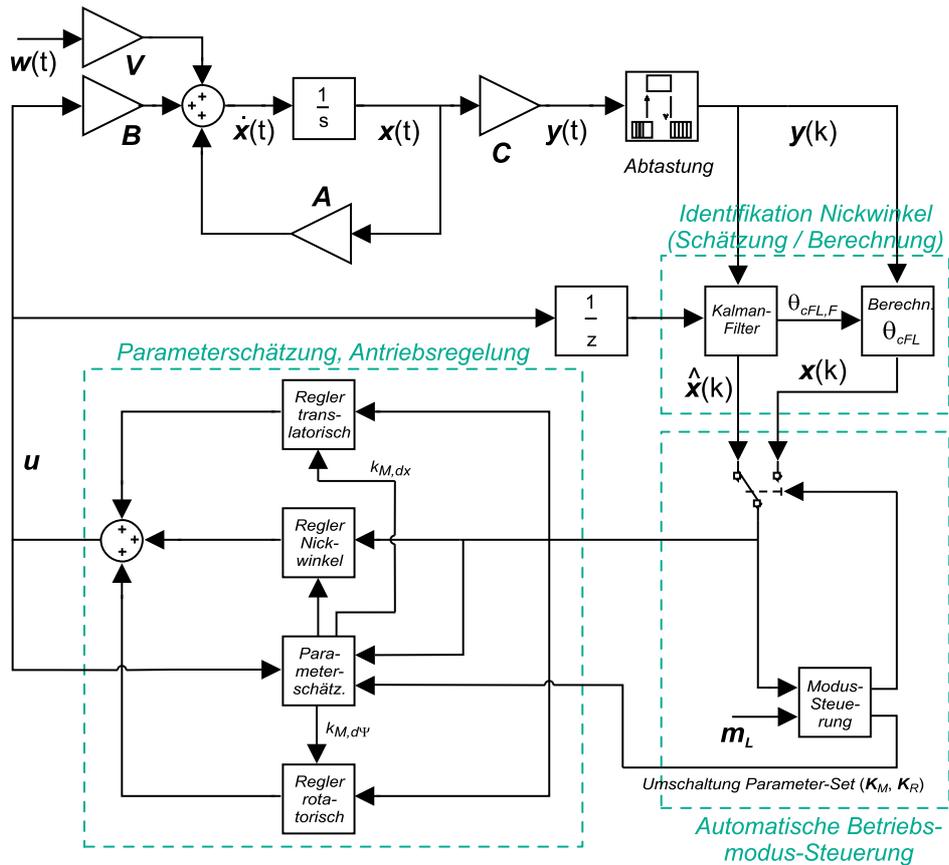


Abbildung 4.20: Struktur der parameteradaptiven Manövrier-Regelung inklusive Betriebsmodus-Steuerung (ohne Darstellung von Nutzlaständerung, Kompensation dissipativer Einflüsse und Kalkulation des PWM-Signals)

5 Implementierung

Dieses Kapitel beschreibt Eigenschaften und Leistungsmerkmale der simulativen und realen Implementierung des Lösungskonzepts. Die Implementierung stellt in der Konkretisierung des Konzepts – dem Wechsel von einer abstrakten zu einer konkreteren Ebene – die tiefste Ebene dar. Sie demonstriert die Funktionsfähigkeit des Lösungskonzepts und liefert die Grundlage für dessen Erprobung und Evaluation.

Einleitend wird in Abschnitt 5.1 zunächst die bisherige Entwicklung des zur praktischen Umsetzung verwendeten Fahrzeugsystems „*MicroCarrier Urban Vehicle*“ (MCUV) beschrieben. Nachfolgend wird in diesem Abschnitt eine kompakte Übersicht über die für die Umsetzung des Lösungskonzepts relevanten Hardwarekomponenten des Versuchsträgers sowie ihre funktionale Struktur gegeben. Anschließend folgt in Abschnitt 5.2 die Beschreibung des Simulationsmodells. Dieses stellt die Implementierung von Modellierung sowie Schätz- und Regelungsalgorithmen in MATLAB[®] / Simulink als Werkzeug zur Ausführung von Simulations-Experimenten dar. Abschnitt 5.3 beschreibt die reale Implementierung des Lösungskonzepts sowie des zugrundeliegenden Softwareframeworks am MicroCarrier-Versuchsträger und erläutert die Bedienung des Fahrzeugs als Demonstrator sowie als Versuchsträger für Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten.

5.1 Das MicroCarrier Urban Vehicle (MCUV)

5.1.1 Entwicklung des Fahrzeugkonzepts

Anforderungsanalyse Die erste Generation des „*MicroCarrier Urban Vehicle*“ (MCUV) wurde von 2005 bis 2008 im Rahmen des EU-Forschungsprojektes „FIDEUS – Freight: Innovative Delivery in European Urban Spaces“ entwickelt [Sch07]. Inhalt des Projekts FIDEUS war zunächst eine eingehende Analyse der Defizite bisheriger Prozesse zur Lieferung von Gütern in dichtbesiedelte Stadtgebiete. Darauf basierend wurden Lösungen zur innovativen Belieferung durch verbesserte Logistik-, Umschlags- und Transportprozesse entwickelt. Primäres Ziel war die Minderung von Verkehrs- und Emissionsbelastungen innerhalb von urbanen Gebieten. Bei der Logistik- und Fahrzeug-Konzeptentwicklung wurden die Interessen von Logistikunternehmen, in der Innenstadt angesiedelten Gewerbetreibenden, deren Kunden und der Kommunen berücksichtigt. Diese Parteien waren als Partner am Projekt beteiligt und wurden aktiv in die Entwicklungsprozesse einbezogen.



Abbildung 5.1: Feldversuch mit „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV) der ersten Generation

Erste Generation des Fahrzeugkonzepts Das innerhalb FIDEUS entwickelte Fahrzeugsystem besteht aus einem elektrisch angetriebenem Führungsfahrzeug und einer variablen Anzahl einachsiger, mit Containern bestückter Anhänger („MicroCarrier“). Diese erste Generation des MCUV wurde im Rahmen eines Feldversuches von DHL in der Innenstadt von Hannover eingesetzt und positiv evaluiert (Abbildung 5.1)¹.

Das MCUV der ersten Generation adressierte die Forschungsziele durch die Reduzierung von Verkehrsbeeinträchtigungen (Störung von Fußgängern und Fahrzeugen) aufgrund seiner schmalen Spurbreite und seiner fehlenden lokalen Schadstoffemissionen, sowie durch eine effizientere Logistik. Diese wird durch Anpassbarkeit der Anzahl der MicroCarrier-Transporteinheiten an die variablen Sendungsmengen sowie durch Umgehung von zeitlichen Zugangsbeschränkungen in Fußgängerzonen (aufgrund der verminderten Beeinträchtigung der Passanten) ermöglicht.

Zweite Generation des Fahrzeugkonzepts Im Rahmen der FIDEUS-Feldversuche wurden Sicherheit und Effizienz steigernde Potenziale für die Weiterentwicklung des MCUV identifiziert:

- Durch spurtreues Fahren der MicroCarrier, das heißt dem exakten Folgen der Spur des Führungsfahrzeugs durch alle MicroCarrier-Transporteinheiten bei Kurvenfahrt, wird deutlich weniger Fläche zum Manövrieren beansprucht. Hierdurch werden gefährliche Situationen beim Umfahren von Gebäuden und im Umfeld von Passanten beseitigt und das Führen des Verbundfahrzeugs wird erleichtert.
- Durch die Möglichkeit, einzelne MicroCarrier aus dem Fahrzeugverbund zu entnehmen und als Mitgänger handgeführt zu manövrieren, wird zeit- und somit kostenintensives Umladen der einzelnen Sendungen sowohl im Umschlagzentrum als auch vor Lieferungen in Gebäude (beispielsweise Einkaufszentren oder Bürogebäude), eingespart. Weiterhin kann bei entsprechender Sendungsstruktur die gesamte Feinverteilung vom Mikro-Depot aus in diesem Betriebs-Modus stattfinden.

¹Das zugrundeliegende, in FIDEUS entwickelte Logistikkonzept, sowie dabei adressierte Problemsituationen sind in Abschnitt 1.1 dargestellt.

5.1 DAS MICROCARRIER URBAN VEHICLE (MCUV)

Mit dem Ziel der Erfüllung dieser Leistungsmerkmale wurde die zweite Generation des MCVU entwickelt [BS11, SB11b, SB11a, BS12]. Dieses patentrechtlich geschützte Fahrzeugkonzept [SBU14a, SBU14b] wurde im Rahmen der „Fraunhofer Systemforschung Elektromobilität“ (FSEM) in den Jahren 2009 bis 2011 entwickelt und in Form von Versuchsträgern und einem Design-Mockup umgesetzt (Abbildung 5.2). Kern des Systems sind die im Gegensatz zur ersten Generation jetzt mit eigenen Antriebssystemen (bestehend aus Antriebsstrang, Sensorik, Steuerungshard- und -software sowie Batteriesystem) ausgestatteten MicroCarrier-Transporteinheiten.

Diese einachsigen MicroCarrier-Gütertransportfahrzeuge werden für die Feinverteilung mit Containern bestückt. Zur Verhinderung des Entwendens von Sendungen durch Dritte bei Entfernen des Zustellers vom Fahrzeug sind für die Produktversion sich automatisch verriegelnde Container und eine sich automatisch aktivierende Wegfahrsperre vorgesehen.



(a) Design-Mockup im Betriebsmodus „Handgeführter Einzelbetrieb“



(b) Versuchsträger im Betriebsmodus „Verbundbetrieb“

Abbildung 5.2: Design-Mockup und Versuchsträger der zweiten Generation des „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV)

Im Betriebsmodus „Verbundbetrieb“ (Betrieb entsprechend der ersten Generation, Abbildung 5.3 (a)) wird durch die geregelt angetriebenen Räder mittels definiert variierender Geschwindigkeiten von linkem und rechtem Rad spurtreues Fahren ermöglicht [BS12]. Im zweiten, neuen Betriebsmodus „Handgeführter Einzelbetrieb“ (Abbildung 5.3 (b)) balanciert das Fahrzeug eigenständig und beladungsadaptiv und lässt sich durch den mitgehenden Bediener auch bei hoher Beladung basierend auf geringen Kontaktkräften intuitiv wie eine herkömmliche passive Stechkarre manövrieren. *Der Betrieb dieses neuen Betriebsmodus wird ermöglicht durch das im Rahmen der Anfertigung dieser Arbeit entwickelte und implementierte Lösungskonzept.*

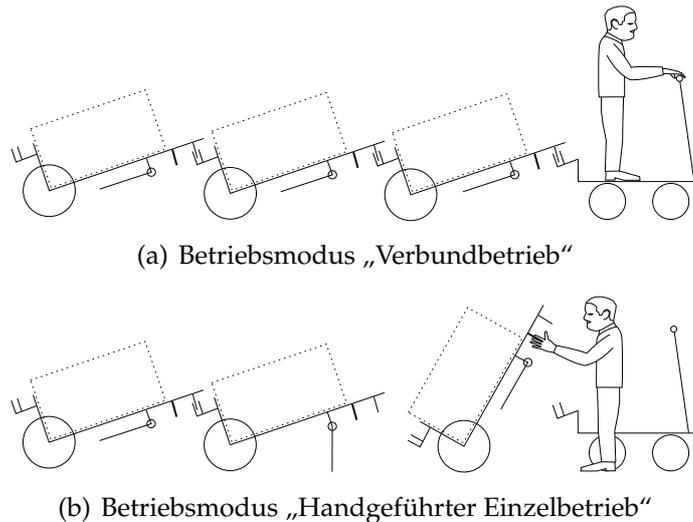


Abbildung 5.3: Anwendungsmodi der zweiten Generation des „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV)

5.1.2 Versuchsträger

Abbildung 5.4 zeigt die Steuerungs- und Leistungselektronik sowie Sensorik, Aktorik, manuelle Taster und Schalter sowie Batteriesystem des MicroCarrier-Versuchsträgers. Die Struktur dieser Komponenten zeigt Abbildung 5.5.

Steuerungs-Hardware Kern der Steuerung des MicroCarrier-Versuchsträgers ist ein Gumstix[®] Overo[®] Computer-On-Module (COM). Der Gumstix COM befindet sich auf einer im Fraunhofer IPK entwickelten Hauptplatine, welche die Verbindung zwischen Gumstix COM und der Peripherie (Sensorik und Aktorik) herstellt. Sensoren können hier direkt über I²C- und RS232-Schnittstellen angebunden werden. Die Hauptplatine selbst enthält weitere Sensoren und Schnittstellen (unter anderem Bluetooth, GSM, GPS und Galileo). Ebenfalls bietet sie Konnektivität per WLAN und USB. Das verwendete Betriebssystem ist Ångström Linux mit einem benutzerspezifisch kompiliertem Kernel, welcher die Treiber für die Sensorik beinhaltet. Über GPIO-Pins wird mittels SPI-Protokoll mit einem weiteren, ebenfalls im Fraunhofer IPK entwickelten Kommunikationsboard kommuniziert. Diese Platine besitzt einen Microcontroller für die Kommunikation mit Sensoren sowie mit Schaltern für manuelle Einstellungen und liefert TTL-PWM-Signale für die Kommunikation mit der ebenfalls am Fraunhofer IPK entwickelten Leistungselektronik. An diese können Geschwindigkeits- oder PWM-Sollwerte übergeben werden.

Sensorik Die im Kontext dieser Arbeit relevanten Sensoren des Versuchsträgers zeigt Tabelle 5.1. Sie dienen der Erfassung von Zustandsgrößen und der Detektion von Beladungsänderungen.

5.2 IMPLEMENTIERUNG: SIMULATION

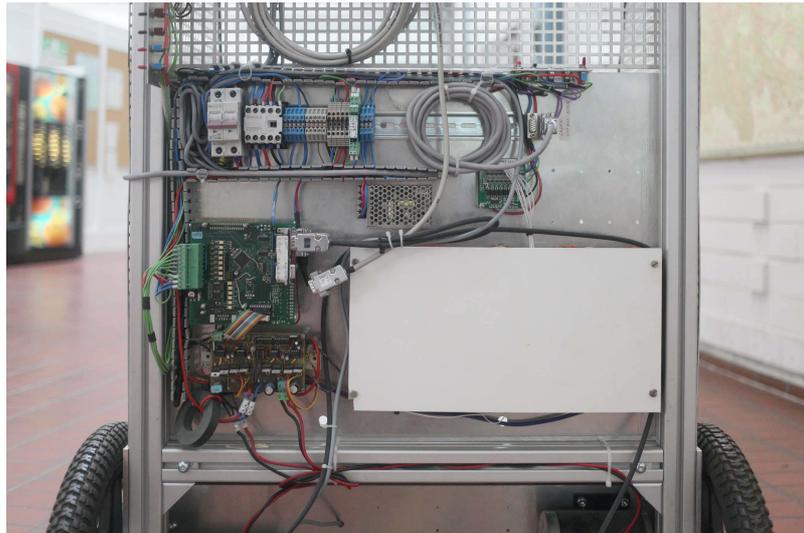


Abbildung 5.4: Hardware-Komponenten des Versuchsträgers

Tabelle 5.1: Sensoren des Versuchsträgers

Bezeichnung	Messgröße	Hersteller, Modell	Anbindung
Gyroskop	Winkelgeschwindigkeit Fahrgestell, 3-achsig	InvenSense Inc., ITG3200	I ² C
Beschleunigungs- sensor	Beschleunigung Fahrgestell, 3-achsig	STMicroelectronics Inc., LIS331DLH	I ² C
Drehgeber	Winkeländerung Antriebsachsen	Heidenhain GmbH, ROD 466 (5000 Inkrement)	TTL
Waage	Detektion Beladungsänderung	HBM GmbH, WE2107	RS232

Aktorik Die Räder werden angetrieben von jeweils einem permanenterregten Gleichstrommotor mit fest angeflanschem Getriebe des Herstellers *Zhejiang Unite Electric Motor Co., Ltd.*, Modell *MY1020Z-500W24V* mit jeweils 500 W Leistung.

Batteriesystem Elektronik, Sensorik und Aktoren werden versorgt mittels Lithium-Eisenphosphat-Akkumulatoren (LiFePO₄) mit 26,4 Volt Betriebsspannung (8 Einzelzellen mit je 3,3 Volt) und 15 Ah Kapazität (resultierend 360 Wh).

5.2 Implementierung: Simulation

Als Werkzeug für Simulations-Experimente wurden in MATLAB[®] / Simulink das kinematische und dynamische Modell eines einachsigen Mitgänger-Gütertransportfahrzeugs,

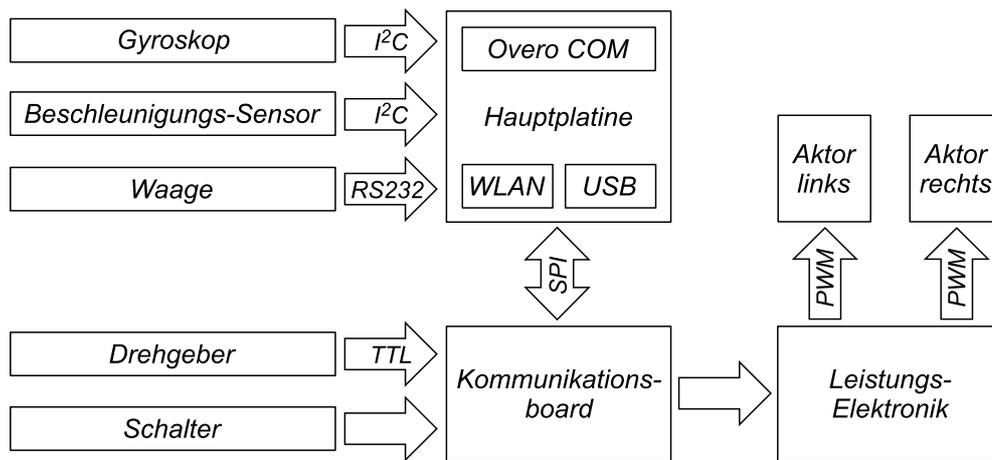


Abbildung 5.5: Struktur von Steuerungs- und Leistungselektronik, Sensorik und Aktorik

der variablen Nutzlast und der Interaktion mit dem mitgehenden Bediener, sowie die Regelungs- und Schätzalgorithmen implementiert.

Die Implementierung erfolgte in Form von MATLAB-Funktionen und Simulink-Modellen. Diese Software-Werkzeuge stellen für die vorliegende Aufgabe (Modellierung und Simulation eines dynamischen Mehrkörpersystems), insbesondere durch die Möglichkeit des integrierten Zusammenwirkens (Aufnehmen von MATLAB-Algorithmen in Simulink-Simulations-Modelle und Analyse und Weiterverarbeitung von Simulationsergebnisse in MATLAB), die optimale Funktionalität zur Verfügung.

Das Simulationsmodell bietet vielfältige Möglichkeiten für die exakte Wirkungsanalyse und Optimierung von kinematischen und dynamischen Variationen des Fahrzeugs, Analyse der Fähigkeiten und Optimierung verschiedener Regelungs- und Schätzalgorithmen sowie deren Parametrierungen.

Diese Simulations-Experimente dienen insbesondere zur Schaffung der Grundlage für die reale Implementierung und Erprobung unter Verwendung des Versuchsträgers.

5.2.1 Komponenten und Struktur des Simulationsmodells

Das Simulationsmodell besteht aus zahlreichen, im Folgenden beschriebenen Komponenten, die einschließlich ihrer Wirkbeziehungen untereinander in Abbildung 5.6 dargestellt sind.

Die grundlegenden Komponenten beziehungsweise Module des Simulationsmodells sind:

- Hüllfunktion (Experimentier-Umgebung, „Wrapper“) zur Definition von:
 - zeitlicher und funktioneller Ablauf der Simulations-Experimente,
 - Eingangsgrößen (Fahrzeugparameter, Beladung, Bediener-Interaktionskräfte),

5.2 IMPLEMENTIERUNG: SIMULATION

- numerische und grafische Ausgaben,
- Modellierung von Fahrzeug, Nutzlast, Bediener:
 - beladungsabhängige Berechnung kinematischer und dynamischer Parameter,
 - beladungsabhängige Berechnung der Systemmatrizen,
 - Zustandsraum-Modell von Fahrzeug, Nutzlast, Bediener,
- Zustandsgrößen-Schätzer (Kalman-Filter),
- Antriebsregelung (Stabilisierung und Manövrieren):
 - feste Regelung im Zustandsraum,
 - parameteradaptive Schätzung und Regelung.

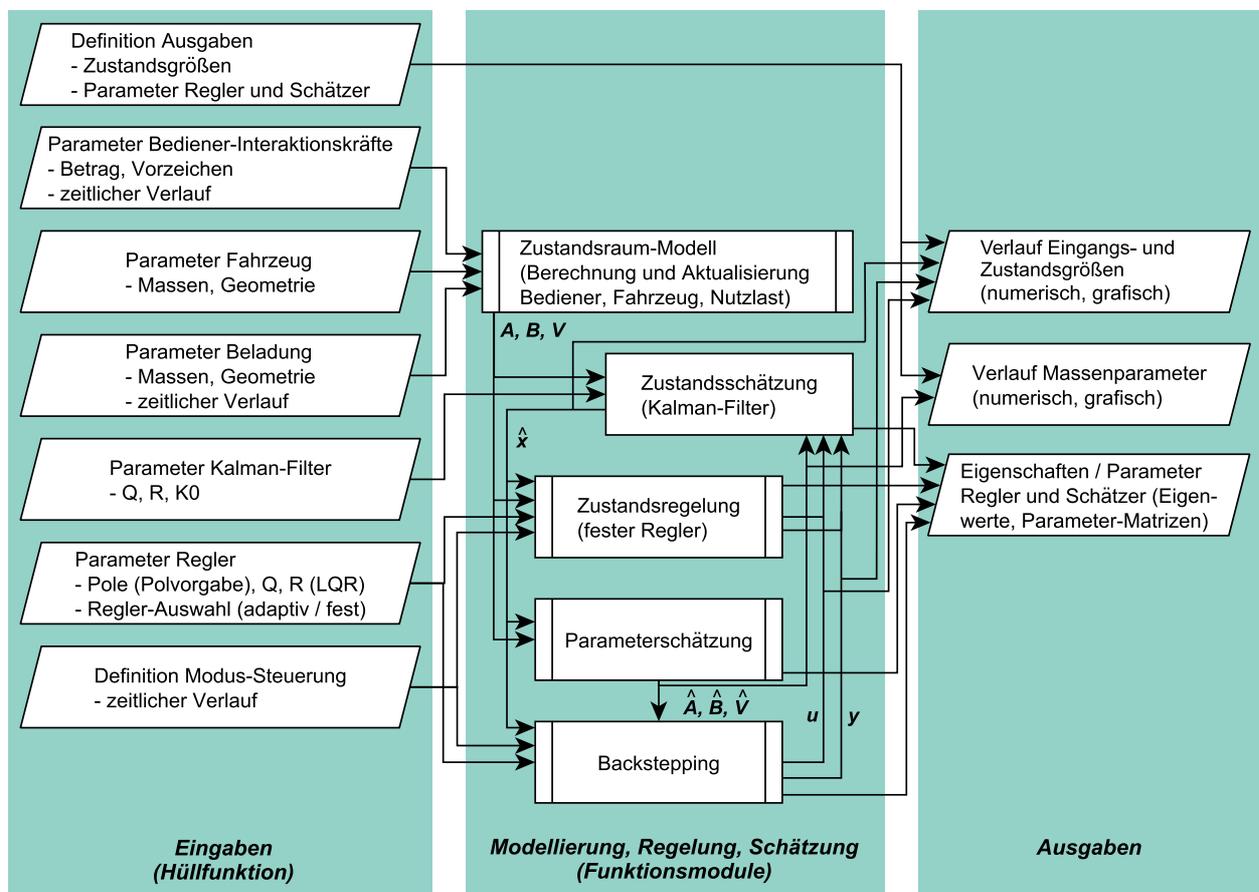


Abbildung 5.6: Ein- und Ausgangsgrößen, Funktionsmodule und Wirkbeziehungen des Simulationsmodells

5.2.2 Hüllfunktion / Erprobungs-Umgebung („Wrapper“)

Die Erprobungs-Umgebung dient der Definition der Inhalte und zeitlichen Abläufe der Simulations-Experimente.

Die Erprobungs-Umgebung ermöglicht die sequenzielle Anordnung von Simulations-Ereignissen wie Änderung von Nutzlast und Änderung der Bediener-Interaktionskräfte,

Umschaltung zwischen verschiedenen Regelalgorithmen und -parametrierungen, sowie Betriebsmodus-Steuerung (Adaptierungs-Modus mit Schätzung von Zustandsgrößen und Massenparametern, Manövriert-Modus mit Zustandsgrößen-Messung und -Berechnung). Hierdurch können verschiedene Bewegungsverhalten des Fahrzeugs mit variierenden Verwendungsszenarien, Algorithmen und deren Parametrierungen effizient, komfortabel und zuverlässig miteinander verglichen und optimiert werden. Eine exemplarische Anwendung ist die Analyse des Manövrierverhaltens mit verschiedenen Regelungsansätzen und -parametrierungen bei verschiedenen Beladungszuständen.

Definition der Eingangsgrößen Die Definition der Erprobungs-Szenarien über die Erprobungs-Umgebung umfasst:

- kinematische und dynamische Fahrzeugparameter,
- zeitliche und quantitative Definition der Bediener-Interaktionskräfte,
- zeitliche und quantitative Definition der Nutzlast (Funktionen zum einmaligen Beaufschlagen und Entfernen von Nutzlast sowie zum sukzessiven Erhöhen oder Reduzieren der Nutzlast).

Funktionsmodul-Definition Die Definition und Parametrierung der aktiven Funktionsmodule des Simulationsmodells umfasst:

- zeitliche Vorgaben zur Schaltung der Betriebsmodus-Steuerung, umfasst für Experimente die selektive Umschaltung von:
 - Auswahl der Erfassungsmethode für Gesamtschwerpunktnickwinkel: Aktivierung der Schätzung mittels Kalman-Filter (Adaptierungs-Modus) oder Messung (Manövriert-Modus),
 - Auswahl der Regler-Ansätze: fester Regler basierend auf Zustandsrückführung (Polplatzierung, LQR) oder backsteppingbasierter, parameteradaptiver Regler,
- Parametrierung von Kalman-Filter, Parameter-Schätzer, Zustandsregler, backsteppingbasierter Regler.

Mögliche Erprobungs-Szenarien Die Erprobungs-Umgebung bietet im Zusammenspiel mit den Funktionsmodulen verschiedene Erprobungs-Szenarien, beispielsweise:

- Analyse des Adaptierungs-Verhaltens und der Stabilität verschiedener Regelungs- und Schätzverfahren sowie deren Parametrierungen:
 - einmalige Variation der Nutzlast,
 - sukzessive Variation (Erhöhung oder Reduzierung) der Nutzlast (Beladungsdifferenz und -intervall parametrierbar),
- Analyse des Manövriert-Verhaltens: Variation der Bediener-Interaktionskraft (zeitlich, quantitativ).

Ergebnis-Ausgabe Für die Ausgabe der Versuchsergebnisse in numerischer und grafischer Form verfügt die Erprobungs-Umgebung über entsprechende Funktionsblöcke.

5.2.3 Modellierung des MicroCarrier-Versuchsträgers, der variablen Nutzlast und der Bediener-Interaktionskräfte

Mittels der Simulations-Experimente wurde anwendungsspezifisch hauptsächlich die Antriebsregelung des MicorCarrier-Versuchsträgers analysiert, optimiert und evaluiert. Damit stellen die durchgeführten simulativen Experimente die Vorbereitung und Optimierung der realen Experimente dar. Darüber hinaus wurden zahlreiche Simulations-Experimente mit von diesem Fahrzeug abweichenden kinematischen und dynamischen Fahrzeugparametern durchgeführt.

Mechanische Modellierung der Kinematik und Dynamik des MicroCarrier-Versuchsträgers

Die exakte kinematische und dynamische Modellierung des Systems ist die Grundlage sowohl für (a) die realitätsnahe Simulation als Grundlage der theoretischen Forschungsarbeiten, als auch für (b) den Betrieb der Schätz-Algorithmen der realen Implementierung.

Die für die Modellierung relevanten mechanischen (kinematischen und dynamischen) Parameter des MicroCarrier-Versuchsträgers zeigt Tabelle B.1. Die geometrischen Daten des Fahrgestells wurden dessen CAD-Modell entnommen. Die Massenparameter (Massen, Schwerpunktpositionen, Massenträgheitsmomente) können bei entsprechend vorliegender Modellierung ebenfalls dem CAD-Modell entnommen werden. Im vorliegenden Fall wurden die Massen von Fahrgestell m_F und Rädern m_R sowie der Positionsvektor von der Antriebsachse zum Fahrgestell-Schwerpunkt ${}^3p_{P1,P5}$ messtechnisch durch Wiegen ermittelt. Die Massenträgheitsmomente ${}^3J_{F,zz}$ und ${}^3J_{R,yy}$ wurden durch eine überschlägige Berechnung definiert. Das für die stabilisierende Antriebsregelung besonders relevante Massenträgheitsmoment ${}^3J_{F,yy}$ wurde experimentell ermittelt. Hierzu wurden die Messwerte der Winkelbeschleunigung während des freien Kippens des Fahrgestells ausgewertet.

Bei der hier entwickelten Modellierung handelt es sich resultierend entsprechend der in Abbildung 2.5 dargestellten Klassifikation um ein *Light-Graybox-Modell*: Das Modell basiert hauptsächlich auf theoretischer Modellbildung, experimentelle Modellbildung wurde für die Ermittlung einiger Parameter eingesetzt.

Mit Einsetzen dieser Parameter resultiert aus dem allgemeingültigen Modell einachsiger, handgeführter Gütertransportfahrzeuge im Zustandsraum (Gleichungen (4.23) bis (4.35) sowie (A.18) bis (A.25)) das Modell des MicroCarrier-Versuchsträgers. Gleichungen (B.1) und (B.2) stellen die resultierenden, für die im Rahmen der Anfertigung dieser Arbeit durchgeführten Experimente erforderlichen, System-, Eingangs-, Stör-, Ausgangs- und Durchgangsmatrizen dar.

Implementierung des Fahrzeugmodells mit variabler Nutzlast sowie des mitgehenden Bedieners

Die Änderung der Nutzlast führt zu einer Änderung des Systemmodells. Es ändern sich Masse, Massenträgheitsmoment und Schwerpunktposition des beladenen Fahrzeugs. Daraus resultierend verändern sich die Koeffizienten der Differenzialgleichungen, welche die Dynamik des Systems beschreiben, beziehungsweise die System-, Eingangs- und Störeingriffsmatrizen (Gleichungen (B.1) und (B.2)).

Die Implementierung der ausformulierten Koeffizienten-Definitionen (A.18) bis (A.25) innerhalb einer MATLAB-Funktion ermöglicht deren Neuberechnung anhand der statischen Fahrzeug-Parameter sowie der während des zeitlichen Verlaufs des Simulations-Experiments variablen Nutzlast-Parameter. Die separate Definition der kinematischen und dynamischen Parameter des Fahrzeugs innerhalb der Hüllfunktion ermöglicht hierbei eine übersichtliche und schnelle Parametervariation beziehungsweise Fahrzeugumgestaltung.

Fahrzeug, Nutzlast und Bediener-Interaktionskräfte sind im Zustandsraum innerhalb eines Simulink-Modells definiert (Abbildung 5.7). Innerhalb dieses Simulink-Modells wird zur Abbildung der dynamischen Auswirkungen von Nutzlaständerungen in jedem Regeltakt die MATLAB-Funktion zur Neuberechnung der Koeffizienten des Zustandsraummodells aufgerufen.

Zur Modellierung der Nutzlast wird hierbei das Modell zur Berechnung des Translationsvektors ${}_3r_{P6}$ vom Ursprung des fahrzeugfesten Koordinatensystems zum Schwerpunkt der Beladung basierend auf homogener, kubischer Beladung aus Abschnitt 4.1.2 verwendet. Es wird hier eine sprunghafte Änderung der Beladung entsprechend dem Platzieren oder Entnehmen eines Gegenstandes angenommen. Die kinematische Auswirkung dieser Nutzlaständerungen – der Sprung des Gesamtschwerpunktnickwinkels – wird modelliert als Addition eines entsprechenden Sprunges auf den Integrator im Simulink-Zustandsraummodell.

Ebenfalls in der Fahrzeugmodell-Definition enthalten ist eine Prüfung auf Beobachtbarkeit und Steuerbarkeit entsprechend Gleichungen (4.40) und (4.41).

5.2.4 Zustandsgrößen-Schätzung mittels Kalman-Filter

Die Schätzung der Zustandsgrößen erfolgt durch das Kalman-Filter mittels der beiden Schritte Prädiktion und Korrektur. Die Prädiktion von Prozesszustand $\hat{x}^-(k)$ und Kovarianzmatrix $P^-(k)$ (Gleichungen (4.38)) basiert auf der Zustandsraumdarstellung von Fahrzeug und Beladung sowie den Zustands- und Eingangsgrößen des vorhergehenden Zeitschritts $k - 1$. Die Korrektur (Gleichungen (4.39)) basiert auf den aktuellen Messungen zum Zeitpunkt k und liefert die aktuelle Kovarianzmatrix $P(k)$ und Kalman-Gain-Matrix $K(k)$ sowie die schließlichen Schätzwerte des Prozesszustands $\hat{x}(k)$. Beide Schritte wurden als Modul des Simulationsmodells in einem gemeinsamen Simulink-

5.2 IMPLEMENTIERUNG: SIMULATION

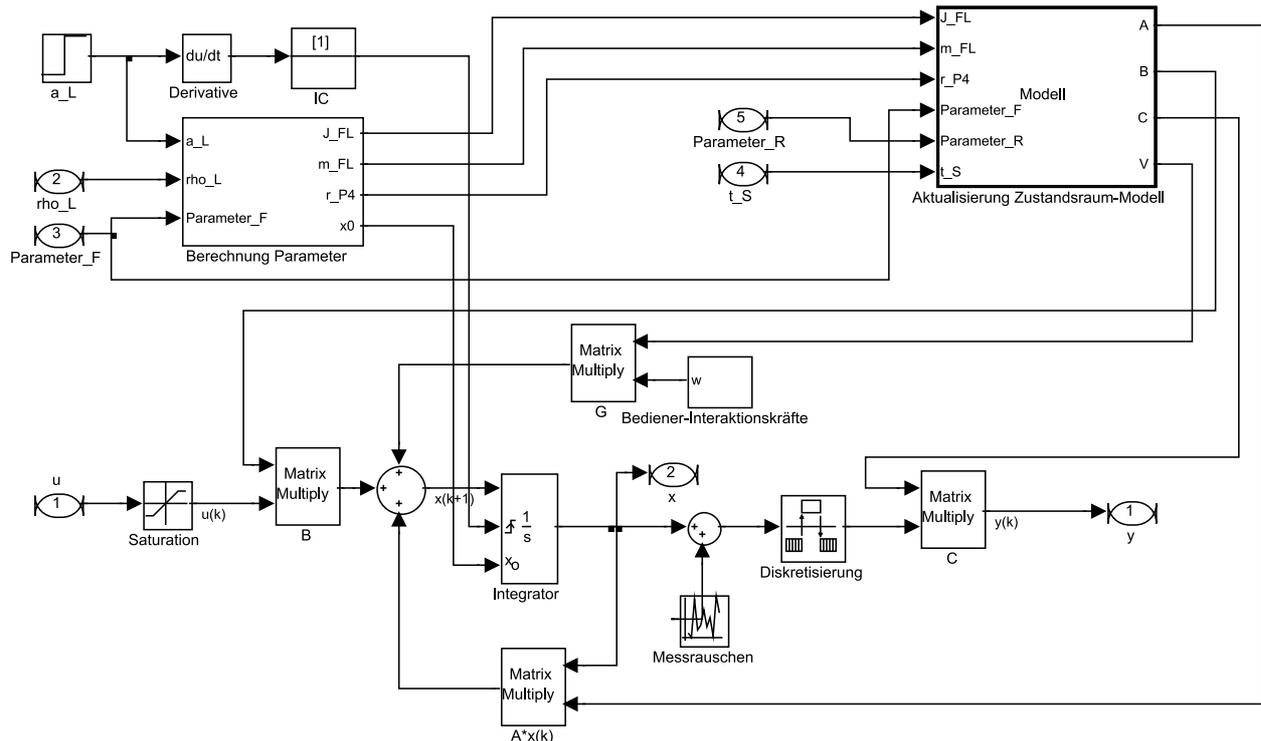


Abbildung 5.7: Simulink-Modell: Zustandsraumdarstellung von Fahrzeug, Nutzlast und Bediener-Interaktionskräften mit Neuberechnung kinematischer und dynamischer Parameter (Systemmatrizen) als Resultat von Nutzlaständerung

Blockdiagramm-Modell implementiert. Die Parametrierung des Filters erfolgt über die Hüllfunktion. Möglichkeiten zur Einstellung des Filters sind hierbei die Definition der Kovarianzmatrix der Messgrößen R und der Kovarianzmatrix der Systemunsicherheit Q , welche zur Definition der anzunehmenden Genauigkeit der Messwerte sowie der Modellgenauigkeit (beziehungsweise -unsicherheit) dienen, sowie der Ausgangskonfiguration der Kalman-Gain-Matrix K_0 .

5.2.5 Antriebsregelung (Stabilisierung und Manövrieren) einschließlich Parameter-Schätzung

Feste Regelung im Zustandsraum Die implementierten Algorithmen dienen der Erprobung und Analyse verschiedener Entwurfsverfahren und deren Parametrierungen. Als Entwurfsverfahren für die Regelung mittels Zustandsrückführung wurden *Polvorgabe* und *Linear-Quadratischer-Regeler (LQR)* implementiert. Zum Entwurf mittels Polvorgabe dient die MATLAB-Funktion `place`. Für den Entwurf des Linear-Quadratischen-Regelers (LQR) dient die MATLAB-Funktion `lqr`.

Parameteradaptive Antriebsregelung Die Algorithmen des backstepping-basierten Reglers und der Massenparameter-Schätzung wurden aufgrund ihrer engen Verknüpfung (Gleichungen (A.26) bis (A.33)) gemeinsam in einer Funktionseinheit, bestehend aus MATLAB-Funktionen und einem Simulink-Modell, implementiert.

5.3 Implementierung: Versuchsträger

5.3.1 Bedienung und Kommunikation

Verwendung als Demonstrator

Entwicklungsziele der Software-Implementierung für die Anwendung als Demonstrator waren *stabile (sichere) Funktionalität unter Laborbedingungen* (glatter und fester Untergrund, eingewiesene Bediener, geringe Nutzlast) sowie *einfache und angenehme Bedienbarkeit*.

Der entwickelte Arbeitsablauf zur Inbetriebnahme des Demonstrators umfasst nur wenige, einfache Schritte. Zunächst wird die Antriebsregelung mittels des Freigabe-Schalters im Sichtfeld des Bedieners freigeschaltet. Der Start der Antriebsregelung geschieht durch manuelles Ankippen des Fahrgestells: Im Fenster von $\theta_{sF} = \pm 5^\circ$ startet die Antriebsregelung automatisch. Das Fahrzeug balanciert jetzt ohne Erforderlichkeit der Unterstützung durch den Bediener. Das Fahrgestell muss dementsprechend zum Starten *nicht* manuell in seine quasi-stabile Orientierung ($\theta_{sF} = 0^\circ$) gebracht werden.

Der Versuchsträger kann nach dieser Startsequenz vom mitgehenden Bediener durch Aufbringen geringer Bediener-Interaktionskräfte auf das Fahrgestell *manövriert* werden. Weiterhin kann das Fahrzeug *beladen* und *entladen* werden. Eine blaue LED signalisiert dem Bediener, dass sich das Fahrzeug nach Beladung oder Entladung im Adaptierungs-Modus befindet. Erlöschen der LED signalisiert die Manövrier-Bereitschaft.

Ausschalten des Versuchsträgers geschieht durch Deaktivieren des Freigabe-Schalters und anschließendes manuelles Absetzen des Fahrgestells in die Ruheposition. Durch das unter der Ladefläche angebrachte Stützrad kann das Fahrzeug auch mit deaktivierter Antriebsregelung nicht-balancierend manuell bewegt werden.

In etwaigen Notfällen kann die Antriebsregelung durch Drücken eines gut sichtbaren, großflächigen Not-Aus-Schalters deaktiviert werden. Dieser Schalter ist seitlich am Fahrzeug angebracht, um sowohl von vor als auch hinter dem Fahrzeug stehenden Personen betätigt werden zu können. Der Taster unterbricht die Stromzufuhr und deaktiviert damit die Motoren sowie die Rechner-Hardware. Der Freigabe-Schalter der Antriebsregelung ist ebenfalls mechanisch als Not-Aus-Schalter umgesetzt, sodass auch dieser einfach durch Drücken beziehungsweise Schlagen deaktiviert werden kann.

Verwendung als Versuchsträger für Forschung und Entwicklung

Inbetriebnahme und Ausschalten des Versuchsträgers für die Durchführung von Experimenten geschieht analog zu der Beschreibung im vorhergehenden Abschnitt.

Mehrere Schalter am Versuchsträger dienen der Auswahl von verschiedenen Modi der Antriebsregelung und der automatischen Betriebsmodus-Steuerung. Einer der Schalter ermöglicht die Deaktivierung der automatischen Betriebsmodus-Steuerung. Im deaktivierten Zustand verbleibt die Antriebsregelung permanent im Adaptierungs-Modus.

5.3 IMPLEMENTIERUNG: VERSUCHSTRÄGER

Die Kommunikation mit dem Entwicklungsrechner erfolgt via WLAN. Die Übertragung von Dateien erfolgt mittels SFTP-Protokoll (beispielsweise mittels Verwendung von *WinSCP*). Dieses umfasst im Versuchsbetrieb insbesondere das Übertragen neuer Software-Versionen auf den Versuchsträger (Regelungs- und Schätz-Algorithmen und -Parameter), und Übertragen von Messdaten auf den Entwicklungsrechner. Die Bedienung (insbesondere Starten und Beenden der Software) erfolgt vom Entwicklungsrechner aus mittels SSH-Protokoll (beispielsweise mittels Verwendung von *PuTTY*).

Als Entwicklungsumgebung (IDE) dient *Eclipse-CDT* unter *Linux*. Der verwendete Cross-Compiler (Paket *gcc-arm-linux-gnueabi*) ist als Open Source-Software verfügbar. Ein Cross-Compiler bietet hier den Vorteil der zügigeren Compilierung in Relation zur Compilierung auf dem Gumstix COM des Versuchsträgers. Zudem ist die Entwicklertätigkeit damit unabhängig von der Datenverbindung zum Versuchsträger.

5.3.2 Eigenschaften und Struktur der Software

Die implementierte Software umfasst die Schätz- und Regelungs-Algorithmen, einschließlich der automatischen Betriebsmodus-Steuerung, sowie ein zugrundeliegendes Framework. Dieses Framework leistet insbesondere den Betrieb und die Kommunikation von Sensorik, Aktorik und manuellen Schaltern, Sensorsignalaufbereitung, Kompensation dissipativer Einflüsse (Reibung) sowie die Protokollierung von Systemzuständen.

Die Software ist strukturiert in zahlreiche Module, deren wesentliche Programminhalte in Abbildung 5.8 dargestellt sind. Wesentliche Abschnitte sind dabei das einmalig im Vorfeld der Fahrzeug-Anwendung ablaufende Initialisierungs-Modul sowie die im Folgenden während des Fahrzeug-Betriebs zyklisch ablaufenden Module für Datentransfer- und -aufbereitung (Sensorik und Aktorik), Zustandsgrößen-Schätzung, Regelung und Betriebsmodus-Steuerung.

Die Regelungs- und Schätz-Algorithmen des MicroCarrier-Versuchsträgers werden basierend auf einem Ängström Linux ausgeführt. Dieses besitzt einen anwendungsspezifisch kompilierten Kernel, in dem die Treiber für SPI, I²C und das WLAN-Modul einbezogen wurden. Die Treiber für die Sensoren sind in diesem Kernel als Module integriert. Zum Start des Versuchsträgers werden diese Treiber-Module geladen und die Sensoren als I²C-Geräte initialisiert. Dies geschieht mittels mehrerer Init-Skripte, welche beim Systemstart ausgeführt werden.

Jegliche Parameter der Antriebsregelung, der Zustandsschätzung, der automatischen Betriebsmodus-Steuerung sowie des Fahrzeugmodells sind in einer Initialisierungsdatei (Textdatei) abgelegt. So können diese Parameter während des Versuchsbetriebs zügig über die aktive WLAN-Verbindung vom Entwicklungsrechner aus, ohne erneutes Compilieren des Programmcodes, variiert werden. Die Initialisierungsdatei wird beim Programmstart einmalig während der Initialisierungsroutine ausgelesen. Diese Routine beinhaltet ebenfalls die Initialisierung der Systemzeit sowie der Dateien für die Protokol-

lierung des Verlaufs von Systemzuständen wie Zustandsgrößen, Stellgrößen und aktuellem Betriebsmodus.

Im Anschluss an die Initialisierungssequenz fällt das Programm in eine While-Schleife ohne Abbruchkriterium. Diese zyklische Ausführung wird durch Timer-Interrupt ausgelöst. Die Länge der Regeltakte ist hierzu in der Initialisierungsdatei definiert. Durch entsprechende Versuche wurde die minimal sicher auszuführende Zykluszeit identifiziert. In dieser Schleife werden eine Rahmenstruktur (Framework) sowie die Regel- und Schätz-Algorithmen ausgeführt. Der Programmablauf setzt ebenfalls das Ablaufdiagramm aus Abbildung 4.18 um, welches die Steuerung der Prozesse zur automatischen Betriebsmodus-Umschaltung darstellt. Aufgrund begrenzter Leistungsfähigkeit der für die Detektion von Beladungsänderung eingesetzten Waage wird das Betriebsmodus-Steuerungs-Modul nur in jedem dritten Takt ausgeführt. Die Rahmenstruktur umfasst insbesondere das Auslesen der Sensordaten sowie deren Aufbereitung entsprechend der Darstellung im nachfolgenden Abschnitt 5.3.3, sowie die Kalkulation der Stellgrößen und deren Ausgabe an die Leistungselektronik. Die Messdatenbereitstellung beziehungsweise Sensordatenaufbereitung umfasst zahlreiche Berechnungsschritte, unter anderem Filterung und Sensordatenfunktion, entsprechend der Darstellung in Abbildung 5.9. Die Kalkulation der Aktor-Sollwerte beinhaltet die Berechnung dissipativer Kräfte und anschließende Addition entsprechender Kompensationsmomente zu den von der Regelung berechneten Sollwerten entsprechend der detaillierten Beschreibung in Abschnitt 5.3.4. Basierend auf diesen Aktor-Sollwerten sowie den Abtriebswinkelgeschwindigkeiten erfolgt schließlich die Kalkulation des pulsweitenmodulierten Signals. Dieses Modul beinhaltet ebenfalls die Überwachung hinsichtlich unzulässig hoher Momente oder Geschwindigkeiten. Weiterhin wird das Schreiben aller Zustands- und Stellgrößen in die Protokolldateien zyklisch ausgeführt. Ebenfalls integriert sind die Abfrage von Not-Ausschaltern und Schaltern für manuell vorzunehmende Einstellungen während der Verwendung als Versuchsträger für Forschung und Entwicklung.

5.3 IMPLEMENTIERUNG: VERSUCHSTRÄGER

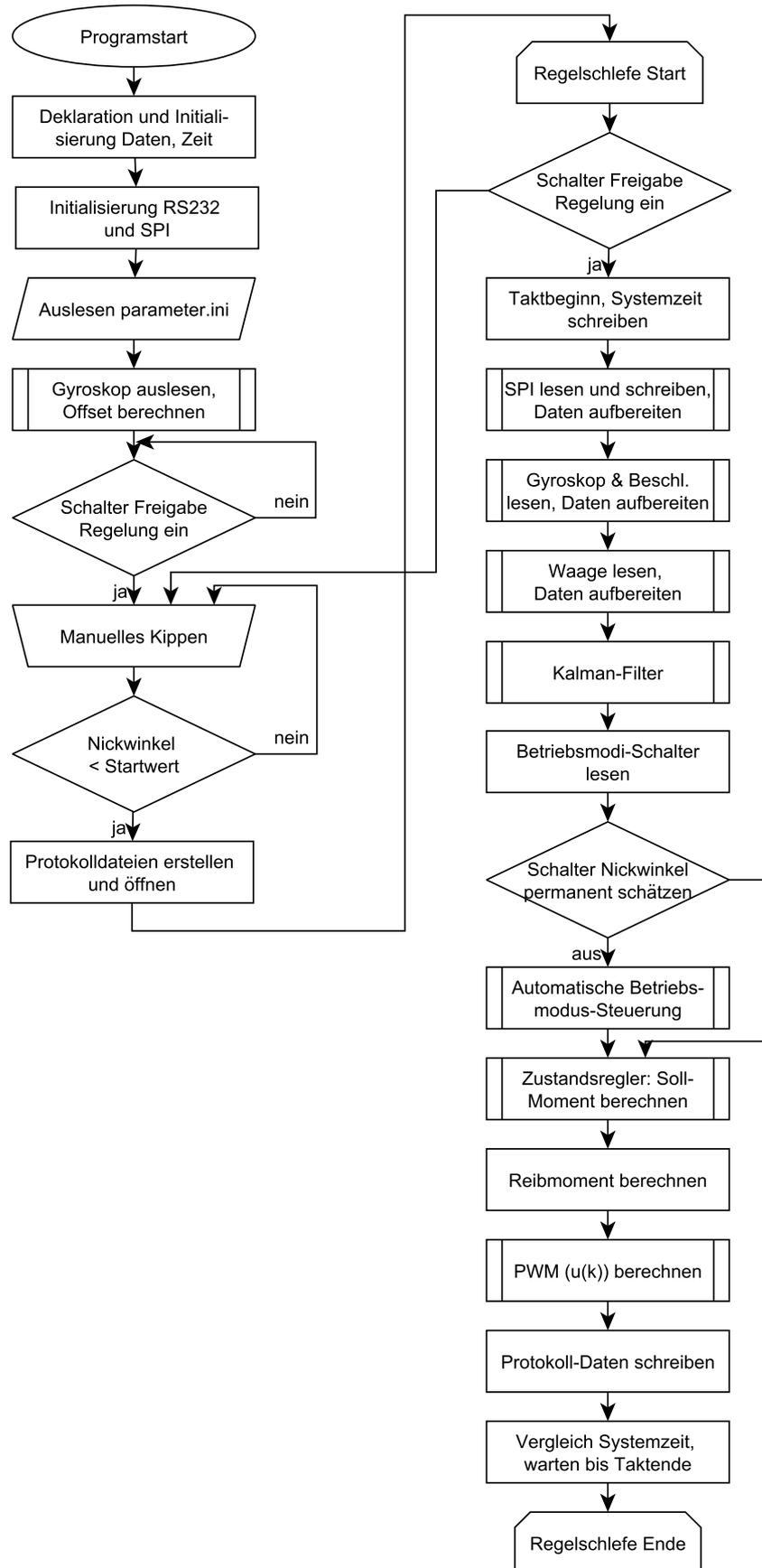


Abbildung 5.8: Programmablaufplan der implementierten Antriebsregelung

5.3.3 Berechnung der Zustandsgrößen

Für die Antriebsregelung des Versuchsträgers werden vier Sensoren ausgewertet (Abbildung 5.9). Ein weiterer Sensor (Kraftsensor beziehungsweise Waage) wird verwendet für die Detektion von Beladungsänderung. Die Rohdaten der Sensoren entsprechen nicht direkt den Zustandsgrößen. Weiterhin sind die Daten mit Rauschen, Drift und Offsets behaftet. Die entsprechenden Schritte zur Berechnung der relevanten Messgrößen (Zustandsgrößen) aus den Rohdaten erläutern die folgenden Abschnitte.

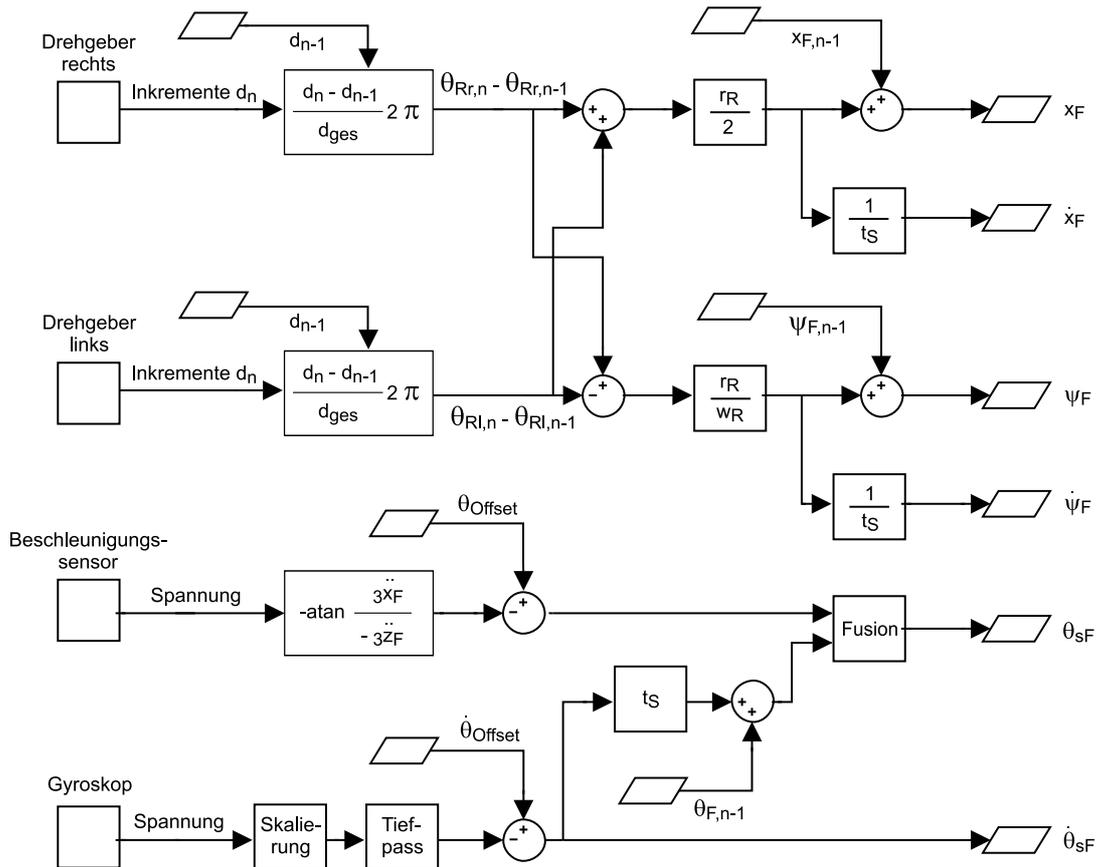


Abbildung 5.9: Berechnung der Zustandsgrößen auf Basis der Sensor-Messwerte des MicroCarrier-Versuchsträgers

Nickwinkel und Nickwinkelgeschwindigkeit

Offset-Ausgleich Die zur Nickwinkelgeschwindigkeit proportionale Ausgangsspannung des am Fahrgestell montierten Gyroskops weist einen Offset auf. Im Rahmen der Initialisierung der implementierten Antriebsregelung wird dieser Offset des Gyroskops aus dem Mittelwert einer Stichprobe berechnet. Der Versuchsträger steht für diese Berechnung still in nicht-balancierender Ausgangspose. Der Offset des Gyroskops ist zeitlich veränderlich (Drift), weshalb das für die Berechnung des Nickwinkels (Integration) verwendete Gyroskop-Signal wie unten beschrieben durch Sensorfusion mit den Daten eines Beschleunigungssensors aufbereitet wird. Der Beschleunigungssensor weist keinen erwähnenswerten Offset auf, weshalb dieser nicht berechnet und kompensiert wird.

5.3 IMPLEMENTIERUNG: VERSUCHSTRÄGER

Filterung Das Messsignal des Gyroskops ist mit normalverteiltem Rauschen überlagert. Dieses wird mittels eines Tiefpassfilters reduziert. Zwei exemplarische zeitliche Verläufe des rohen und tiefpassgefilterten Ausgangssignals des Gyroskops zeigt Abbildung 5.10. Der Beschleunigungssensor weist ein sehr starkes Rauschen auf. Filterung ist hier aufgrund des ausschließlichen Einsatzes zur Drift-Kompensation mittels Sensorfusion jedoch nicht erforderlich.

Sensorfusion Die Fusion der Signale von Gyroskop und Beschleunigungssensor ist erforderlich, da bei der Integration des Gyroskop-Signals ein zeitlich veränderlicher Drift aufintegriert wird. Für die Fusion besteht die Möglichkeit, wie in [NDN10] beschrieben, ein Kalman-Filter zu verwenden. Bei der vorliegenden Anwendung steht jedoch eine schlanke Datenverarbeitung im Fokus. Da ein Komplementär-Filter ausreichende Ergebnisse liefert, ist das Kalman-Filter hier überproportioniert.

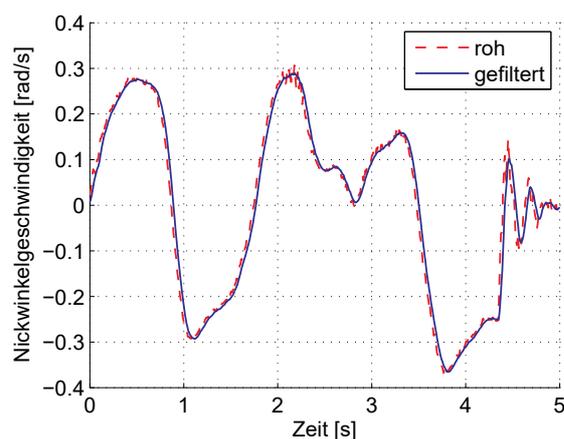
Das Komplementär-Filter berechnet die Winkelstellung aus dem Gyroskop-Signal und dem Beschleunigungs-Signal über einen einfachen prozentualen Zusammenhang (hier 98% und 2%):

$$\theta_{F,n} = 0,98 \dot{\theta}_{F,gyro,n} t_n + 0,02 \theta_{F,acc,n}. \quad (5.1)$$

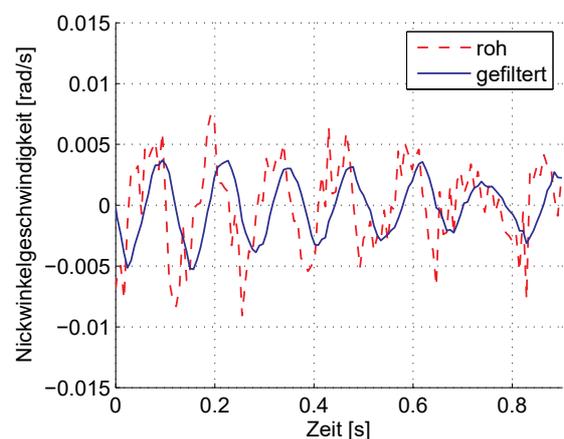
Der auf Basis des Beschleunigungssensors berechnete Winkel wird dabei berechnet mit:

$$\theta_{F,acc,n} = -\arctan\left(\frac{3\ddot{x}_F}{-3\ddot{z}_F}\right) - \theta_{F,acc,off}. \quad (5.2)$$

Im Programm wird die Funktion $\text{atan2}(a_x, -a_z)$ verwendet, um Fehler durch Singularitäten zu vermeiden. Offset $\theta_{F,acc,off}$ entspricht der aktuellen quasi-stabilen Orientierung des Fahrgestells.



(a) Rohes und tiefpassgefiltertes Signal während Balancieren mit extern aufgebrachtten Bediener-Interaktionskräften



(b) Rohes und tiefpassgefiltertes Signal während Balancieren ohne extern aufgebrachtten Bediener-Interaktionskräfte

Abbildung 5.10: Mittels Gyroskop ermittelte Fahrgestellnickwinkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}_F$

Translatorische Position und Geschwindigkeit, Gierwinkel und Gierwinkelgeschwindigkeit

Die Signale der an den Abtrieben der Aktuatoren montierten Drehgeber weisen ein sehr geringes Rauschen auf. Aus diesem Rauschen resultiert entsprechend experimentellen Ergebnissen kein nachteiliger Einfluss. Entsprechend findet hier keine Filterung statt.

Die Drehgeber liefern Inkrement-Absolutwerte d_n . Mit

$$\theta_{R,n} - \theta_{R,n-1} = \frac{d_n - d_{n-1}}{d_{ges}} 2 \pi \quad (5.3)$$

wird die innerhalb des letzten Taktes stattgefundene Winkeländerung des jeweiligen Rades berechnet. Auf Basis der Summe der Messwerte beider Räder wird die translatorische Position des Fahrzeugs berechnet, aus der Differenz der Messwerte im Zusammenhang mit der Spurweite wird der Gierwinkel berechnet. Differenzierung nach der Zeit liefert die zugehörigen Geschwindigkeiten (siehe Abbildung 5.9).

5.3.4 Modellierung des Antriebsstranges

Elektrische Modellierung des Antriebsstranges: Stellgrößen-Übergabe an die Antriebselektronik

Die Leistungselektronik des Versuchsträgers ermöglicht die direkte Vorgabe des Takt-Pause-Verhältnisses des PWM-Signals sowie die Vorgabe von Geschwindigkeitssollwerten. Die direkte Übergabe von Momenten- beziehungsweise Strom-Sollwerten (Stellgröße stabilisierender Antriebsregelungen einachsiger Fahrzeuge) ist nicht vorgesehen. Entsprechend müssen die Takt-Pause-Verhältnisse der PWM-Signale als Funktion der geforderten Abtriebsmomente berechnet werden. Die für die Berechnung erforderlichen elektrischen Parameter der Antriebsmotoren des Versuchsträgers zeigt Tabelle B.2. Diese konnten den Unterlagen des Herstellers entnommen werden.

Das Takt-Pause-Verhältnis (Duty-Cycle) des PWM-Signals entspricht über die Zeit geglättet der Relation zwischen tatsächlicher und maximaler Motorspannung und liegt somit im Wertebereich zwischen 0 und 1:

$$PWM = \frac{u_A}{u_{A,max}}. \quad (5.4)$$

Indirekt wird über diese Pulsbreite ebenfalls der Mittelwert des Motorstroms gesteuert [WB06]. Grundlage zur Herleitung des mathematischen Zusammenhangs zwischen Takt-Pause-Verhältnis PWM und von der Regelung gefordertem Drehmoment τ_R beziehungsweise Ankerstrom i_A (entsprechend Stellgröße u des Reglers) sind die Spannungsbilanz des Gleichstrommotors [HGP03]

$$\begin{aligned} u_A &= u_R + u_L + u_{ind} \\ &= R_A i_A + L_A \frac{di_A}{dt} + u_{ind} \end{aligned} \quad (5.5)$$

5.3 IMPLEMENTIERUNG: VERSUCHSTRÄGER

sowie die Leistungsbilanz

$$\begin{aligned} u_{ind} i_A &= \tau \omega \\ \longleftrightarrow \quad u_{ind} &= \frac{1}{i_A} M \omega \\ &= k_T \omega, \quad \text{mit } \tau = k_T i_A. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Mit der zulässigen Vereinfachung

$$\frac{di_A}{dt} = 0 \quad (5.7)$$

ergibt sich [Buc10]

$$\begin{aligned} u_A &= R_A i_A + k_T \omega \\ &= \frac{R_A}{k_T} \tau + k_T \omega. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Das entsprechend (5.4) zur Ankerspannung u_A proportionale Takt-Pause-Verhältnis des PWM-Signals ist demnach eine lineare Funktion des Motor-Soll-Moments τ (beziehungsweise des Ankerstroms i_A) sowie der Winkelgeschwindigkeit des Motors ω , beziehungsweise unter Einbeziehung der Getriebeübersetzung des Rad-Soll-Moments $\tau_{R,soll}$ sowie der Rad-Geschwindigkeit $\dot{\theta}_R$. Es folgt aus (5.4) und (5.8) mit Einführung der Parameter $k_{akt,i}$

$$PWM = k_{akt,1} \tau_{R,soll} + k_{akt,2} \dot{\theta}_R. \quad (5.9)$$

Mechanische Modellierung des Antriebsstranges: Identifikation, Modellierung und Kompensation dissipativer Einflüsse

Dissipative Kräfte beziehungsweise Momente resultieren im vorliegenden Fall aus Reibung innerhalb der Motoren und Getriebe sowie aus Rollreibung der Rad-Boden-Kontakte. Zur Kompensation ist die experimentelle Ermittlung und geeignete Modellierung dieser Einflüsse erforderlich. Beim Balancieren einachsiger Fahrzeuge im Stillstand pendelt die translatorische Geschwindigkeit permanent, mit stetig wechselndem Vorzeichen, um Null. Daher hat hier insbesondere die Modellierung der coulombschen Haftreibung einen hohen Stellenwert.

Die dissipativen Einflüsse werden hier zwischen Regler und Kalkulation des PWM-Signals kompensiert (Abbildung 5.11), sodass diese für Regel- und Schätz-Algorithmen „unsichtbar“ und damit irrelevant bleiben. Dieses hat den Vorteil, diese Einflüsse im Rahmen der Synthese von Regel- und Schätz-Algorithmen nicht berücksichtigen zu müssen. Zur Kompensation wird das vom Regler für Stabilisierung und Manövrieren berechnete Rad-Moment u (Stellgröße) mit dem Reibmoment τ_{reib} beaufschlagt:

$$\tau_{R,soll} = u + \tau_{reib}. \quad (5.10)$$

Zur Identifikation der Parameter des zu entwickelnden Reibmodells wird wie in [BHSK10] beschrieben das Fahrzeug frei von externen Kontaktkräften mit verschie-

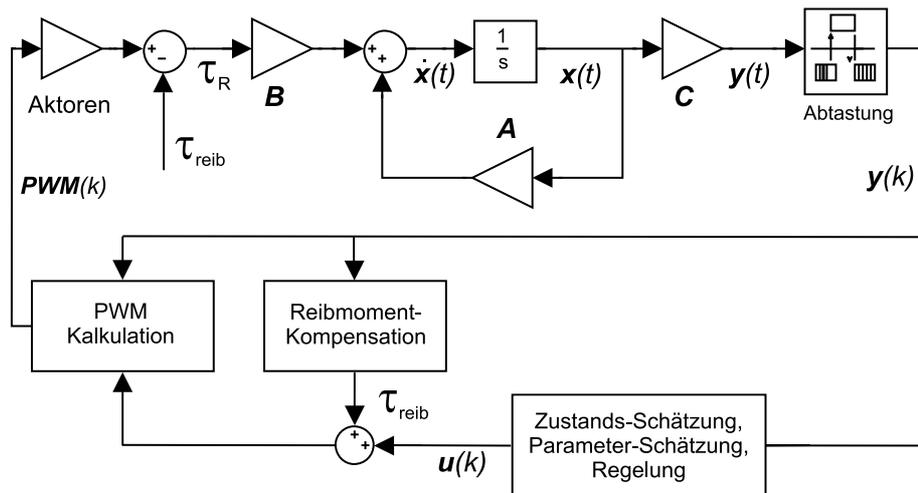


Abbildung 5.11: Kompensation dissipativer Einflüsse und Kalkulation des PWM-Signals außerhalb des Reglers

denen konstanten Geschwindigkeiten betrieben, wobei aufgrund fehlender Beschleunigungen keine Inertialkräfte auftreten. Das Fahrzeug wird dabei durch ein zusätzliches Stützrad in Balance gehalten. Das vom Antrieb auf das jeweilige Rad übertragene Moment $\tau_{R,ist}$ entspricht in diesem Betriebszustand dem zu überwindenden Reibmoment τ_{reib} . Während dieses Betriebs mit konstanten Geschwindigkeiten wird der Motorstrom gemessen und darauf basierend mittels der Drehmomentkonstante des Antriebs k_T das jeweilige Moment bestimmt. Zur Ermittlung der Haftreibung steht das Fahrzeug zunächst statisch. Die PWM-Stellgrößen der Antriebe werden dann schrittweise erhöht, bis das zur Kompensation der Haftreibung erforderliche Moment vorliegt und sich das Fahrzeug in Bewegung setzt. Die derart experimentell ermittelten Reibmomente zeigt exemplarisch für positive Geschwindigkeit Abbildung 5.12. Die Charakteristik der Messwerte bestimmt das geeignete Reibmodell [Ack89, HBS00, SVN⁺02]:

- Gerade durch Ursprung (Linearisiertes Reibmodell),
- Ausgleichsgerade erster Ordnung in erstem und dritten Quadranten mit Sprung im Nullpunkt (Überlagerung geschwindigkeitsunabhängiger coulombscher Bewegungsreibung und Rollreibung sowie linear von der Geschwindigkeit abhängiger viskoser Reibung, keine oder vernachlässigbare Haftreibung),
- Abschnittsweise Definition des Reibmodells oder Ausgleichsgerade höherer Ordnung (Überlagerung von geschwindigkeitsabhängiger und -unabhängiger Reibung sowie signifikante Haftreibung).

Auf Basis der Messwerte, insbesondere aufgrund der für den Anwendungsfall signifikanten Haftreibung, wurde im vorliegenden Fall Option (c) gewählt. Die Reibkoeffizienten der abschnittsweise definierten Ausgleichsgeraden

$$\tau_{reib} = \begin{cases} (k_{reib,CH} - k_{reib,CB}) \left(1 - \frac{|\dot{\theta}_R|}{0,5}\right) \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_R) & \text{für } 0 < \dot{\theta}_R \leq 0,5 \\ k_{reib,CB} \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_R) + k_{reib,V} \dot{\theta}_R & \text{für } 0,5 < \dot{\theta}_R \end{cases} \quad (5.11)$$

5.3 IMPLEMENTIERUNG: VERSUCHSTRÄGER

wurden basierend auf den Messwerten mit Hilfe der MATLAB[®]-Funktion `polyval` ermittelt. Im vorliegenden Fall wurden aufgrund signifikanter Differenzen zwischen beiden Antrieben separate Koeffizienten für beide Antriebe berechnet. Die resultierende Modellierung ist exemplarisch für positive Geschwindigkeit in Abbildung 5.12 dargestellt.

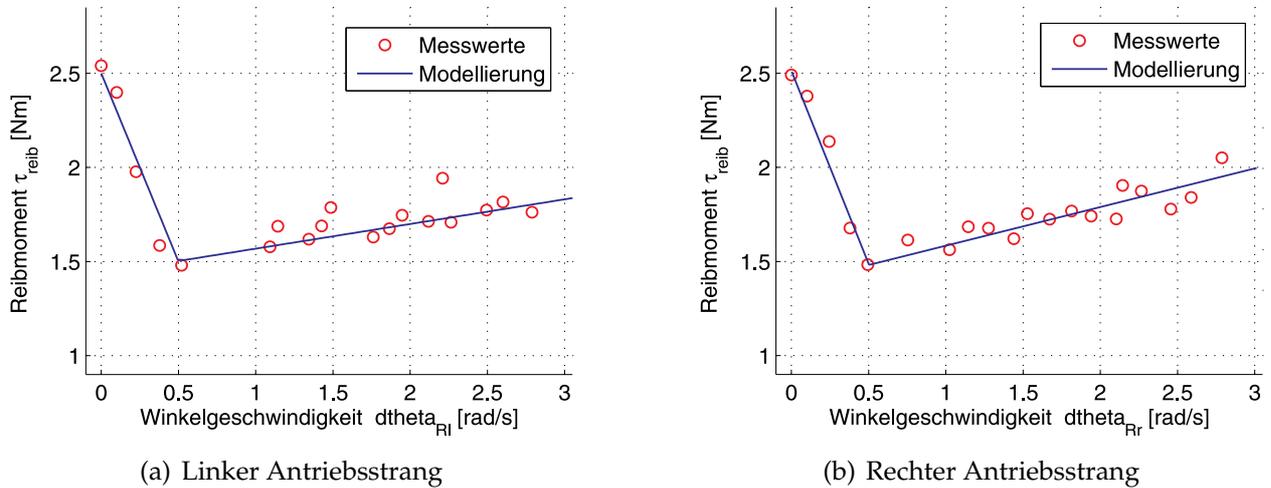


Abbildung 5.12: Reibung von Motoren, Getrieben und Rad-Boden-Kontakten: Experimentelle Identifikation und darauf basierendes Reibmodell von rechtem und linkem Antrieb

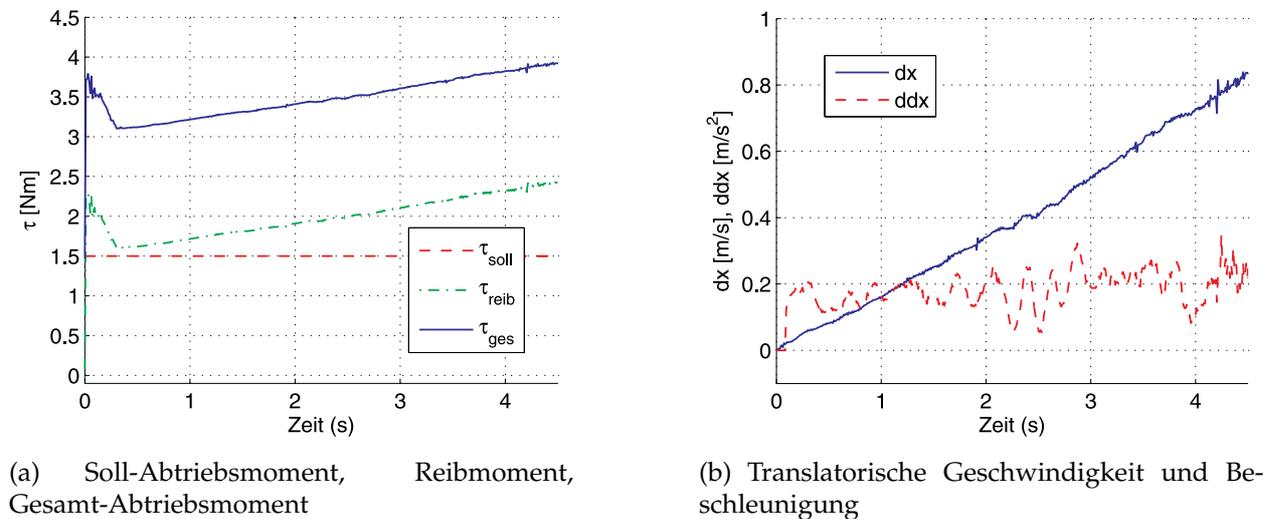


Abbildung 5.13: Experimentelle Verifikation von PWM-Kalkulation und Reibmoment-Kompensation

Verifikation der Modellierung des Antriebsstranges

Für die Verifikation wird ein konstantes Rad-Sollmoment $\tau_{R,soll}$ vorgegeben, welches bei korrekter Reibmomentkompensation und korrekter Kalkulation der PWM-Stellgröße in einem konstanten Abtriebsmoment $\tau_{R,ist}$ und damit einer definierten, konstanten (von der Geschwindigkeit unabhängigen) Fahrzeugbeschleunigung resultiert. Der Wert dieser Beschleunigung resultiert aus dem Abtriebsmoment, dem Raddurchmesser und dem

Gewicht des Fahrzeugs zu

$$\ddot{x}_F = \frac{\tau_R}{r_R m_F}. \quad (5.12)$$

Das Fahrzeug wird bei diesen Versuchen durch ein zusätzliches Stützrad in Balance gehalten. Ein exemplarisches Ergebnis der Messreihe zeigt Abbildung 5.13.

5.3.5 Automatische Betriebsmodus-Steuerung

Die automatische Betriebsmodus-Steuerung basiert auf der Detektion von Beladungsänderung. Hierfür ist die Ladefläche des Versuchsträgers auf einer eindimensionalen Kraftmesseinrichtung (Waage) montiert. Diese einfache, eindimensionale Kraftmesseinrichtung ist für die vorliegende Anwendung ausreichend, da sie nicht für die Messung der *absoluten* Masse der Beladung m_L verwendet wird, sondern zur Detektion einer *Änderung* der Beladung Δm_L . Zielstellung ist die Verwendungsmöglichkeit einer Messeinrichtung mit möglichst geringer Präzision und hoher Trägheit, um die Realisierung des Fahrzeugs mit möglichst geringen Herstellungskosten zu ermöglichen. Größte Herausforderung ist hierbei die Kompensation von (a) Störeinflüssen sowie (b) der Trägheit der Messeinrichtung. Störeinflüsse sind hier zum einen das Rauschen der Messeinrichtung selbst, sowie der Einfluss vertikaler Fahrzeugbeschleunigung ${}_3\ddot{z}_F$ sowie Winkelbeschleunigung ${}_3\ddot{\theta}_F$. Aus dieser Beschleunigung resultieren Inertialkräfte der Beladung, der bewegten Teile der Messeinrichtung selbst sowie der Ladefläche. Diese wirken auf die Messeinrichtung ein. Die betreffenden bewegten Teile wiegen im vorliegenden Fall insgesamt circa 4 kg. Durch diese vertikalen Inertialkräfte variiert der Messwert, obgleich keine Beladungsänderung stattgefunden hat.

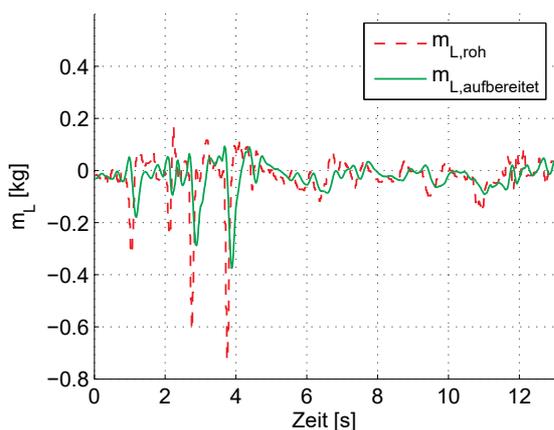
Die resultierende, technische Aufgabe ist demnach die möglichst starke Reduktion der Störeinflüsse, um einen möglichst niedrigen Schwellwert für die Detektion von Beladungsänderungen realisieren zu können. Zu diesem Zweck wurden die im Folgenden beschriebenen Schritte für die Signalaufbereitung implementiert.

Kompensation des Einflusses vertikaler Beschleunigung Zur Kompensation des Einflusses vertikaler Beschleunigung der Ladefläche wird der Messwert der Kraftmesseinrichtung auf Basis von gemessenen Beschleunigungen in Richtung ${}_3e_z$ korrigiert. Verwendet wird hierzu beim Versuchsträger das nach der Zeit abgeleitete Signal des Gyroskops. Aus dieser Winkelbeschleunigung des Fahrzeugs wird die vertikale, translatorische Beschleunigung der Ladung berechnet. Diese Vorgehensweise ist für den Einsatz unter Laborbedingungen (Fahren auf ebenem Untergrund) geeignet. Für den Einsatz auf unebenen Untergründen, bei denen das gesamte Fahrgestell Beschleunigungen in Richtung ${}_0e_z$ erfährt, ist die Berechnung der Beschleunigung der Beladung auf Grundlage weiterer Sensoren erforderlich (am Fahrgestell montierter Beschleunigungssensor). Alternativ kann diese Kompensation vertikaler Fahrzeugbeschleunigung ersetzt werden durch die Bedingung, die Umschaltung in den Adaptierungs-Modus nur während Stillstand des Fahrzeugs ($\dot{x}_F = \dot{\psi}_F = 0$) zu ermöglichen.

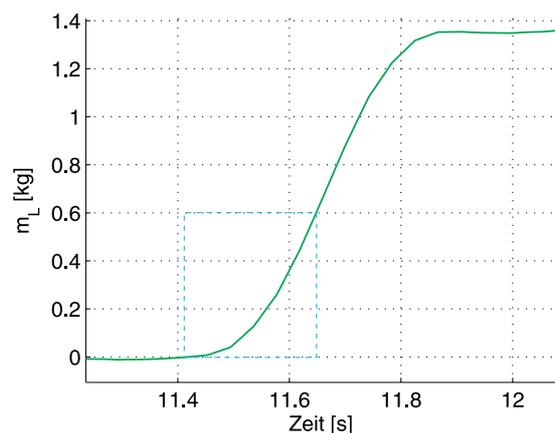
5.3 IMPLEMENTIERUNG: VERSUCHSTRÄGER

Filterung Zur Verringerung der insbesondere durch extern aufgebrachte Kraftstöße hervorgerufenen kurzen Signalspitzen wird eine Glättung des Signals mittels eines Tiefpassfilters eingesetzt. Das Filter bildet im vorliegenden Fall einen Mittelwert über die letzten 24 Messwerte (experimentell optimiert). Ziel war hierbei ein optimaler Kompromiss zwischen möglichst geringer zeitlicher Verzögerung beziehungsweise Phasenverschiebung des Signals und möglichst starker Dämpfung der Signalspitzen. Für die vorliegende Zielstellung – Verwendung des Messsignals für die Detektion des Beladungswechsels für die Betriebsmodus-Steuerung, nicht für die Antriebsregelung – besitzt die Dämpfung der Signalspitzen eine höhere Relevanz gegenüber der Verzögerung der Messwertauswertung.

Das aufbereitete Signal der Kraftmeseinrichtung für die Detektion des Beladungswechsels im Vergleich zum Rohsignal der Kraftmeseinrichtung zeigt Abbildung 5.14 (a). Das Fahrzeug befand sich während der Messwertaufnahme im eigenständig balancierenden Zustand. Hierbei wurden durch relativ starke, stoßförmige, extern auf das Fahrgestell wirkende Kräfte hohe Nickwinkelbeschleunigungen des Fahrgestells hervorgerufen. Die Störeinflüsse werden nicht vollständig eliminiert, aber stark reduziert.



(a) Rohsignal und aufbereitetes Signal der Kraftmeseinrichtung (Tiefpass sowie Kompensation des Inertialkraft-Einflusses)



(b) Aufbereitetes Signal der Kraftmeseinrichtung während eines Beladungswechsels von 1360 Gramm (—), verwendetes Zeit- und Gewichts-Toleranzfenster für die Betriebsmodus-Umschaltung (- -)

Abbildung 5.14: Kraftmeseinrichtung für die Detektion der Beladungsänderung: Signalaufbereitung und Detektion Beladungsänderung

Parametrisierung der Betriebsmodus-Steuerung Abbildung 5.14 (b) zeigt den Verlauf des aufbereiteten Signals während einer Beladungsänderung. Hier ist ein relativ langsames Ansteigen des Messsignals ersichtlich. Es wird daher entsprechend (4.45) ein Maximum-Minimum-Filter eingesetzt, welches die minimalen und maximalen Messwerte aus einem definierten Zeitfenster über j Regeltrakte miteinander vergleicht (skizziertes Kästchen in Abbildung 5.14 (b)). Beim Versuchsträger wurde als Trigger eine Messwertdifferenz von $m_{L,trigger} = 0,6 \text{ kg}$ über einen Zeitraum von $j = 24$ Messwerten (entsprechend 240 ms) gewählt. Damit wird das fälschliche Umschalten in den Adaptierungsmodus auch bei starken Erschütterungen des Fahrzeugs verhindert, und das Detektieren

von Beladungswechseln ab circa 0,6 kg mit relativ geringer zeitlicher Verzögerung ermöglicht.

Das Schalten zurück in den Manövrier-Modus geschieht basierend auf Überwachung der Zustandsgrößen, insbesondere Nickwinkel und translatorische Geschwindigkeit, entsprechend der Beschreibung in Abschnitt 4.3.2. Verbleiben diese über einen definierten Zeitraum in einem definierten Fenster, so wird der Adaptierungs-Modus beendet. Die entsprechenden Schwellwerte werden in der Initialisierungsdatei der Steuerungssoftware definiert. Ab einer dort ebenfalls definierbaren Wegdifferenz Δx_F zwischen Beginn und Ende des Adaptierungsvorgangs wird das Fahrzeug durch entsprechende Stellgrößenumschaltung in die Ursprungsposition zurückgefahren, bevor dem Bediener durch Umschaltung der Signal-LED der Betrieb im Manövrier-Modus signalisiert wird.

6 Ergebnisse

Zielstellung

Die nachfolgenden drei Unterkapitel beschreiben separiert die Evaluation der drei in der Forschungsfrage¹ definierten *anwendungsspezifischen und ökonomischen Anforderungen* an das Lösungskonzept. Diese sind

1. die eigenständige Stabilisierung des Fahrzeugs mit automatischer Adaptierung nach Beladungsänderungen,
2. das intuitive handgeführtes Manövrieren durch einen mitgehenden Bediener, ohne hohen physischen Aufwand für Manövrieren und Vortrieb sowie ohne Erforderlichkeit des Bedienens von Stelleinrichtungen zur Vorgabe von Geschwindigkeit und Lenkwinkel,
3. die ökonomische Umsetzbarkeit des Lösungskonzepts.

Die Evaluation bezieht sich auf diese in der Forschungsfrage beschriebenen *anwendungsspezifischen und ökonomischen Anforderungen* anhand der Untersuchung der *technischen Eigenschaften* der simulativ und real implementierten Lösungen.

Die rein quantitative Beschreibung, Analyse und Bewertung ist beim vorliegenden Konzept nicht zielführend. Zur Evaluation eines Mechanismus, welcher mit direkter Interaktion zwischen Mensch und Maschine operiert, ist eine rein datenbasierte Betrachtung nicht ausreichend. Neben auf quantitativen Messergebnissen basierenden Darstellungen beinhaltet die Evaluation daher ebenfalls eine subjektive Interpretation des handgeführten Manövrier-Verhaltens. Erst durch die positive Beurteilung auch der *empfundenen Eindrücke* während der Interaktion wird die sinnvolle Einsatzfähigkeit eines derartigen Mechanismus sichergestellt.

Methodisches Vorgehen

Die hier dargestellte Erprobung und Evaluation basiert auf zwei Säulen:

Die Grundlage bildet die theoretische Erprobung und Evaluation mittels der in Abschnitt 5.2 beschriebenen simulativen Implementierung in der Simulationsumgebung MATLAB® / Simulink.

Die Simulations-Experimente geben Aufschluss über das Verhalten des realen Systems und erlauben die genaue Analyse und Optimierung der Regel- und Schätzalgorithmen,

¹siehe Abschnitt 1.3

deren Parametrierungen sowie unterschiedlicher kinematischer und dynamischer Fahrzeugkonfigurationen. Zudem erlaubt die exakte Definition von Betriebsbedingungen, insbesondere der Nutzlast-Änderungen und der durch den Bediener aufgebrauchten Interaktionskräfte, ein exaktes Vorgehen bei der Synthese, Analyse und Optimierung.

Die praktische Erprobung und Evaluation mittels der in Abschnitt 5.3 beschriebenen realen Implementierung am Versuchsträger des „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV) lieferte Ergebnisse in zwei wesentlichen Schwerpunkten:

Die Real-Experimente zeigen die praktischen Grenzen der in der Theorie entwickelten Lösungen. Die Grenzen der Parametrierung in Richtung der im Simulations-Experiment optimalen Konfiguration wurden ermittelt. Die Arbeit am Versuchsträger lieferte zudem eine Vielzahl von praktischen Erkenntnissen, die innerhalb der idealen oder mit definierten Störeinflüssen versehenen Simulationsumgebung nicht hätten erkannt werden können. Große Relevanz hat zudem die reale Erprobung und Evaluation des handgeführten Manövrierens: Die bei der Mensch-Maschine-Interaktion immens wichtige Optimierung und Beurteilung der *gefühlten* Qualität – des *persönlichen Eindrucks* wie intuitiv, bequem und vertrauenserweckend das Manövrierverhalten *empfunden* wird – ist nur durch Real-Experimente möglich. Daher beschreibt dieses Kapitel neben messtechnisch ermittelten Ergebnissen auch auf persönlicher Interpretation basierende Beurteilungen der realen Erprobungen.

Zusammenfassung der Ergebnisse

Es wurde ein Lösungskonzept entwickelt, welches die Stabilisierung einachsiger Gütertransportsysteme ermöglicht, wobei sich die Antriebsregelung automatisch an wechselnde Beladungsverhältnisse adaptiert. Dieses umfasst die Adaptierung an kinematische Zustandsgrößen (Anpassung der Orientierung des Fahrgestells an die veränderte Gesamtschwerpunktposition) und an dynamische Parameter (Anpassung der Reglerkoeffizienten an veränderte Masse und verändertes Massenträgheitsmoment). Eine Unterstützung durch den Benutzer ist hierfür nicht erforderlich. Zudem ermöglicht das Lösungskonzept das handgeführte Manövrieren einachsiger Gütertransportfahrzeuge durch einen mitgehenden Bediener. Das Manövrieren entspricht hinsichtlich Intuitivität beziehungsweise Einfachheit dem Manövrieren einer herkömmlichen Stechkarre, jedoch ohne hierbei den Bediener mit hohen Kräften für Stabilisierung und Vortrieb des Fahrzeugs zu belasten. Hierbei sind verschiedene Manövrier-Charakteristiken einstellbar. Diese Funktionalitäten wurden ohne Notwendigkeit kostenintensiver Sensorik realisiert.

Entsprechend der im Folgenden detailliert beschriebenen Evaluation *kann die Forschungsfrage der Arbeit² positiv beantwortet werden*. Das entwickelte Lösungskonzept wurde zudem bewusst als Basis für aufbauende Forschungs- und Entwicklungsarbeiten gestaltet. Das weiterführende, praxisorientierte Ziel zur Lösung der mit der innerstädtischen Paket-

²siehe Abschnitt 1.3

Feinverteilung verbundenen Probleme³ ist die Entwicklung zunächst eines für Feldversuche geeigneten Prototyps und anschließend eines für den Alltagseinsatz geeigneten, marktfähigen Fahrzeugs.

6.1 Fahrzeugstabilisierung mit Adaptierung nach Beladungswechsel

6.1.1 Zustandsgrößenschätzung und kinematische Adaptierung an veränderte Gesamtschwerpunktposition

Zielstellung

Zielstellung ist hier zum einen der Nachweis der generellen Funktionsfähigkeit des entwickelten Verfahrens, und zum anderen die Analyse des Einflusses verschiedener Parametrierungen des Kalman-Filters und der Regel-Algorithmen auf Schätzgüte und Regelverhalten.

Gütekriterien zur Bewertung der Zustandsgrößenschätzung und der darauf basierenden kinematischen Adaptierung sind hierbei:

- **Schnelligkeit / Verzögerung:** für die Annäherung der Schätzung an die Ist-Größe nach deren Sprung erforderlicher Zeitraum sowie zeitlicher Umfang zur kinematischen Adaptierung des Fahrgestells,
- **Übereinstimmung / Abweichung:** Grad der Annäherung des Schätzwertes an die Ist-Größe nach deren Sprung.

Aus der Güte der Erfüllung beider Kriterien resultiert im vorliegenden Anwendungsfall zum einen die erforderliche Zeit bis zum Abschluss des kinematischen Adaptierungsprozesses, zum anderen die während des kinematischen Adaptierungsprozesses auftretende translatorische Positionsabweichung des Fahrzeugs.

Versuchsbeschreibung

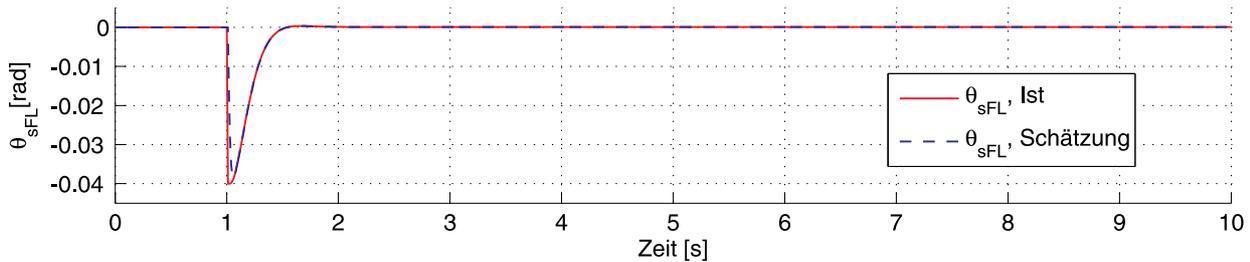
Die Wirkung unterschiedlicher Parametrierungen des Kalman-Filters wird in Simulations-Experimenten untersucht. Der Vorteil ist hier die exakte Definition des Modells ohne unbekannte Störeinflüsse, sodass eine exakte Untersuchung der Zusammenhänge zwischen verschiedenen Parametrierungen und Zustandsgrößenverläufen möglich ist. Zur Simulation einer Beladungsänderung wird hierbei durch Addition im Integrator des Zustandsraummodells der Gesamtschwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Ladung θ_{sFL} mit einem Sprung beaufschlagt.

Mittels Real-Experimenten unter Verwendung des MicroCarrier-Versuchsträgers wird die reale Umsetzbarkeit des Konzepts verifiziert. Hierzu ist die translatorische Position

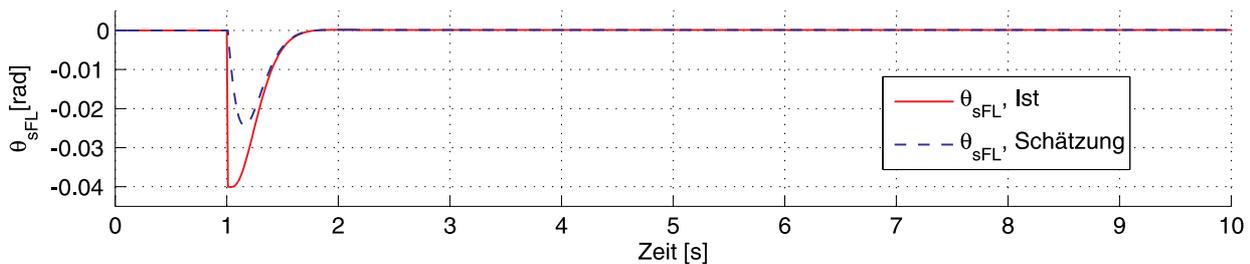
³siehe Abschnitt 1.1

des balancierenden Fahrzeugs zunächst statisch. Es folgt Änderung von Ladung verschiedener Masse. Das Fahrgestell soll sich resultierend kinematisch adaptieren und anschließend erneut statisch (ohne translatorische Fahrzeuggeschwindigkeit) balancieren.

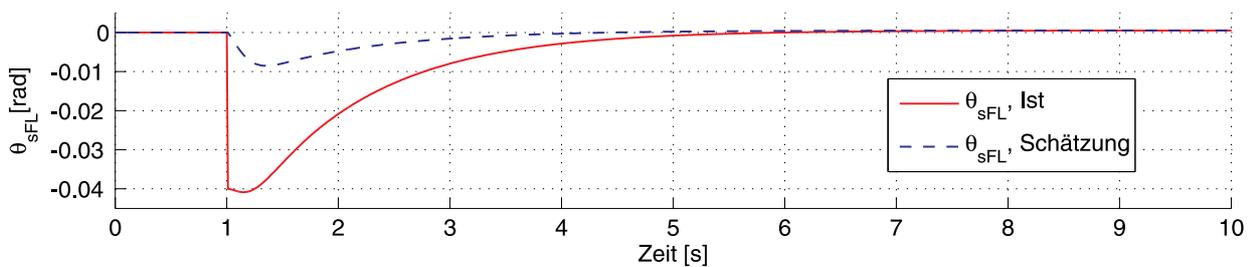
Zur Optimierung des Adaptierungsprozesses respektive Parametrierung des Kalman-Filters werden die Auswirkungen verschiedener Belegungen der Matrizen Q (Kovarianzmatrix der Systemunsicherheit), R (Kovarianzmatrix der Messgrößen) und P_0 (Initialbelegung der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers) evaluiert.



(a) Optimale Parametrierung des Kalman-Filters



(b) Befriedigende Parametrierung des Kalman-Filters



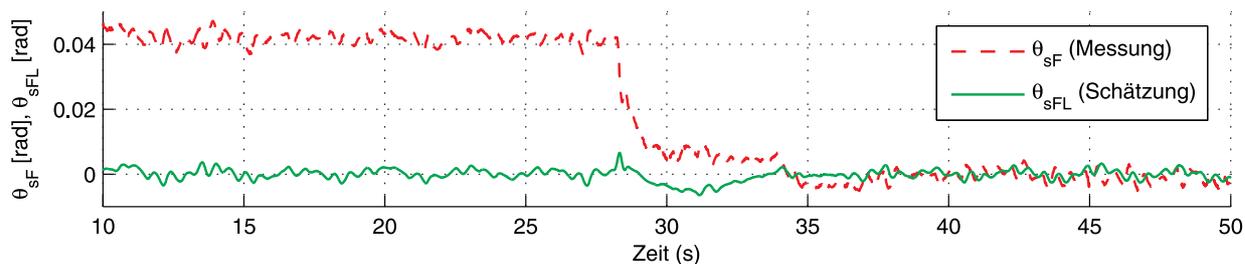
(c) Ungünstige Parametrierung des Kalman-Filters

Abbildung 6.1: Simulations-Experiment: Schätzung des Gesamtschwerpunktnickwinkels und kinematische Adaptierung nach Beladungsänderung (Sprung des Gesamtschwerpunktnickwinkels)

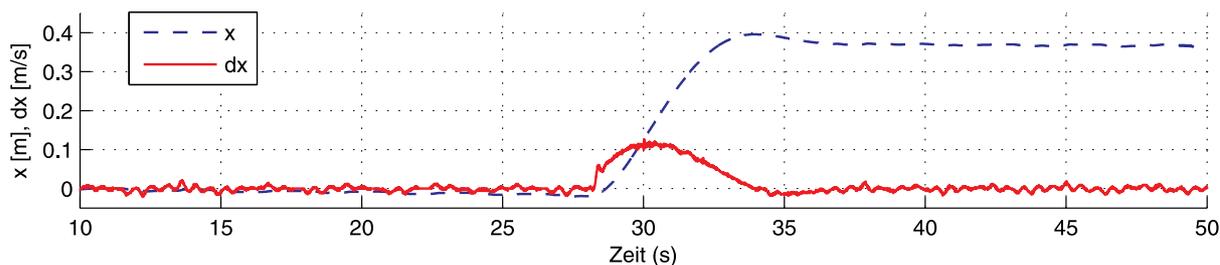
Ergebnisse

Die Simulations-Experimente verdeutlichen, dass die Güte der Adaptierung stark von der Parametrierung des Kalman-Filters abhängig ist. Während Variationen der Matrizen R und P_0 zu vernachlässigende Auswirkungen auf das Schätzverhalten zeigen, ermöglicht die Anpassung von Q dessen Justierung in beträchtlichem Umfang. Als Regel lässt sich aus den Simulationsergebnissen ableiten: Der Einfluss der Nicht-Diagonalelemente

6.1 FAHRZEUGSTABILISIERUNG MIT ADAPTIERUNG NACH BELADUNGSWECHSEL



(a) Fahrgestellnickwinkel θ_{sF} und Gesamtschwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Ladung θ_{sFL}



(b) Translatorische Fahrzeugposition und -geschwindigkeit

Abbildung 6.2: Real-Experiment: Kinematische Adaptierung nach Sprung des Gesamtschwerpunktnickwinkels von Fahrzeug und Beladung aufgrund von Beladungsänderung (Entladen des Fahrzeugs)

ist gering. Schnelligkeit und Übereinstimmung von Ist- und Schätz-Größe sind optimal, wenn das den Gesamtschwerpunktnickwinkel betreffende Element in Q mit einem deutlich höheren Wert als die weiteren Diagonalelemente belegt wird, wodurch eine schlechte Modellierung dieses Zustandes beschrieben wird. Identische Parametrisierung aller Diagonalelemente liefert befriedigende Ergebnisse. Belegung des den Gesamtschwerpunktnickwinkel betreffenden Elements in Q mit einem deutlich geringeren Wert in Relation zu den weiteren Diagonalelementen liefert die ungünstigste Schätzgüte. Abbildung 6.1 zeigt die Ergebnisse von drei exemplarischen Parametrisierungen.

Die Ergebnisse der Real-Experimente unter Verwendung des MicroCarrier-Versuchsträgers verifizieren, dass die gewählte Methode zur kinematischen Adaptierung des Fahrzeugs an sich ändernde Beladungssituationen geeignet ist. Der Fahrgestellwinkel wird dahingehend adaptiert, dass der gemeinsame Schwerpunktnickwinkel von Fahrgestell und Beladung θ_{sFL} durch eine entsprechende Winkeländerung des Fahrgestells minimiert wird, sodass nach einem Beladungswechsel und anschließender kinematischer Adaptierung erneut statisches Balancieren stattfindet. Einen derartigen Prozess zeigt Abbildung 6.2. Hier ist das Fahrzeug zunächst mit einer Nutzlast bestückt. Nach Entfernen der Nutzlast adaptiert sich der Fahrgestellwinkel. Anschließend balanciert das Fahrzeug erneut statisch (ohne translatorische Geschwindigkeit).

6.1.2 Adaptierung an veränderte Massenparameter

Zielstellung

Ziel ist der Nachweis der Stabilität der stabilisierenden Antriebsregelung bei hohen, durch Beladungsänderung ausgelösten Parameteränderungen. Quantitative Zielsetzung hierbei ist eine mögliche Nutzlast von 200 kg⁴.

Versuchsbeschreibung

Zum Nachweis der Stabilität bei Änderung der Nutzlast wird das Fahrzeug im Simulations-Experiment sukzessive beladen. Im Simulationsmodell von Fahrzeug und Beladung wird die Beladung entsprechend der in Abschnitt 4.1.2 beschriebenen Modellierung variiert. Hierdurch ändern sich die Massenparameter (Masse und Massenträgheitsmoment) des beladenen Fahrzeugs. Es wird hier die Beladung nach jeweils 20 Sekunden um 10 kg erhöht, bis eine Nutzlast von 200 kg erreicht ist. Die kinematischen und dynamischen Parameter des Fahrzeugs entsprechen denen des MicroCarrier-Versuchsträgers⁵. Die Parametrierung von festem und adaptiven Regler wurde hier derart vorgenommen, dass die Reglerverhalten bei unbeladenem Fahrzeug einander entsprechen.

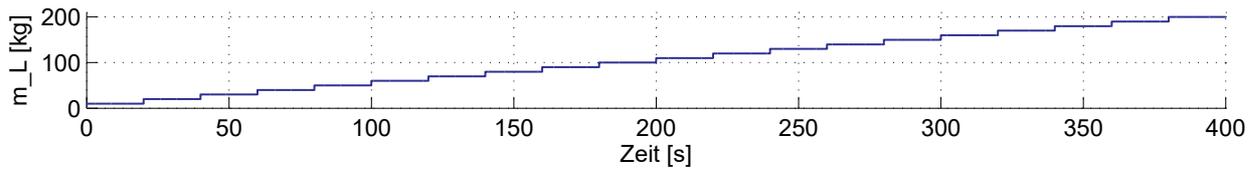
Ergebnisse

Abbildung 6.3 zeigt die Ergebnisse der Simulations-Experimente mit festem und parameteradaptivem Regler. Beide Antriebsregelungen agieren hier im Zusammenspiel mit der Zustandsschätzung mittels Kalman-Filter und kinematischer Adaptierung nach jedem Beladungswechsel. Während der feste Regler ab circa 100 kg Nutzlast instabil wird, bleibt der adaptive Regler bis 200 kg Nutzlast stabil. Jedoch nimmt auch die Abklingzeit des adaptiven Reglers mit zunehmender Beladung zu. Trotz der aufgetretenen Instabilität des festen, auf Zustandsrückführung basierenden Reglers bleibt anzumerken, dass dieser auffällig lang – bis das beladene Fahrzeug mehr als doppelt so viel wiegt wie das unbeladene Fahrzeug – Stabilität aufweist.

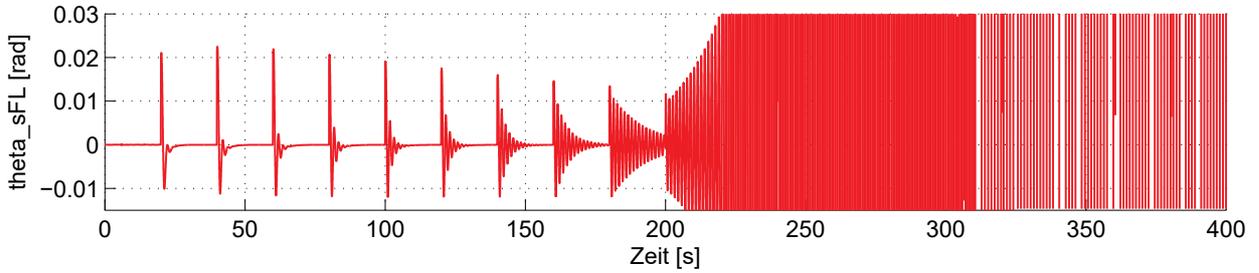
⁴Dieser Wert wurde im Forschungsprojekt FIDEUS vom Projektpartner Deutsche Post DHL als Zielgröße definiert, siehe auch Abschnitt 5.1.

⁵Real-Experimente mit Verwendung des Versuchsträgers wurden zu diesem Forschungsinhalt nicht unternommen, da dieser eine hierfür nicht ausreichende Antriebsleistung aufweist.

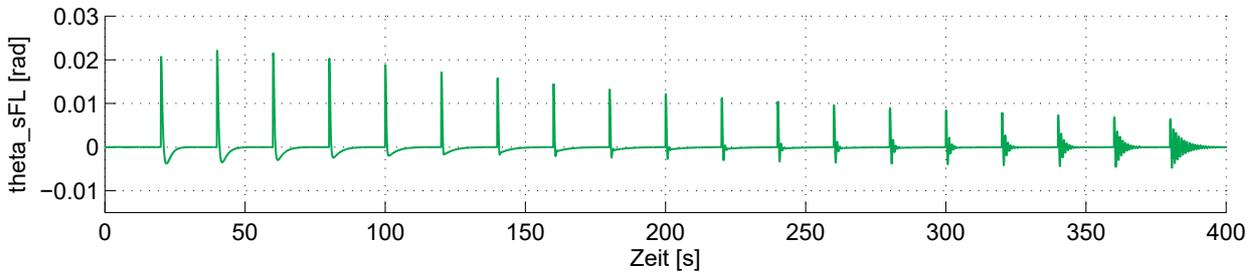
6.1 FAHRZEUGSTABILISIERUNG MIT ADAPTIERUNG NACH BELADUNGSWECHSEL



(a) Masse der sukzessive erhöhten Nutzlast



(b) Gesamtschwerpunktnickwinkel θ_{sFL} : Fester Regler (Zustandsrückführung), nur kinematische Adaptierung



(c) Gesamtschwerpunktnickwinkel θ_{sFL} : Parameteradaptiver Regler (Backstepping), kinematische und dynamische Adaptierung

Abbildung 6.3: Simulations-Experiment: Stabilisierung des Gesamtschwerpunktnickwinkels während sukzessiver Erhöhung der Nutzlast

6.2 Handgeführtes Manövrieren

6.2.1 Manövrier-Charakteristiken

Zielstellung

Zielstellung ist die Möglichkeit, als mitgehender Bediener das Fahrzeug einschließlich schwerer Nutzlast ohne Aufbringen hoher Bediener-Interaktionskräfte führen zu können, ohne hierzu Stelleinrichtungen zur Vorgabe von Geschwindigkeit oder Lenkwinkel betätigen zu müssen. Diese Zielstellung entspricht einem Manövrier-Verhalten, welches hinsichtlich Intuitivität dem Manövrieren einer herkömmlichen Stechkarre entspricht. Im Gegensatz zur herkömmlichen Stechkarre werden dabei jedoch die hohen Kräfte für Manövrieren (Vortrieb) und Stabilisieren von der geregelten Antriebsregelung aufgebracht.

Das Lösungskonzept beinhaltet zudem die Einstellbarkeit von zwei verschiedenen *Manövrier-Charakteristiken*. Diese Manövrier-Charakteristiken beschreiben verschiedene Bewegungsverhalten des Fahrzeugs in Relation zu den vom Bediener aufgebrachten Interaktionskräften:

1. *Bediener-Interaktionskraft relativ zu Geschwindigkeit*: Mit dieser Parametrisierung kommt das Fahrzeug nach Entfernen der Interaktionskraft automatisch zum Stillstand. Um das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit zu bewegen, wird eine konstante Kraft aufgebracht, deren Betrag proportional zur Geschwindigkeit ist.
2. *Bediener-Interaktionskraft relativ zu Beschleunigung*: Mit dieser Parametrisierung werden Interaktionskräfte nur zur Änderung der Geschwindigkeit aufgebracht. Nach Entfernen der Interaktionskraft behält das Fahrzeug die auf diese Weise zuletzt vom Bediener eingestellte Geschwindigkeit bei.

Versuchsaufbau und -beschreibung

Der Versuchsträger bietet mit seinem hohen Leergewicht von 82 kg eine ideale Basis, um das Führen eines schweren Fahrzeugs mit geringen Interaktionskräften zu demonstrieren und zu evaluieren. Zur Aufzeichnung von Messdaten (Bediener-Interaktionskräfte) wurde das Fahrzeug hierfür mit einem Kraftsensor ausgestattet (Abbildung 6.4). Der Sensor misst Kräfte in drei Raumrichtungen sowie Momente um drei Achsen. Die gemessene Kraft in Richtung ${}_2e_x$ entspricht der Summe der von beiden Händen zum translatorischen Manövrieren gleichgerichtet in Fahrtrichtung aufgebrachten Interaktionskräften $w_x = f_{Mr} + f_{MI}$. Dabei wird w_x unter Zuhilfenahme trigonometrischer Funktionen berechnet aus den gemessenen Kräften ${}_3e_x$ und ${}_3e_z$ sowie dem Fahrgestellnickwinkel ${}_2\theta_F$. Das Moment um ${}_2e_z$ entspricht dem zum rotatorischen Manövrieren aufgebrachten Moment $w_\psi = \frac{w_B}{2}(f_{Mr} - f_{MI})$. Es resultiert aus der Kraftdifferenz zwischen rechter und linker Interaktionskraft sowie der Griffweite. Dabei wird w_ψ unter Zuhilfenahme trigonometrischer Funktionen berechnet aus den gemessenen Momenten um ${}_3e_y$ und ${}_3e_z$ sowie dem Fahrgestellnickwinkel ${}_2\theta_F$.

6.2 HANDGEFÜHRTES MANÖVRIEREN

Das Fahrzeug wird durch den mitgehenden Bediener mit zwei verschiedenen Parametrierungen beziehungsweise Manövrier-Charakteristiken im ersten Versuch translatorisch und im zweiten Versuch rotatorisch bewegt.

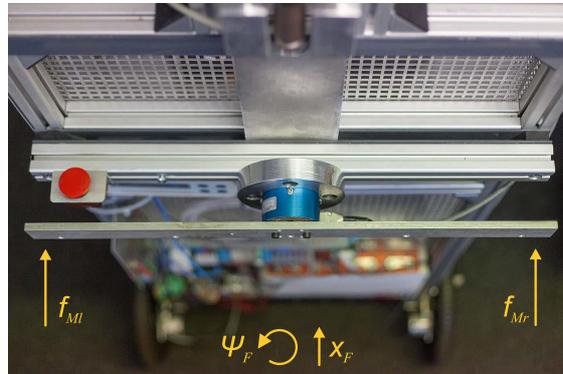


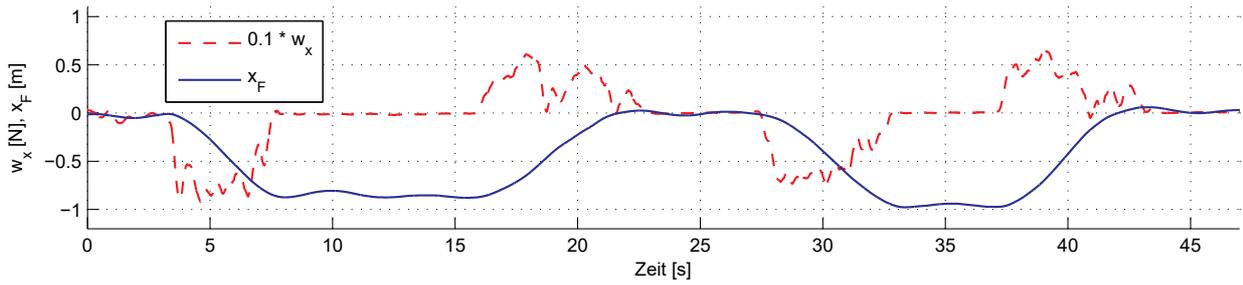
Abbildung 6.4: Am Versuchsfahrzeug für die Evaluation des Manövrierverhaltens montierter Kraftsensor

Während der Versuchsdurchführung balanciert das Fahrzeug selbstständig ohne Erforderlichkeit der Unterstützung durch den Bediener. Das Fahrzeug befindet sich zunächst im Stillstand. In den Versuchen zum translatorischen Manövrieren wird es dementsprechend bedient, dass es zunächst circa einen Meter nach hinten fährt und dort wieder zum Stillstand kommt. Nach kurzer Verweilzeit wird es anschließend dementsprechend bedient, dass es vorwärts in die Ausgangsposition zurück fährt und dort wiederum zum Stillstand kommt. Dieser Ablauf wird einige Male aufeinanderfolgend durchgeführt. Der Versuch zum rotatorischen Manövrieren verläuft entsprechend. Das Fahrzeug wird zunächst aus dem Stillstand um circa 90° ($\frac{1}{2}\pi$ rad) im Uhrzeigersinn manövriert, anschließend nach kurzem Stillstand zurück in die Ausgangsorientierung manövriert. Diese Bewegungsabfolge wird mehrmals aufeinanderfolgend ausgeführt.

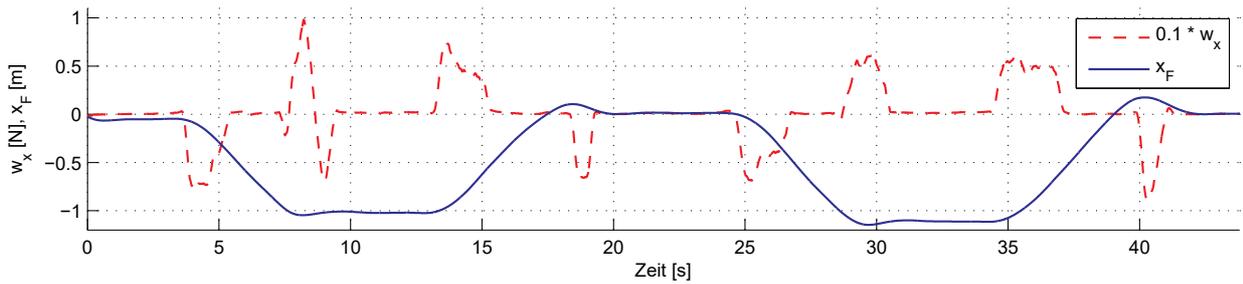
Ergebnisse

Qualitative Bewertung: Mit beiden Parametrisierungen lässt sich das Versuchsfahrzeug äußerst angenehm manövrieren. Die Bediener-Interaktionskräfte sind auch beim Ausführen dynamischer Bewegungen derart niedrig, dass das Führen nicht als anstrengend empfunden wird. Das Fahrzeug reagiert auf die aufgebrachten Kräfte in intuitiver Weise: Das Fahrzeug bewegt sich derart, dass es der Erwartung eines ungeübten Bedieners entspricht, sodass dieser daraus resultierend das Fahrzeug bereits ohne vorheriges Training zielgerichtet und sicher führen kann. Weiterhin balanciert das Fahrzeug trotz seiner hohen Manövrier-Sensitivität auch nach dem Aufbringen von hohen Stößen („grober“, „roher“ Umgang mit dem Fahrzeug) stabil.

Quantitative Bewertung: Die Messergebnisse zeigen mit beiden Parametrierungen beziehungsweise Manövrier-Charakteristiken die zuverlässige Funktionsweise des Fahrzeugs entsprechend den definierten Zielen. In den Abbildungen 6.5 und 6.6 sind die Zusammenhänge zwischen aufgebrachten Bediener-Interaktionskräften und Fahrzeugbewegungen deutlich erkennbar: Mit Manövrier-Charakteristik „Bediener-

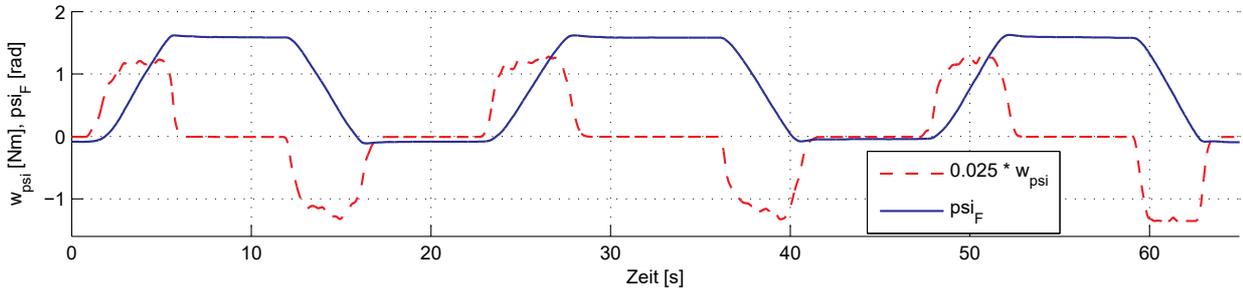


(a) Manövrier-Charakteristik „Bediener-Interaktionskraft relativ zu Geschwindigkeit“

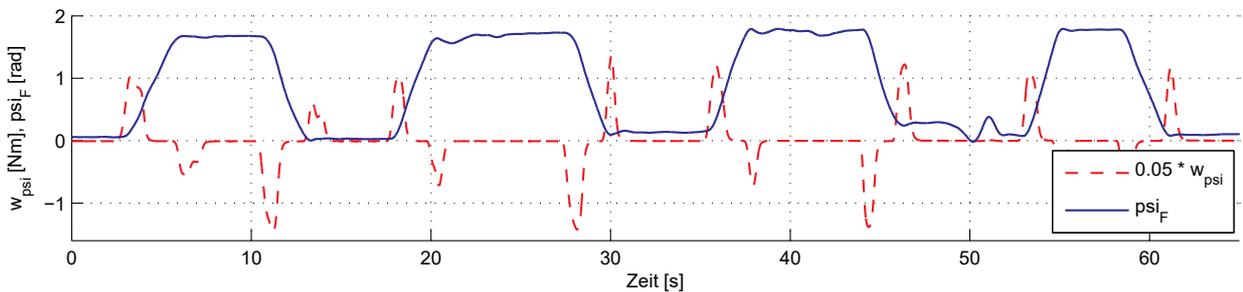


(b) Manövrier-Charakteristik „Bediener-Interaktionskraft relativ zu Beschleunigung“

Abbildung 6.5: Real-Experiment: Handgeführtes Manövrieren – translatorische Fahrzeugbewegung



(a) Manövrier-Charakteristik „Bediener-Interaktionskraft relativ zu Geschwindigkeit“



(b) Manövrier-Charakteristik „Bediener-Interaktionskraft relativ zu Beschleunigung“

Abbildung 6.6: Real-Experiment: Handgeführtes Manövrieren – rotatorische Fahrzeugbewegung

Interaktionskraft relativ zu Geschwindigkeit“ wird Interaktionskraft jeweils während der gesamten Positionsänderung des Fahrzeugs aufgebracht. Mit Entfernen der Bediener-Interaktionskraft kommt das Fahrzeug zum Stillstand. Mit Manövrier-Charakteristik

6.2 HANDGEFÜHRTES MANÖVRIEREN

„Bediener-Interaktionskraft relativ zu Beschleunigung“ setzt sich das Fahrzeug nach Aufbringen eines kurzen Interaktionskraft-Impulses in Bewegung und hält die Geschwindigkeit bis ein Interaktionskraft-Impuls in entgegengesetzter Richtung aufgebracht wird, durch den das Fahrzeug wieder zum Stillstand kommt. Beide Manövrier-Verhalten werden stabil und reproduzierbar für translatorische und rotatorische Bewegungen ausgeführt.

6.2.2 Manövrierverhalten bei wechselnder Beladung

Zielstellung

Aufgrund der mit veränderter Beladung variierenden dynamischen Parameter des beladenen Fahrzeugs ändert sich dessen Manövrier-Verhalten, sofern die Manövrier-Regelung sich nicht an die veränderten Parameter adaptiert. Ziel der adaptiven Manövrier-Regelung ist daher sich gleichendes Manövrier-Verhalten bei verschiedenen Beladungs-Zuständen.

Versuchsbeschreibung

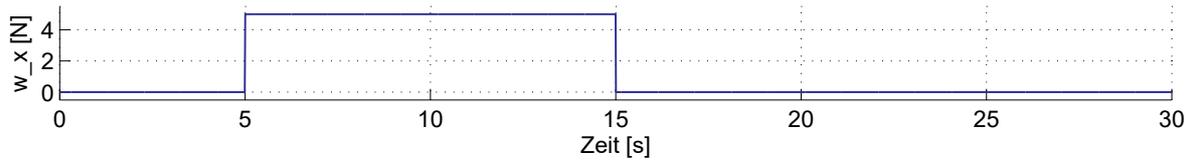
Im Simulationsmodell von Fahrzeug und Beladung wird die Beladung entsprechend der in Abschnitt 4.1.2 beschriebenen Modellierung variiert. Hierdurch ändern sich die Massenparameter (Masse und Massenträgheitsmoment) des beladenen Fahrzeugs. Die Simulation wird mit identischen Bediener-Interaktionskräften durchgeführt. Verglichen werden die Ergebnisse von unbeladenem und beladenem Fahrzeug. Als Vergleich zum parameteradaptiven Regler werden die Versuche mit dem festen Manövrier-Regler durchgeführt. Die hier untersuchte Manövrier-Charakteristik ist „Bediener-Interaktionskraft relativ zu Geschwindigkeit“, da sie die resultierenden Unterschiede und Übereinstimmungen im Manövrier-Verhalten am deutlichsten sichtbar macht.

Zum Zwecke der optimalen Vergleichbarkeit ist der adaptive Regler hier dementsprechend parametrisiert, dass das Manövrierverhalten im unbeladenen Zustand mit dem festen Regler übereinstimmt (betreffend zeitlichem Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit in Relation zur Bediener-Interaktionskraft). Zustandsschätzung ist während der Durchführung dieser Versuche nicht aktiviert („Manövrier-Modus“)⁶.

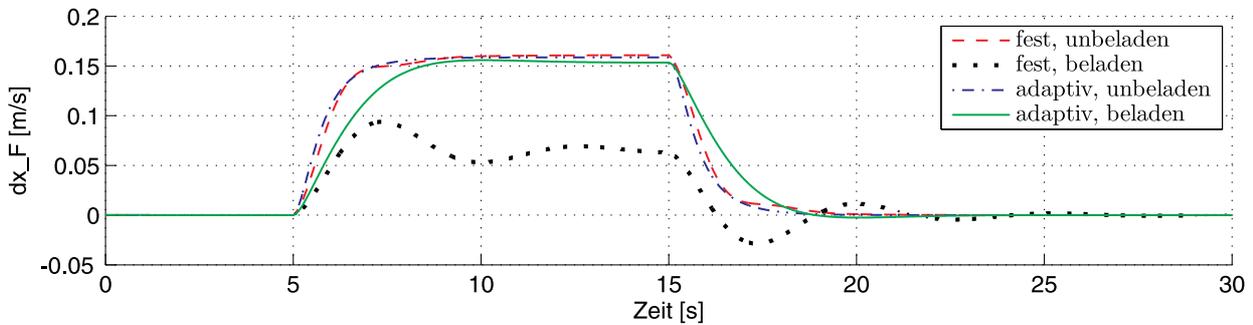
Ergebnisse

Abbildung 6.7 zeigt das Ergebnis der Untersuchung. Die Graphen zeigen das Manövrierverhalten ohne Zuladung sowie mit 50 kg Zuladung, jeweils mit adaptivem und festem Manövrier-Regler. Die Bediener-Interaktionskraft wird hier in Form einer Rechteckkurve simuliert, wodurch ein 10 Sekunden lang mit konstanter Kraft von 5 Nm in translatorischer Fahrtrichtung gegen das Fahrzeug drückender Bediener simuliert wird.

⁶siehe Abschnitt 4.3.2



(a) Translatorische Bediener-Interaktionskraft



(b) Translatorische Fahrzeuggeschwindigkeit

Abbildung 6.7: Simulations-Experiment: Manövrierverhalten bei verschiedenen Beladungssituationen – unbeladenes sowie mit Nutzlast (50 kg) beladenes Fahrzeug, parameteradaptiver und fester Manövrier-Regler

Der adaptive Manövrier-Regler weist bei beladenem und unbeladenem Fahrzeug nur geringfügig variierende Manövrier-Charakteristiken auf. Der feste Manövrier-Regler hingegen zeigt deutlich abweichendes Manövrier-Verhalten bei beladenem und unbeladenem Fahrzeug.

6.3 Ökonomische Umsetzbarkeit des Lösungskonzepts

Zielstellung

Zielstellung ist die Umsetzbarkeit des Lösungskonzepts mit Erforderlichkeit der Verwendung möglichst weniger und einfacher elektronischer und mechanischer Komponenten, um die Herstellungskosten des Fahrzeugs marktgerecht gestalten zu können. Diese Zielsetzung wurde formuliert im Hinblick auf den hohen Kostendruck im primären Anwendungsfeld des Fahrzeugkonzepts, der innerstädtischen Feinverteilung von Paketsendungen durch KEP-Dienstleister.

Ergebnis

Um die ökonomische Zielsetzung der Forschungsfrage zu erfüllen, wurde dem möglichen Verzicht auf kostenintensive Komponenten zur Realisierung der anwendungsspezifischen Zielsetzungen hohe Relevanz beigemessen. Grundsätzlich wurde der Ansatz verfolgt, mechanische und elektronische Komponenten nach Möglichkeit durch geeignete Software-Komponenten zu ersetzen, da diese bei einer späteren kommerziellen Umset-

6.3 ÖKONOMISCHE UMSETZBARKEIT DES LÖSUNGSKONZEPTS

zung des Lösungskonzepts beliebig oft ohne zusätzlichen finanziellen Aufwand reproduziert werden können.

Grundsätzlich bestehen Vertreter der neuen Fahrzeuggattung neben der mechanischen Struktur des Fahrzeugs (Fahrgestell und Räder) aus Sensoren, Aktoren, dem Energiespeicher und Computer-Hardware. Letztere ist mittlerweile mit hoher Leistungsfähigkeit zu geringen Kosten verfügbar. Die Aktorik bietet im vorliegenden Fall nur ein eingeschränktes Potential für Kosteneinsparungen, da ihre Kennwerte (Leistung (Drehmoment, Geschwindigkeit), Bauform) durch die Leistungsdaten der jeweiligen Ausführung des Fahrzeugs determiniert sind.

Dementsprechend lag ein Schwerpunkt bei der Entwicklung des Lösungskonzepts neben Gewährleistung sicherer und einfacher Anwendbarkeit des Fahrzeugs auf der Entwicklung von softwaretechnischen Lösungen, die mit möglichst geringem sensorischen Aufwand funktionsfähig sind. Da das Fahrzeugkonzept insgesamt mit recht geringen Kosten produzierbar ist, würde insbesondere die Verwendung leistungsfähiger und robuster (Kraft-) Sensoren die Herstellungskosten maßgeblich erhöhen. Entsprechende Potentiale zur Kostenreduktion bestanden sowohl bei der Entwicklung des Lösungskonzepts für das Stabilisieren des Fahrzeugs als auch bei der Entwicklung des Lösungskonzepts für das Manövrieren.

Im Rahmen der Entwicklung des Lösungskonzepts für das Stabilisieren des Fahrzeugs war ein möglicher Lösungsansatz die Bestimmung des variablen Beladungsgewichts und -schwerpunkts durch geeignete Kraftsensorik. Für die erforderliche zweidimensionale Determinierung der Schwerpunktposition wären drei an separaten Montagepunkten positionierte eindimensionale Sensoren mit jeweils aufwendiger mechanischer Umgebungs-konstruktion erforderlich gewesen. Diese hätten sowohl eine präzise Messung als auch hohe Robustheit aufweisen müssen. Hohe Robustheit spielt für die vorliegende Anwendung eine relevante Rolle, da im regulären Alltagsbetrieb mit grobem Umgang auch mit schwerem Transportgut zu rechnen ist, wodurch auf die Ladefläche entsprechend hohe Kraftimpulse wirken. Im Lösungskonzept wurden anstatt einer sensorbasierten Lösung geeignete Schätz-Algorithmen vorgesehen, welche keinerlei sensorische Information hinsichtlich Beladungsgewicht und dessen Schwerpunkt erfordern. Bei diesen Schätzalgorithmen handelt es sich zum einen um eine Zustandsgrößenschätzung zur Bestimmung des gemeinsamen Schwerpunktnickwinkels von Fahrgestell und Beladung zum Zwecke der kinematischen Adaptierung der Antriebsregelung, und zum anderen um eine Parameterschätzung zur Adaptierung der Antriebsregelung an die veränderlichen dynamischen Parameter.

Im Rahmen der Entwicklung des Lösungskonzepts für das handgeführte Manövrieren des Fahrzeugs durch einen mitgehenden Bediener wäre eine Möglichkeit die Bestimmung der vom Bediener auf das Fahrgestell aufgebrachten Interaktionskräfte mittels zwei eindimensionaler Sensoren gewesen (zwei Kraftsensoren oder ein Kraft- und ein Momentensensor). Auch hier wären sowohl präzise als auch robuste Sensoren erforderlich gewesen, da das Fahrzeug einerseits komfortabel basierend auf sehr geringen Kon-

taktkräften manövriert wird, andererseits im regulären Alltagseinsatz mit grober Handhabung des Fahrzeugs gerechnet werden muss. Daher wurde anstatt einer auf Sensorsignalen basierenden Kraftregelung (Admittanzregelung) eine Lösung entwickelt, welche zur kraftbasierten Antriebsregelung die inhärente Systemdynamik des Fahrzeugs nutzbar macht. Bei diesem Admittanzdisplay bestimmt die Antriebsregelung die Fahrzeugbewegung basierend auf der direkt aus der Kraftereinwirkung des Bedieners auf das Fahrgestell resultierenden Änderung von Zustandsgrößen. Algorithmen für die Adaptierung an die veränderlichen dynamischen Parameter des veränderlich beladenen Fahrzeugs ermöglichen dabei gleichbleibende Manövrier-Charakteristiken bei variierender Beladung. Durch dieses gleichbleibende Manövrier-Verhalten bei verschiedenen Beladungszuständen ist das Verhalten des Fahrzeugs für den Bediener vorhersehbar und damit sicher und komfortabel. Ein weiterer anwendungsspezifischer Vorteil dieser ökonomischen Lösung ist die Möglichkeit, das Fahrzeug nicht nur durch Greifen hierfür vorgesehener Handgriffe zu manövrieren, sondern durch Aufbringen von Bediener-Interaktionskräften an beliebigen Positionen des Fahrgestells. Hieraus resultiert eine verbesserte Handhabbarkeit des Fahrzeugs insbesondere beim Betrieb in beengten Räumlichkeiten.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Die neue Gattung *einachsiger, elektrisch angetriebener Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge* vereint die Vorteile mehrerer bisher verfügbarer Gütertransportmittel-Gattungen miteinander. Intuitives Manövrieren mit minimalem Flächenbedarf ist bisher mit einachsigen, passiven Stechkarren (Sackkarren ohne eigenes Antriebssystem) möglich. Der Transport hoher Lasten mit sehr geringem Kraftaufwand des Bedieners ist bisher mit mehrachsigen, elektrisch angetriebenen Mitgänger-Fahrzeugen möglich.

Der Betrieb der neuen Gütertransportfahrzeug-Gattung erfordert eine spezielle Antriebsregelung. Die Entwicklung entsprechender Algorithmen ist Inhalt des Lösungskonzepts der vorliegenden Arbeit.

Die Forschungsfrage der Arbeit¹ definiert hierzu drei *anwendungsspezifische und ökonomische Anforderungen* an das Lösungskonzept:

1. Befreiung des Bedieners von Kraftaufwand für das Stabilisieren (Balancieren) des Fahrzeugs,
2. intuitive Manövrierbarkeit des Fahrzeugs ohne hohen Kraftaufwand des mitgehenden Bedieners,
3. Umsetzbarkeit des Lösungskonzepts mit möglichst geringem finanziellen Aufwand, um die ökonomische Herstellung des Fahrzeugs zu ermöglichen.

Die Erfüllung dieser Anforderungen eröffnet neue Anwendungsfelder für den Einsatz handgeführter Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge, denn die neue Transportmittelgattung ermöglicht *platzsparenden und wendigen Transport hoher Lasten mit geringem physischen Aufwand des Bedieners* und ist für den *Betrieb im Freien sowie in Gebäuden* geeignet.

Erster Vertreter der Fahrzeuggattung ist das „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV)². Dieses neue Fahrzeugsystem wurde für die Feinverteilung von Paketsendungen in innerstädtischen Gebieten im Rahmen eines innovativen Logistikkonzepts³ entwickelt. Ziel des neuen Logistikkonzepts ist die Abkehr von der Verwendung großvolumiger Transporter für die innerstädtische Feinverteilung und deren Ersatz durch kompakte Trans-

¹siehe Abschnitt 1.3

²siehe Abschnitt 5.1

³siehe Abschnitt 1.1.2

portmittel mit geringer Spurbreite. Das neue Logistikkonzept bietet das Potential, in diesem Marktsegment zahlreiche verkehrliche, ökologische und ökonomische Herausforderungen zu adressieren.

Die zur generischen Anwendung auf die neue Fahrzeuggattung gestalteten Inhalte des Lösungskonzepts wurden theoretisch und praktisch am Beispiel des „MicroCarrier Urban Vehicle“ implementiert, erprobt und evaluiert. Basis für die hardwareseitige Implementierung und real-experimentelle Evaluation des Lösungskonzepts war der Versuchsträger des „MicroCarrier Urban Vehicle“. Die Hardware des Versuchsträgers stand als Ausgangsbasis für die Implementierung des Softwareframeworks sowie der Regel- und Schätz-Algorithmen im Rahmen dieser Arbeit zu Verfügung.

Die theoretische und praktische Implementierung des Lösungskonzepts sowie dessen Evaluation mittels Simulations- und Real-Experimenten ermöglichen die *positive Beantwortung der Forschungsfrage dieser Arbeit*. Demnach wurde ein Lösungskonzept entwickelt, welches mit geringem sensorischen Aufwand intuitives Manövrieren ermöglicht, wobei der Bediener von Kraftaufwand für Vortrieb und Stabilisierung des Fahrzeugs entlastet wird. Die elektrischen Antriebe eines einachsigen Fahrzeugs mit veränderlicher Nutzlast werden derart geregelt, dass der Bediener, auch während der Adaptierung nach Beladungswechseln, keinen Beitrag zur Stabilisierung des Fahrzeugs leisten muss. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs wird auf Basis sehr geringer, auf das Fahrgestell aufgebrachtener Bediener-Interaktionskräfte beladungsadaptiv geregelt. Hierdurch wird Manövrieren entsprechend der intuitiven Bedienung einer herkömmlichen, passiven Stechkarre, also ohne Erforderlichkeit der Bedienung von Stelleinrichtungen zur Vorgabe von Geschwindigkeit und Fahrtrichtung, ermöglicht.

Durch das neue Fahrzeugkonzept werden intuitives und platzsparendes Manövrieren mit der Möglichkeit des Transports schwerer Lasten mit sehr geringem Kraftaufwand des mitgehenden Bedieners miteinander kombiniert, woraus neue Möglichkeiten für die Anwendung einachsiger Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge resultieren.

Die in der Forschungsfrage definierten anwendungsspezifischen und ökonomischen Anforderungen resultieren in *drei sukzessive aufeinander aufbauenden technischen Forschungsschwerpunkten* des Lösungskonzepts, zu denen drei separate, *technische Teil-Forschungsfragen* formuliert wurden⁴:

1. vollständiges **Modellieren** einachsiger Mitgänger-Gütertransportfahrzeuge in Form von für die numerische Implementierung geeigneten Gleichungen, mit Einbeziehung aller relevanten internen und externen Einflüsse sowie mit der Möglichkeit der Abbildung aller für den Alltagsbetrieb relevanten Bewegungsfälle,
2. automatisches **Stabilisieren** mit kinematischer und dynamischer Adaptierung an wechselnde Beladung und ohne Erforderlichkeit der Unterstützung durch die Bedienperson,

⁴siehe Abschnitt 3.2

7.1 ZUSAMMENFASSUNG

3. intuitives und sicheres handgeführtes **Manövrieren** durch den mitgehenden Bediener, ohne Aufbringen hoher Bediener-Interaktionskräfte auch bei hoher Nutzlast.

Die folgenden Absätze stellen Zusammenfassungen der *Ziele, Anforderungen, Methoden und Ergebnisse dieser drei technischen Forschungsschwerpunkte* des Lösungskonzepts dar.

Modellieren

Das Modellieren einachsiger Fahrzeuge beziehungsweise Roboter gestaltet sich beträchtlich umfangreicher als das Modellieren des ihrem kinematisch-dynamischen Konzept zugrundeliegenden, schlittenbasierten inversen Pendels. Primär ausschlaggebend hierfür ist insbesondere die zusätzliche dynamische Kopplung zwischen Rädern und Fahrgestell, über welche die für Stabilisieren und Manövrieren auf den Untergrund übertragende Antriebskraft in Form eines Drehmoments entsprechend „Actio = Reactio“ auf das Fahrgestell wirkt. Für die regelungstechnischen Forschungs- und Entwicklungsarbeiten, mit dem Ziel der Stabilisierung und des handgeführten Manövrierens, ist zudem eine Modellierung erforderlich, welche externe Bediener-Interaktionskräfte, variable Nutzlast, und im Rahmen aufbauender Arbeiten Bodenkontaktkräfte an Steigungen und Stufen, einschließt. Des Weiteren müssen die Freiheitsgrade aller praxisgerechten Bewegungsfälle berücksichtigt werden. Bei üblichen Vorgehensweisen resultieren umfangreiche und damit unübersichtliche Bewegungsgleichungen. Diese sind für die Formulierung in eine für die Entkopplung, Linearisierung und numerische Implementierung der Schätz- und Regelalgorithmen in Simulationen und Steuerungen geeignete Form, auch unter Verwendung von Softwarewerkzeugen, nicht geeignet⁵.

Das entwickelte Lösungskonzept ermöglicht das vollständige Modellieren mit reduzierter Modellkomplexität. Für die dynamische Modellierung wurde hierzu das Newton-Euler-Verfahren aus vier für die Beschreibung nicht-holonomer Systeme geeigneten Verfahren der analytischen Mechanik ausgewählt. Anstatt auf Energiebeziehungen basiert es auf der direkten Analyse der – bei der vorliegenden Anwendung im Vordergrund stehenden – Kräftebeziehungen. Das Konzept umfasst zunächst die Definition der vollständigen kinematischen Beziehungen und dynamischen Gleichgewichtsbedingungen aller Glieder unter Berücksichtigung aller Freiheitsgrade. Die weiteren Konzeptschritte basieren auf der Definition anwendungsspezifischer Bewegungsfälle mit reduzierten Freiheitsgraden. Weiterhin wird das Fahrzeugsystem in virtuelle Subsysteme für seine translatorische und rotatorische Bewegung entkoppelt. Die aufbauende Antriebsregelung regelt entsprechend entkoppelt die Bewegungen der einzelnen Subsysteme. Das Ableiten der für die Implementierung benötigten, entkoppelten und linearisierten Bewegungsgleichungen geschieht schließlich in übersichtlicher Form bezogen auf die anwendungsspezifischen Bewegungsfälle in den einzelnen Subsystemen mit jeweils reduzierten Freiheitsgraden.

⁵siehe Abschnitt 2.1.5

Es resultieren Bewegungsgleichungen, mit denen, ohne relevante Einschränkungen der Modellierungsgenauigkeit, die Anwendbarkeit auf in der alltäglichen Verwendung der Fahrzeuggattung auftretende Bewegungsfälle gegeben ist, wobei diese in einer übersichtlichen und für die numerische Implementierung geeigneten Formulierung vorliegen.

Stabilisieren

Einachsige Fahrzeuge lassen sich maßgeblich klassifizieren in Fahrzeuge ohne Nutzlast, Fahrzeuge für den Personentransport sowie Fahrzeuge für den Gütertransport. Diese drei Anwendungen stellen bezüglich der Stabilisierung von Nickwinkel sowie translatorischer und rotatorischer Fahrzeugbewegung sich deutlich voneinander unterscheidende Anforderungen an die Antriebsregelung.

Bei einachsigen Fahrzeugen ohne Nutzlast oder für den Personentransport ist das Regelungsziel für die Fahrzeugstabilisierung die Positionierung des Fahrgestell-Schwerpunkts vertikal über der Antriebsachse. Beim einachsigen Personentransportfahrzeug weicht der Fahrgestellnickwinkel zwecks Manövrieren durch Vor- oder Zurücklehnen der auf dem Fahrzeug befindlichen Person kurzzeitig von Null ab, durch entsprechendes Beschleunigen der Antriebsräder wird dann der Fahrgestellnickwinkel zurück zu Null reguliert. Die Position des Fahrgestell-Schwerpunkts ist in Bezug zum Fahrgestell konstant und daher relativ einfach messtechnisch erfassbar.

Beim einachsigen Gütertransportfahrzeug hingegen ist nicht die Regelung des Fahrgestellnickwinkels zu Null erforderlich, sondern die des Gesamtschwerpunktnickwinkels von Fahrgestell *und* Beladung. Mit Applikation der Antriebsregelung eines einachsigen Personentransportfahrzeugs würde das Gütertransportfahrzeug nach einer Beladungsänderung unerwünscht translatorisch beschleunigen⁶. Der ausschlaggebende Gesamtschwerpunkt von Fahrgestell *und* Beladung verändert seine Position in Relation zum Fahrgestell mit jeder Beladungsänderung sprunghaft. Hieraus resultieren drei elementare technische Problemstellungen: (a) Der Gesamtschwerpunktnickwinkel kann nicht wie bei einachsigen Fahrzeugen ohne Nutzlast oder für den Personentransport unmittelbar durch am Fahrgestell montierte Sensoren erfasst werden, (b) um den Gesamtschwerpunktnickwinkel nach einer Beladungsänderung zurück zu Null zu regeln, muss die Fahrgestellorientierung⁷ kinematisch adaptiert werden, und (c) bei hohen Beladungsänderungen wie beim Einsatz im primär betrachteten Anwendungsfeld⁸ ist zudem eine Adaptierung an veränderliche Massenparameter erforderlich, um Stabilität und gleichbleibendes Fahrzeugverhalten zu gewährleisten.

Ausgangspunkt der Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten war zunächst der Entwurf eines festen Reglers basierend auf sechsdimensionaler Zustandsrückführung. Neben den hervorragenden Eigenschaften der Regelung im Zustandsraum hinsichtlich Dynamik

⁶siehe Abschnitte 2.2.1 und 2.2.2

⁷beziehungsweise die Fahrgestellkonfiguration bei translatorischer Regulierung, siehe Abbildung 2.4

⁸Im Rahmen der Entwicklung des „MicroCarrier Urban Vehicle“ (MCUV) wurde vom Projektpartner Deutsche Post DHL eine erforderliche Zuladung von 200 kg spezifiziert.

7.1 ZUSAMMENFASSUNG

und Stabilität bietet diese bei der vorliegenden Aufgabenstellung, insbesondere durch ihre umfangreichen Parametrierungsmöglichkeiten bei der Entwicklung der auf die stabilisierende Regelung aufbauende Manövrier-Regelung, große Vorteile: Die Reaktionen des Reglers auf Abweichungen von Nickwinkel und Nickwinkelgeschwindigkeit sowie translatorischer und rotatorischer Fahrzeugposition und -geschwindigkeit sind gezielt separat parametrierbar, wodurch sich das Stabilisier- und Fahrverhalten des Fahrzeugs gezielt an die Bedürfnisse von Anwendungsfall und Bediener anpassen lässt.

Zur Bestimmung des durch Beladungsänderung sprunghaft veränderlichen Gesamtschwerpunktnickwinkels wurden zunächst verschiedene Lösungsansätze entwickelt, untersucht und bewertet. Hierbei war neben Stabilität und Leistungsfähigkeit auch die ökonomische Realisierbarkeit ein Bewertungskriterium. Zur Schätzung des Gesamtschwerpunktnickwinkels wurde der sechsdimensionale Zustandsregler um ein Kalman-Filter erweitert. Zur messtechnischen Erfassung der weiteren fünf Zustandsgrößen dienen am Fahrgestell montierte Sensoren. Diese sind Inkrementalgeber an den Antrieben zur Erfassung von translatorischer und rotatorischer Fahrzeugposition und -geschwindigkeit, sowie ein Gyroskop und Beschleunigungssensoren, aus deren Signalen die Nickwinkelgeschwindigkeit mittels Sensorfusion berechnet wird.

Herausforderung bei der Anpassung des Kalman-Filters an diese Anwendung war dessen Parametrierung derart, dass die sprunghafte Änderung einer Zustandsgröße (Gesamtschwerpunktnickwinkel) möglichst schnell und stabil geschätzt wird, obgleich sich der Sprung nicht direkt in den weiteren, messbaren Größen widerspiegelt. Erst der zeitlich anschließende Verlauf der messbaren Zustandsgrößen zeigt die zurückliegende sprunghafte Abweichung der zu schätzenden Größe.

Die basierend auf der Zustandsschätzung ausgeführte kinematischen Adaptierung – die Adaptierung der quasi-stabilen Orientierung des Fahrgestells an die neue Beladungssituation – geschieht durch eine kurzzeitige, gleichgerichtete Beschleunigung beider Antriebsräder, und, falls diese Adaption zu einer relevanten Positionsänderung geführt hat, anschließende Rückführung des Fahrzeugs in die translatorische Ausgangsposition. Damit ermöglicht das Konzept die automatische Adaptierung der Fahrgestellorientierung an die veränderte Beladungssituation ohne Unterstützung durch den Bediener.

Die Gesamtmasse von Fahrgestell und Nutzlast kann je nach Ausführung des Fahrzeugs beträchtlich variieren. Daher wurde ein parameteradaptiver Regelansatz in das Konzept einbezogen. Dieser gewährleistet Stabilität bei allen Beladungszuständen sowie möglichst gering variierendes Ausregelverhalten. Durch ein zwar stabiles, aber bei verschiedenen Beladungszuständen stark variierendes Ausregelverhalten, wie es mit einem robusten Regelansatz realisierbar wäre, könnte die Bedienperson irritiert werden. Mittels des in das Lösungskonzept integrierten backstepping-basierten Ansatzes werden die Nickwinkel und Nickwinkelgeschwindigkeit zugeordneten Reglerkoeffizienten an die veränderte Beladungssituation adaptiert.

Diese Antriebsregelung ermöglicht damit das Stabilisieren einachsiger Gütertransportfahrzeuge mit der Adaptierung an veränderte kinematische und dynamische Parameter nach Beladungsänderungen, ohne dass hierfür eine Unterstützung durch die Bedienperson erforderlich ist.

Manövrieren

Zum Manövrieren – der Definition translatorischer und rotatorischer Fahrzeugbewegung – durch einen mitgehenden Bediener stehen zunächst zahlreiche Methoden zur Auswahl. Diese gliedern sich in erster Linie in Methoden mit und ohne direkten physischen Kontakt zwischen Bediener und Fahrzeug. Manövrieren ohne physischen Kontakt geschieht beispielsweise durch Bedienen einer durch die Bedienperson getragenen Stelleinrichtung (Joystick) oder durch visuelle oder auditive Befehle. Manövrieren mit physikalischem Kontakt zwischen Bedienperson und Fahrzeug ist charakterisiert durch das direkte Berühren des Fahrgestells, wie es auch bei einer herkömmlichen passiven Stechkarre (Sackkarre) der Fall ist. Erforderlich ist neben der Übertragung der Stellgröße vom Bediener zum Fahrzeug auch die Rückmeldung (Feedback) bezüglich der tatsächlichen Fahrzeugbewegung vom Fahrzeug zum Bediener. Allen Modalitäten ohne direkten physischen Kontakt ist gemein, dass diese für das Feedback einen zweiten sensorischen Kanal erfordern – das Fahrzeug muss während des Manövrierens visuell beobachtet werden. Diese Art des Feedbacks bedeutet für den Bediener zusätzlichen Aufwand und birgt Sicherheitsrisiken durch etwaige Unachtsamkeit. Primär aus diesem Grund wurde als Basis für das Manövrierkonzept der direkte physische Kontakt zwischen Bediener und Fahrzeug als optimale Modalität identifiziert. Ein weiterer Vorteil ist hierbei die von der herkömmlichen Stechkarre gewohnte, vollkommen intuitive Bedienung (insbesondere müssen keine Gesten oder Befehle durch entsprechendes Training eingeübt werden).

Für das Manövrieren mit direktem physischen Kontakt bestehen verschiedene Möglichkeiten für die Vorgabe der Soll-Geschwindigkeiten. Möglich ist die Bedienung von am Fahrzeug montierten Stellhebeln, eine herkömmliche Kraftregelung basierend auf geschätzten oder gemessenen Bediener-Interaktionskräften, oder eine spezielle Art der Kraftregelung mittels Nutzung der inhärenten Systemdynamik des einachsigen, statisch unterbestimmten Fahrzeugs. Hierbei reagiert das Fahrzeug als haptisches Display auf die Bediener-Interaktionskräfte, welche direkten Einfluss auf mehrere Zustandsgrößen (Nickwinkel, Nickwinkelgeschwindigkeit) ausüben, mit einer über die Manövrierregelung definierten Manövrier-Charakteristik. Die Auswahl dieser Methode begründen insbesondere zwei generelle Vorteile: die wirtschaftliche Realisierbarkeit ohne Erforderlichkeit der Verwendung von Kraftsensorik, sowie die Möglichkeit, das Fahrzeug durch Berühren an einer beliebigen Position des Fahrgestells zu manövrieren, was besonders in beengten Platzverhältnissen von Vorteil ist. Die Bedienung von Stellhebeln wurde ausgeschlossen, da diese der geforderten intuitiven Bedienbarkeit widerspricht.

Um das Manövrier-Verhalten an verschiedene Vorlieben des Bedienenden sowie an die Ansprüche verschiedener Anwendungsszenarien anpassen zu können, wurden

7.2 AUSBLICK

zwei verschiedene Manövrier-Charakteristiken realisiert. Die Charakteristik „Bediener-Interaktionskraft relativ zu Geschwindigkeit“ regelt die translatorische und rotatorische Fahrzeuggeschwindigkeit relativ zu den aufgebrachtten Bediener-Interaktionskräften: Zeitlich konstante Interaktionskräfte resultieren in konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit, wobei das Verhältnis zwischen Interaktionskräften und Fahrzeuggeschwindigkeiten einstellbar ist. Mit der Charakteristik „Bediener-Interaktionskraft relativ zu Beschleunigung“ genügt eine geringe, kurzzeitig aufgebrauchte Druck- oder Zugkraft, um das Fahrzeug in Bewegung zu setzen, wobei es seine Geschwindigkeit nach Entfernen der Interaktionskraft beibehält. Eine entsprechend entgegengesetzt gerichtete Interaktionskraft bringt das Fahrzeug zum Stillstand.

Mit fehlender Adaptierung der Manövrier-Regelung an veränderliche Beladung würde ein stark vom Beladungszustand abhängiges Manövrier-Verhalten resultieren. Hierdurch würden Bedienkomfort und Sicherheit vermindert, da die Reaktion des Fahrzeugs auf die Bediener-Interaktionskräfte nicht intuitiv vorhersehbar wäre. Aus diesen Gründen wurde ein auf dem parameteradaptiven Regler für die Fahrzeugstabilisierung basierender, adaptiver Manövrier-Regler entwickelt. Ausgehend von den geschätzten Parametern des stabilisierenden Reglers werden hierbei die Reglerkoeffizienten der Manövrier-Reglers adaptiert, sodass beladungsunabhängige Eigenschaften des Manövrier-Verhaltens erzielt werden.

Damit ermöglicht die Manövrier-Regelung das intuitive Manövrieren entsprechend einer herkömmlichen passiven Stechkarre, jedoch mit der Möglichkeit der Einstellung verschiedener Manövrier-Charakteristiken, sowie mit nur minimalem Kraftaufwand und erhöhter Sicherheit auch bei sehr hoher Beladung, da die Energie für Vortrieb und automatisches Stabilisieren durch die geregelten Antriebe bereitgestellt wird.

7.2 Ausblick

Zukünftige Anwendungen

Das primär betrachtete Anwendungsfeld der Forschungs- und Entwicklungsinhalte ist die innerstädtische KEP-Logistik. Die Möglichkeit, hohe Lasten mittels eines handgeführten Gütertransportfahrzeugs mit geringer Spurbreite, welches zudem für den Einsatz innerhalb von Gebäuden geeignet ist, zu verteilen, bietet hohes Potenzial zur Reduktion oder Eliminierung zahlreicher, heute mit der Feinverteilung von Paketsendungen verbundener Probleme⁹.

Im Rahmen des Zukunftsprojekts „Industrie 4.0“ innerhalb der Hightech-Strategie der deutschen Bundesregierung ist ein weiteres, hoch relevantes Anwendungsfeld der Einsatz der neuen Fahrzeuggattung als Transport- und Lagersystem (Cyber-physisches System) für die flexible Produktion, welches sowohl automatisch navigierend als auch von

⁹siehe Abschnitt 1.1.2

Produktionsmitarbeitern handgeführt manövriert betrieben werden kann. Damit können Strecken zwischen Produktionseinheiten automatisch navigierend zurückgelegt werden, während die Navigation am Arbeitsplatz handgeführt durch den Mitarbeiter ausgeführt werden kann, wobei die Vorteile des Systems – intuitives Manövrieren mit sehr geringem Flächenbedarf und sehr geringen Manövier-Interaktionskräften auch bei hoher Beladung – zum Tragen kommen.

Weitere Anwendungsfelder existieren im Privatkundenbereich. Ein derartiges Anwendungsfeld ist die Verwendung einer hinsichtlich Abmessungen und Transportleistung herunterskalierten Variante des Fahrzeugs beispielsweise für Senioren als Transportmittel für Einkäufe. Auch hier sind die Vorteile der neuen Fahrzeuggattung relevant: intuitive Bedienbarkeit, platzsparender Betrieb, geringe Manövier-Interaktionskräfte auch bei hoher Beladung und Möglichkeit des Betriebs innerhalb und außerhalb von Gebäuden. Eine weitere Anwendung für Privatpersonen sind hochpreisige Prestigeobjekte wie beispielsweise Golf-Trolleys, da der Betrieb dieser Fahrzeuggattung durch das automatische Balancieren und das Manövrieren basierend auf minimaler Interaktionskraft eine futuristische und damit beeindruckende Wirkung auf Zuschauer ausübt.

Grundsätzlich ideal geeignet sind alle Anwendungen, bei denen intuitives und platzsparendes Manövrieren mit auch bei hoher Beladung sehr geringen Bediener-Interaktionskräften, sowie die Möglichkeit des Betriebs sowohl in als auch außerhalb von Gebäuden von Vorteil ist.

Zukünftige auf dieser Arbeit basierende Forschungsinhalte

Die vorliegende Arbeit stellt die Basis für die vertiefte Beschäftigung mit speziellen Regelungs-Ansätzen für das handgeführten Überfahren von hohen Stufen dar. Theoretisch ist durch die Antriebe unterstütztes Überfahren von Stufen möglich, welche eine in Relation zum Radius der Räder des Fahrzeugs infinitesimal geringere Höhe aufweisen¹⁰. Praktisch liegt die maximale Stufenhöhe unter diesem Wert und ist von kinematischen und dynamischen Eigenschaften von Fahrzeug und Bewegungsprofil abhängig.

Der sichere Betrieb und die behördliche Zulassung des Fahrzeugs werden nach Einschätzung des Verfassers dieser Arbeit insbesondere für hohe Nutzlasten ein mechanisches Sicherheits- und Aufrichtsystem erfordern. Einige Betriebssituationen stellen bei hoher Nutzlast eine Gefahr für umgebende Personen einschließlich der Bedienperson dar und könnten der behördlichen Zulassung des Fahrzeugs entgegenstehen¹¹. Eine Möglichkeit zur Behebung dieser Sicherheitsprobleme ist eine mechanische Stabilisierungseinrichtung, bestehend aus je einem Stützrad an der Vorder- und Hinterseite des Fahrzeugs. Diese Räder sind im Regelbetrieb nicht im Bodenkontakt, werden aber in Gefahrensituationen in Bodenkontakt gebracht, um das Kippen des Fahrgestells zu verhindern. Weiterhin können diese Räder zum vollautomatischen Übergang von der stabilen Ruheorientierung in die quasi-stabile Arbeitsorientierung dienen.

¹⁰siehe Abschnitt 4.1.2

¹¹siehe Analyse in Abschnitt 2.3.2

A Lösungskonzept

A.1 Kinematisches Modell

A.1.1 Translationsvektoren der Referenzpunkte

Die Fahrgestell und Räder betreffenden Translationsvektoren lauten:

$$\text{Mittelpunkt Antriebsachse, Ursprung } KS_3: {}_3\mathbf{r}_{P1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (\text{A.1})$$

$$\text{Schwerpunkt Rad rechts: } {}_3\mathbf{r}_{P2} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{w_R}{2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (\text{A.2})$$

$$\text{Schwerpunkt Rad links: } {}_3\mathbf{r}_{P3} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{w_R}{2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (\text{A.3})$$

$$\text{Schwerpunkt Fahrgestell: } {}_3\mathbf{r}_{P5} = \begin{bmatrix} -d_{sF} \\ 0 \\ h_{sF} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.4})$$

Die externe Kraftangriffspunkte betreffenden Translationsvektoren lauten:

$$\text{Kraftangriffspunkt Bedienerkraft rechts: } {}_3\mathbf{r}_{P7} = \begin{bmatrix} d_B \\ -\frac{w_B}{2} \\ h_B \end{bmatrix}, \quad (\text{A.5})$$

$$\text{Kraftangriffspunkt Bedienerkraft links: } {}_3\mathbf{r}_{P8} = \begin{bmatrix} d_B \\ \frac{w_B}{2} \\ h_B \end{bmatrix}, \quad (\text{A.6})$$

$$\text{Kraftangriffspunkt Bodenreaktionskraft rechts: } {}_3\mathbf{r}_{P9} = \begin{bmatrix} x_{P9} \\ \frac{-w_R}{2} \\ z_{P9} \end{bmatrix}, \quad (\text{A.7})$$

$$\text{Kraftangriffspunkt Bodenreaktionskraft links: } {}_3\mathbf{r}_{P10} = \begin{bmatrix} x_{P10} \\ \frac{w_R}{2} \\ z_{P10} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.8})$$

Die von den Schnittpunkten zwischen Rädern und Fahrgestell (Schwerpunkte der Räder) zum Schwerpunkt von Fahrgestell und Ladung weisenden Translationsvektoren lauten:

$${}_3\mathbf{r}_{P2,P4} = \begin{bmatrix} x_{P4} \\ y_{P4} + \frac{w_R}{2} \\ z_{P4} \end{bmatrix}, \quad {}_3\mathbf{r}_{P3,P4} = \begin{bmatrix} x_{P4} \\ y_{P4} - \frac{w_R}{2} \\ z_{P4} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.9})$$

Die von den Angriffspunkten der Bodenreaktionskräfte zu den Schwerpunkten der jeweiligen Räder weisenden Translationsvektoren lauten:

$${}_3\mathbf{r}_{P9,P2} = \begin{bmatrix} -x_{P9} \\ 0 \\ -z_{P9} \end{bmatrix}, \quad {}_3\mathbf{r}_{P10,P3} = \begin{bmatrix} -x_{P10} \\ 0 \\ -z_{P10} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.10})$$

Die von den Angriffspunkten der Bedienerkräfte zum Schwerpunkt von Fahrgestell und Ladung weisenden Translationsvektoren lauten:

$${}_3\mathbf{r}_{P7,P4} = \begin{bmatrix} x_{P4} - d_B \\ y_{P4} + \frac{w_B}{2} \\ z_{P4} - h_B \end{bmatrix}, \quad {}_3\mathbf{r}_{P8,P4} = \begin{bmatrix} x_{P4} - d_B \\ y_{P4} - \frac{w_B}{2} \\ z_{P4} - h_B \end{bmatrix}. \quad (\text{A.11})$$

A.2 Dynamisches Modell

A.2.1 Räumliche Gleichgewichtsbedingungen

Die translatorischen Gleichgewichtsbedingungen des rechten und linken Rades lauten

$$\mathbf{0} = -m_R {}_0\ddot{\mathbf{r}}_{P2} + {}_0\mathbf{f}_{F,Rr} + {}_0\mathbf{f}_{S,Rr} + m_R {}_0\mathbf{g}, \quad (\text{A.12})$$

$$\mathbf{0} = -m_R {}_0\ddot{\mathbf{r}}_{P3} + {}_0\mathbf{f}_{F,RI} + {}_0\mathbf{f}_{S,RI} + m_R {}_0\mathbf{g}. \quad (\text{A.13})$$

Die translatorischen Gleichgewichtsbedingungen des Fahrgestells lauten

$$\mathbf{0} = -(m_F + m_L) {}_0\ddot{\mathbf{r}}_{P4} + {}_0\mathbf{f}_{Rr,F} + {}_0\mathbf{f}_{RI,F} + {}_0\mathbf{f}_{Br,F} + {}_0\mathbf{f}_{Bl,F} + (m_F + m_L) {}_0\mathbf{g}. \quad (\text{A.14})$$

Die rotatorischen Gleichgewichtsbedingungen des rechten und linken Rades lauten

$$\begin{aligned} \mathbf{0} &= {}_0\boldsymbol{\tau}_{IRr}^{P2} + {}_0\boldsymbol{\tau}_{F,Rr} + {}_0\mathbf{r}_{P2,P9} \times {}_0\mathbf{f}_{S,Rr} \\ &\text{mit } {}_0\boldsymbol{\tau}_{IRr}^{P2} = -{}_0\mathbf{I}_{Rr}^{P2} {}_0\dot{\boldsymbol{\omega}}_{Rr} - {}_0\boldsymbol{\omega}_{Rr} \times [{}_0\mathbf{I}_{Rr}^{P2} {}_0\boldsymbol{\omega}_{Rr}], \end{aligned} \quad (\text{A.15})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{0} &= {}_0\boldsymbol{\tau}_{IRl}^{P3} + {}_0\boldsymbol{\tau}_{F,RI} + {}_0\mathbf{r}_{P3,P10} \times {}_0\mathbf{f}_{S,RI} \\ &\text{mit } {}_0\boldsymbol{\tau}_{IRl}^{P3} = -{}_0\mathbf{I}_{RI}^{P3} {}_0\dot{\boldsymbol{\omega}}_{RI} - {}_0\boldsymbol{\omega}_{RI} \times [{}_0\mathbf{I}_{RI}^{P3} {}_0\boldsymbol{\omega}_{RI}]. \end{aligned} \quad (\text{A.16})$$

A.2 DYNAMISCHES MODELL

Die rotatorischen Gleichgewichtsbedingungen des Fahrgestells lauten

$$\begin{aligned} \mathbf{0} = & {}_0\boldsymbol{\tau}_{IFL}^{P4} + {}_0\boldsymbol{\tau}_{Rr,F} + {}_0\boldsymbol{\tau}_{RI,F} + {}_0\mathbf{r}_{P4,P2} \times {}_0\mathbf{f}_{Rr,F} + {}_0\mathbf{r}_{P4,P3} \times {}_0\mathbf{f}_{RI,F} \\ & + {}_0\mathbf{r}_{P4,P7} \times {}_0\mathbf{f}_{Br,F} + {}_0\mathbf{r}_{P4,P8} \times {}_0\mathbf{f}_{BI,F} \\ \text{mit } & {}_0\boldsymbol{\tau}_{IFL}^{P4} = -{}_0\mathbf{I}_{FL}^{P4} {}_0\dot{\boldsymbol{\omega}}_F - {}_0\boldsymbol{\omega}_F \times \left[{}_0\mathbf{I}_F^{P4} {}_0\boldsymbol{\omega}_F \right]. \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

A.2.2 Koeffizienten der Zustandsraumdarstellung des Bewegungsfalls „Ebene translatorisch“

Die Koeffizienten der Differenzialgleichungen des Modells im Zustandsraum für den Bewegungsfall „Ebene translatorisch“ lauten:

$$a_{x23} = \frac{m_{FL} r_R |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 g_k}{2 \left[r_R \left(\frac{m_{FL}}{2} + m_R \right) + \frac{J_{R,yy}}{r_R} \right] \left(J_{F,yy} + |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 m_{FL} \right) - |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 r_R m_{FL}^2}, \quad (\text{A.18})$$

$$a_{x43} = \frac{-2 \left[r_R \left(\frac{m_{FL}}{2} + m_R \right) + \frac{J_{R,yy}}{r_R} \right] m_{FL} |{}_3\mathbf{r}_{P4}| g_k}{2 \left[r_R \left(\frac{m_{FL}}{2} + m_R \right) + \frac{J_{R,yy}}{r_R} \right] \left(J_{F,yy} + |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 m_{FL} \right) - |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 r_R m_{FL}^2}, \quad (\text{A.19})$$

$$b_{x21} = \frac{r_R (J_{F,yy} + |{}_3\mathbf{r}_{P4}| m_{FL} (|{}_3\mathbf{r}_{P4}| + r_R))}{2 [J_{F,yy} (J_{R,yy} + r_R^2 (\frac{1}{2} m_{FL} + m_R)) + |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 m_{FL} (J_{R,yy} + m_R r_R^2)]}, \quad (\text{A.20})$$

$$b_{x41} = \frac{2 J_{R,yy} + (m_{FL} + 2 m_R) r_R^2 + |{}_3\mathbf{r}_{P4}| m_{FL} r_R}{2 [J_{F,yy} (J_{R,yy} + r_R^2 (\frac{1}{2} m_{FL} + m_R)) + |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 m_{FL} (J_{R,yy} + m_R r_R^2)]}, \quad (\text{A.21})$$

$$v_{x21} = \frac{r_R^2 (J_{F,yy} + |{}_3\mathbf{r}_{P4}| m_{FL} (|{}_3\mathbf{r}_{P4}| - h_B))}{2 [J_{F,yy} (J_{R,yy} + r_R^2 (\frac{1}{2} m_{FL} + m_R)) + |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 m_{FL} (J_{R,yy} + m_R r_R^2)]}, \quad (\text{A.22})$$

$$v_{x41} = \frac{2 \left[r_R \left(\frac{m_{FL}}{2} + m_R \right) + \frac{J_{R,yy}}{r_R} \right] h_B - |{}_3\mathbf{r}_{P4}| r_R m_{FL}}{2 \left[r_R \left(\frac{m_{FL}}{2} + m_R \right) + \frac{J_{R,yy}}{r_R} \right] \left(J_{F,yy} + |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 m_{FL} \right) - |{}_3\mathbf{r}_{P4}|^2 r_R m_{FL}^2}. \quad (\text{A.23})$$

A.2.3 Koeffizienten der Zustandsraumdarstellung des Bewegungsfalls „Ebene rotatorisch“

Die Koeffizienten der Differenzialgleichungen des Modells im Zustandsraum für den Bewegungsfall „Ebene rotatorisch“ lauten:

$$b_{\psi 21} = \frac{w_R}{2 r_R \left[\left(\frac{m_R}{2} + \frac{J_{R,yy}}{r_R^2} \right) w_R^2 + J_{F,zz} + 2 J_{R,zz} \right]}, \quad (\text{A.24})$$

$$v_{\psi 21} = \frac{w_B}{2 \left[\left(\frac{m_R}{2} + \frac{J_{R,yy}}{r_R^2} \right) w_R^2 + J_{F,zz} + 2 J_{R,zz} \right]}. \quad (\text{A.25})$$

A.3 Parameteradaptive Algorithmen der stabilisierenden Regelung

Im Sinne einer übersichtlicheren Darstellung werden hier zunächst die relevanten Zustände als z_1 und z_2 definiert:

$$\begin{aligned} \sigma &:= a_{x43}, \quad \zeta := b_{x41}, \\ z_1 &:= x_{x3} = \theta_{sFL}, \quad z_2 := x_{x4} - \alpha = \dot{\theta}_{sFL} - \alpha, \\ \alpha &= -c_1 x_{x3}, \quad c_1 > 0, \end{aligned} \quad (\text{A.26})$$

mit dem virtuellen Eingang $\alpha(x_2)$. Zeitliche Ableitung liefert

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= -c_1 z_1 + z_2, \\ \dot{z}_2 &= \sigma z_1 - \zeta u + \frac{\partial \alpha}{\partial z_1} (z_2 + \alpha). \end{aligned} \quad (\text{A.27})$$

Die Parameter der Systemmatrizen werden während des Betriebs geschätzt. Hierfür werden die Schätzgrößen $\hat{\sigma}$, $\hat{\zeta}$ und

$$\hat{\rho} = \frac{1}{\hat{\zeta}} \quad (\text{A.28})$$

definiert. Diese werden während des Betriebs adaptiert. Basierend auf der Anwendung einer geeigneten Lyapunov-Funktion wird das Regelgesetz

$$u = \hat{\rho} (z_1 + \hat{\sigma} z_1 + c_1 (z_2 + \alpha + c_2 z_2)), \quad c_2, c_1 > 0 \quad (\text{A.29})$$

formuliert.

A.3 PARAMETERADAPTIVE ALGORITHMEN DER STABILISIERENDEN REGELUNG

Die unbekannt Parameter werden während des Betriebs durch die geschätzten Größen substituiert. Ihre zeitlichen Ableitungen werden durch das Gesetz

$$\begin{aligned}\dot{\hat{\sigma}} &= g_1 z_1 z_2, \\ \dot{\hat{\rho}} &= -g_2(z_1 + \hat{\sigma} + c_1(z_2 + \alpha) + c_2 z_2),\end{aligned}\tag{A.30}$$

bestimmt. Die Adaptierungsregel für $\hat{\sigma}$ kann durch Resubstitution auf eine Form in Abhängigkeit der Zustände gebracht werden. Anschließend wird der Zielwert für $\hat{\sigma}$ beschrieben:

$$\begin{aligned}\dot{\hat{\sigma}} &= \theta_{sFL}(z_2 + c_1 \theta_{sFL}), \\ \dot{\hat{\sigma}} = 0 &\Rightarrow \dot{\theta}_{sFL} = -c_1 \theta_{sFL}.\end{aligned}\tag{A.31}$$

Folglich wird eine Winkelbewegung der Form

$$\theta_{sFL} = \theta_{sFL,0} e^{-\frac{t}{\tau}}, \quad \tau = \frac{1}{c_1}\tag{A.32}$$

durch das Adaptierungsgesetz erzwungen, welche einen exponentiellen Abklingvorgang mit der Konstanten τ beschreibt. Parameter $\hat{\rho}$ stabilisiert sich mit der Erfüllung der Bedingung

$$-\frac{u}{\hat{\rho}} = \ddot{\theta}_{sFL} + (c_1 + c_2) \dot{\theta}_{sFL} + (1 + c_1 c_2) \theta_{sFL},\tag{A.33}$$

welche verdeutlicht, dass die Charakteristik des Reglers durch die Konstanten c_1 and c_2 bestimmt wird. Ersichtlich ist hier, wie diese Parameter die Intensität der Reaktion des Reglers auf Abweichungen von θ_{sFL} , $\dot{\theta}_{sFL}$ und $\ddot{\theta}_{sFL}$ vorgeben.

B Implementierung

B.1 Mechanische und elektrische Parameter des MicroCarrier-Versuchsträgers

Die mechanischen Parameter des MicroCarrier-Versuchsträgers zeigt Tabelle B.1. Die elektrischen Parameter der Antriebsmotoren des Versuchsträgers sind in Tabelle B.2 ersichtlich.

Tabelle B.1: Mechanische (kinematische und dynamische) Parameter des MicroCarrier-Versuchsträgers

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Masse Fahrgestell	m_F	82	kg
Masse Rad	m_R	2	kg
Massenträgheitsmoment Fahrgestell um ${}^{(3)}e_y$	${}^{(3)}J_{F,yy}$	41	kgm ²
Massenträgheitsmoment Fahrgestell um ${}^{(3)}e_z$	${}^{(3)}J_{F,zz}$	3	kgm ²
Massenträgheitsmoment Rad um ${}^{(3)}e_y$	${}^{(3)}J_{R,yy}$	0,025	kgm ²
Massenträgheitsmoment Rad um ${}^{(3)}e_z$	${}^{(3)}J_{R,zz}$	0,04	kgm ²
Spurweite (Abstand zwischen den Radaufstandspunkten)	w_R	0,76	m
Rad-Durchmesser	r_R	0,2	m
Fahrgestell-Breite	b_F	0,68	m
Fahrgestell-Höhe (ab Achse)	h_F	1,53	m
Fahrgestell-Tiefe (ab Achse)	t_F	0,67	m
Abstand zwischen Achse und Fahrgestell-Schwerpunkt	h_{sF}	0,41	m
Abstand zwischen Achse und Handgriffen	h_B	0,95	m
Abstand zwischen rechtem und linkem Handgriff	w_B	0,64	m

Tabelle B.2: Elektrische Parameter des MicroCarrier-Versuchsträgers (*: bezogen auf den Getriebe-Abtrieb)

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Drehmomentkonstante*	k_T	0,61	Nm/A
Drehzahlkonstante*	k_V	1,96	rad/Vs
Ankerwiderstand	r_{akt}	0,2	Ω
max. Moment*	$\tau_{akt,max}$	12,7	Nm
max. Drehzahl*	$\omega_{akt,max}$	450	U/min
max. Leistung	$p_{akt,max}$	500	W
max. Ankerspannung	$u_{akt,max}$	24	V

B.2 Zustandsraumdarstellung des MicroCarrier-Versuchsträgers

Die Zustandsraumdarstellung des MicroCarrier-Versuchsträgers (System-, Eingangs-, Stör-, Ausgangs- und Durchgangsmatrizen) lautet für den Bewegungsfall „Ebene translatorisch“

$$A_x = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -3,3010 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 8,5810 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_x = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,0887 \\ 0 \\ -0,0780 \end{bmatrix}, \quad V_x = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,0059 \\ 0 \\ 0,0151 \end{bmatrix}, \quad (B.1)$$

$$C_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D_x = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix},$$

sowie für den Bewegungsfall „Ebene rotatorisch“

$$A_\psi = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_\psi = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,4640 \end{bmatrix}, \quad V_\psi = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,0781 \end{bmatrix}, \quad (B.2)$$

$$C_\psi = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad D_\psi = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Literaturverzeichnis

- [Ack89] ACKERMANN, J.: *Positionsregelung reibungsbehafteter elastischer Industrieroboter*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989
- [AJPJ08] AKESSON, B. M. ; JORGENSEN, J. B. ; POULSEN, N. K. ; JARGENSEN, S. B.: A generalized autocovariance least-squares method for Kalman filter tuning. In: *Journal of Process Control* 18 (2008), S. 769 – 779
- [Alt07] ALTINÖZ, Ö. T.: Adaptive Integral Backstepping Motion Control for Inverted Pendulum. In: *Internations Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering* 1, 5 (2007), S. 280 – 283
- [AM08] ACAR, C. ; MURAKAMI, T.: Underactuated Two-Wheeled Mobile Manipulator Control Using Nonlinear Backstepping Method. In: *IEEE 34th Annual Conference on Industrial Electronics* (2008), S. 1680 – 1686
- [Ami06] AMIROUCHE, F. M. L.: *Fundamentals of Multibody Dynamics - Theory and Applications*. Boston, Basel, Berlin: Birkhäuser, 2006
- [And89] ANDERSON, C. W.: Learning to control an inverted pendulum using neural networks. In: *IEEE Control Systems Magazine* 9 (1989), S. 31 – 37
- [BAS14] BRÜNING, M. ; ABDOLRAHIMI, B. ; SCHÖNEWOLF, W.: New Logistics Concept for Urban Courier Services. In: *Proceedings of the TRA 2014* (2014)
- [BD98] BENASKEUR, A. ; DESBIENS, A.: Application of adaptive backstepping to the stabilization of the inverted pendulum. In: *Proceedings of the IEEE Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering* (1998), S. 113 – 116
- [Beh15] BEHÖRDE FÜR WIRTSCHAFT, VERKEHR UND INNOVATION, HAMBURG: *Modellprojekt: Nachhaltiges Lieferkonzept für die Innenstadt wird ausgeweitet*. Website, 2015. – Online verfügbar unter: <http://www.hamburg.de/pressearchiv-fhh/4442626/2015-01-28-bwvi-lieferkonzept/>, abgerufen am 18.2.2015.
- [BGI08] *BG-Information Sicherheit und Gesundheitsschutz bei Transport- und Lagerarbeiten (BGI 582)*. Ausgabe August 2008. Düsseldorf: Vereinigung der Metall-Berufsgenossenschaften, Maschinenbau- und Metall-Berufsgenossenschaft, Hütten- und Walzwerks-Berufsgenossenschaft, Berufsgenossenschaft Metall Nord Süd, 2008
- [BGV13] *BG-Unfallverhütungsvorschrift Flurförderzeuge (BGV D27)*. Ausgabe August

2013. Mainz: Berufsgenossenschaft Holz und Metall, 2013

- [BHS⁺10a] BRÜNING, M. ; HUSSEIN, S. ; SCHMID, S. ; BARDELEBEN, A. ; SCHMIDT, H. ; HESSE, S. ; KRÜGER, J.: Richtlinien für die Gestaltung von visuellem Biofeedback in der neurologischen Gangrehabilitation nach Schlaganfall. In: *MOT Medizinisch-orthopädische Technik* 3-2010 (2010), S. 38 – 42
- [BHS⁺10b] BRÜNING, M. ; HUSSEIN, S. ; SCHMID, S. ; BARDELEBEN, A. ; SCHMIDT, H. ; HESSE, S. ; KRÜGER, J.: Visuelles Biofeedback für die gerätegestützte neurologische Gangrehabilitation nach Schlaganfall. In: *Biomedizinische Technik* 55-2010 (2010), S. 13 – 16
- [BHSK10] BRÜNING, M. ; HUSSEIN, S. ; SCHMIDT, H. ; KRÜGER, J.: Structural analysis method for optimized design of complex kinematic structures using static and dynamic models and application to a robotic walking simulator. In: *Production Engineering - Research and Development* 5-2010 (2010), S. 525 – 534
- [BHSK13] BRÜNING, M. ; HEINEMANN, F. ; SCHÖNEWOLF, W. ; KRÜGER, J.: Design and Implementation of a Kalman State Estimator for Balancing of Uniaxial Vehicles for Goods Transport. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics (ICM 2013)* (2013), S. 260 – 266
- [Brä06] BRÄUNL, T.: *Embedded Robotics: Mobile Robot Design and Applications with Embedded Systems*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2006
- [Bro83] BROWN, R. G.: *Introduction to Random Signal Analysis and Kalman Filtering*. New York: Wiley & Sons, Inc., 1983
- [BS11] BRÜNING, M. ; SCHÖNEWOLF, W.: Freight Transport System for Urban Shipment and Delivery. In: *Proceedings of IEEE ITS Forum on Integrated and Sustainable Transportation Systems (FISTS)* 1 (2011), S. 132 – 136
- [BS12] BRÜNING, M. ; SCHÖNEWOLF, W.: Manually guidable Freight Transport System for Urban Shipment and Delivery. In: *Procedia - Social and Behavioral Sciences: Proceedings of the Transport Research Arena - Europe 2012 (TRA 2012)* 48 (2012), S. 2444 – 2453
- [BSK14] BRÜNING, M. ; SCHÖNEWOLF, W. ; KRÜGER, J.: Stabilisation and Manoeuvre of electrically powered pedestrian controlled Uniaxial Vehicles for Goods Transport. In: *Proceedings of the IEEE UKACC 10th International Conference on Control (CONTROL 2014)* (2014), S. 31 – 38
- [BTSK15] BRÜNING, M. ; THIELE, G. ; SCHÖNEWOLF, W. ; KRÜGER, J.: Adaptive Backstepping Controller with Kalman State Estimator for Stabilisation and Manoeuvre of pedestrian controlled Uniaxial Transport Vehicles. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics (ICM 2015)* (2015), S. 310 – 316
- [Buc10] BUCHHOLZ, M.: *Regelung eines inversen Pendels*. Präsentation, 2010.

LITERATURVERZEICHNIS

- Online verfügbar unter: ftp://ftp.ni.com/pub/branches/germany/dozententag_2010/buchholz_uni_ulm_regelung_inversen_pendels.pdf, abgerufen am 26.5.2014.
- [CB93] CAMERON, J. M. ; BOOK, W. J.: Modeling Mechanisms with Nonholonomic Joints Using the Boltzmann-Hamel Equations. In: *International Journal on Robotics Research* (1993), S. 1 – 21
- [CH95] CHUNG, C. C. ; HAUSER, J.: Nonlinear control of a swinging pendulum. In: *Automatica* 31 (1995), Nr. 6, S. 851 – 862
- [DEK09] DEKA RESEARCH AND DEVELOPMENT: *DEKA Research and Development - Technologies and Applications - iBOT*. Website, 2009. – Online verfügbar unter: <http://www.dekaresearch.com/ibot.shtml>, abgerufen am 16.5.2014.
- [DH55] DENAVIT, J. ; HARTENBERG, R. S.: A kinematic notation for lower pair mechanisms based on matrices. In: *ASME Journal of Applied Mechanics* 77 (1955), S. 215 – 221
- [DIN94] Norm DIN 70 000, ISO 8855 Ausgabe 1991, modifiziert. 1994. *Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*
- [DTG06] DEEGAN, P. ; THIBODEAU, B.-J. ; GRUPEN, R.: Designing a Self-Stabilizing Robot for Dynamic Mobile Manipulation / University of Massachusetts, Department of Computer Science. 2006. – Forschungsbericht
- [dud06] *Duden – Deutsches Universalwörterbuch*. 6. Auflage. Mannheim: Bibliographisches Institut GmbH, 2006
- [EK13] ESSER, K. ; KURTE, J.: KEP-Studie 2013 / KE-CONSULT Kurte & Esser GbR im Auftrag des Bundesverbandes Internationaler Express- und Kurierdienste e.V. (BIEK). 2013. – Forschungsbericht
- [EK14] ESSER, K. ; KURTE, J.: Wirtschaftliche Bedeutung der KEP-Branche – Marktanalyse – KEP-Studie 2014 / KE-CONSULT Kurte & Esser GbR im Auftrag des Bundesverbandes Internationaler Express- und Kurierdienste e.V. (BIEK). 2014. – Forschungsbericht
- [EM05] EBRAHIM, A. ; MURPHY, G. V.: Adaptive Backstepping Controller Design for an Inverted Pendulum. In: *Proceedings of the Thirty-Seventh Southeastern Symposium on System Theory* (2005), S. 172 – 174
- [EOO⁺02] ERBATUR, K. ; OKAZAKI, A. ; OBIYA, K. ; TAKAHASHI, T. ; KAWAMURA, A.: A study on the zero moment point measurement for biped walking robots. In: *Proceedings of the 7th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control* (2002), S. 431 – 436
- [Exp14] EXPRESSO DEUTSCHLAND TRANSPORTGERÄTE GMBH: *touch2move – Das patentierte Antriebssystem*. 2014. – Online verfügbar unter: <http://www.expresso-group.com/produkte/angetriebenetransport>

systeme/touch2move/uebersicht/, abgerufen am 18.8.2014.

- [FA09] FALLAHI, M. ; AZADI, S.: Adaptive Control of an Inverted Pendulum Using Adaptive PID Neural Network. In: *Proceedings of the International Conference on Signal Processing Systems 1* (2009), S. 589 – 594
- [FK98] FUJIMOTO, Y. ; KAWAMURA, A.: Simulation of an Automomous Biped Walking Robot Including Environmental Force Interaction. In: *IEEE Robotics and Automation Magazine* 5 (1998), S. 33 – 41
- [GA01] GREWAL, M. S. ; ANDREWS, A. P.: *Kalman Filtering - Theory and Practice Using MATLAB*. Second Edition. New York: Wiley & Sons, Inc., 2001
- [Gat11] GATTRINGER, H.: *Starr-elastische Robotersysteme – Theorie und Anwendungen*. Bd. 1. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2011
- [GDCR02] GRASSER, F. ; D'ARRIGO, A. ; COLOMBI, S. ; RUFER, A. C.: JOE: A Mobile, Inverted Pendulum. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 49 (2002), S. 107 – 114
- [GHS06] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; SCHNELL, W.: *Technische Mechanik 1: Statik*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2006
- [GT08] GOHER, K. M. K. ; TOKHI, M. O.: Modelling, simulation and balance control of a two-wheeled robotic machine with static variation in load position. In: *Roceedings 22nd European Conference on Modelling and Simulation* (2008)
- [HBS00] HONEGGER, M. ; BREGA, R. ; SCHWEITZER, G.: Application of a Nonlinear Adaptive Controller to a 6 DOF Parallel Manipulator. In: *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation* (2000), S. 1930 – 1935
- [HGP03] HEIMANN, B. ; GERTH, W. ; POPP, K.: *Mechatronik - Komponenten, Methoden, Beispiele*. München, Wien: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2003
- [HSG95] HAUGER, W. ; SCHNELL, W. ; GROSS, D.: *Technische Mechanik 3: Kinetik*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1995
- [HT07] HU, J. S. ; TSAI, M.-C.: Pilot Control and Fault Diagnosis of an Auto-balancing Two-wheeled Cart. In: *Advanced Robotics* 21 (2007), S. 817 – 827
- [HTHH10] HU, J.-S. ; TSAI, M.-C. ; HU, F.-R. ; HORI, Y.: Robust control for coaxial two-wheeled electric vehicle. In: *Journal of Marine Science and Technology* 18-2 (2010), S. 172 – 180
- [Ise87] ISERMANN, R.: *Digitale Regelsysteme, Band 2: Stochastische Regelungen, Mehrgrößenregelungen, Adaptive Regelungen, Anwendungen*. 2. Auflage. Berlin, Heildberg: Springer-Verlag, 1987
- [Ise92] ISERMANN, R.: *Identifikation dynamischer Systeme*. 2. Auflage. Berlin, Heild-

LITERATURVERZEICHNIS

- berg: Springer-Verlag, 1992
- [Ise06] ISERMANN, R.: *Fahrdynamik-Regelung*. 1. Auflage. Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, GWV Fachverlage GmbH, 2006
- [Jon15] JONG, N.: Städte wollen profitieren. In: *KEP Aktuell* 2/2015 (2015)
- [KAD⁺97] Schutzrecht US 5701965 (30.12.1997). KAMEN, D.-L. ; AMBROGI, R.-R. ; DUGGAN, R.-J. ; HEINZMANN, R.-K. ; KEY, B.-R. ; SKOSKIEWICZ, A. ; KRISTAL, R.-K. (Erfinder); Deka Products Limited Partnership, Manchester, N.B. (Anmelder). Priorität US 5 701 965 27.5.1994
- [KAD⁺07] Schutzrecht US US 7,275,607 B2 (2.10.2007). KAMEN, D.-L. ; AMBROGI, R.-R. ; DATTOLO, J. J. ; DUGGAN, R.-J. ; FIELD, J. D. ; HEINZMANN, R.-K. ; MCCAMBRIDGE, M. M. ; MORRELL, J. B. ; PIEDMONTEK, M. D. ; ROSASCO, R. J. (Erfinder); Deka Products Limited Partnership, Manchester, N.B. (Anmelder). Priorität US 6,367,817 4.6.1999
- [Kal60] KALMAN, R. E.: A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems. In: *Transactions of the ASME—Journal of Basic Engineering* 82 (1960), S. 35 – 45
- [Kin08] KING, R.: *Regelungstechnik II*. Vorlesungsskript, TU Berlin, 2008
- [KKK05] KIM, Y. ; KIM, S. H. ; KWAK, Y. K.: Dynamic Analysis of a Nonholonomic Two-Wheeled Inverted Pendulum Robot. In: *Journal of Intelligent and Robotic Systems* 44 (2005), S. 25 – 46
- [KKK06] KIM, Y. ; KIM, S. H. ; KWAK, Y. K.: Improving driving ability for a two-wheeled inverted-pendulum-type autonomous vehicle. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 220 (2006), S. 165 – 175
- [KL85] KANE, T. ; LEVINSON, D.: *Dynamics: Theory and Applications*. New York: McGraw-Hill Book Company, 1985
- [KLK11] KIM, Y. ; LEE, S.-H. ; KIM, D. H.: Dynamic Equations of a Wheeled Inverted Pendulum with Changing Its Center of Gravity. In: *Proceedings of the 11th International Conference on Control, Automation and Systems* (2011)
- [Kof88] KOFAHL, R.: *Robuste Parameteradaptive Regelung*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1988
- [KSK11] KIM, S. ; SEO, J. ; KWON, S.: Development of a two-wheeled mobile tilting & balancing (MTB) robot. In: *11th International IEEE Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS)* (2011), S. 1 – 6
- [Kuy10] KUYPERS, F.: *Klassische Mechanik*. Bd. 9. Auflage. Berlin: Wiley-VCH, 2010
- [LHL13] LEE, J. ; HAN, S. ; LEE, J.: Decoupled Dynamic Control for Pitch and Roll Axes of the Unicycle Robot. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 60 (2013), S. 3814 – 3822

- [LKKK03] LEE, D. Y. ; KIM, Y. H. ; KIM, B. S. ; KWAK, Y. K.: Dynamics and Control of Non-holonomic Two Wheeled Inverted Pendulum Robot. In: *AROB, the Eighth International Symposium on Artificial Life and Robotics* (2003)
- [LLW⁺10] LI, C. ; LI, F. ; WANG, S. ; DAI, F. ; BAI, Y. ; GAO, X. ; KEJIE, L.: Dynamic Adaptive Equilibrium Control for a Self-Stabilizing Robot. In: *Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics* (2010), S. 609 – 614
- [LM11] LIDWELL, W. ; MANACSA, G.: *Deconstructing Product Design: Exploring the Form, Function, Usability, Sustainability, and Commercial Success of 100 Amazing Products*. London: Rockport Publishers by Quarto Group, Inc., 2011
- [Lon10] LONGORIA, R.G.: *ME 379M/397: Vehicle System Dynamics & Controls (VSDC)*. Vorlesungsskript, The University of Texas at Austin, Department of Mechanical Engineering, 2010
- [Lue64] LUENBERGER, D. G.: Observing the state of a linear system. In: *IEEE Transaction on Military Electronics* 8 (1964), S. 74 – 80
- [LX09] LI, Z. ; XU, C.: Adaptive fuzzy logic control of dynamic balance and motion for wheeled inverted pendulums. In: *Fuzzy Sets and Systems* 160 (2009), S. 1787 – 1803
- [MBAN11] MUHAMMAD, M. ; BUYAMIN, S. ; AHMAND, M. N. ; NAWAWI, S. W.: Dynamic Modeling and Analysis of a Two-Wheeled Inverted Pendulum Robot. In: *Proceedings of the Third IEEE International Conference on Computational Intelligence, Modelling & Simulation* (2011), S. 159 – 164
- [Mer01] MERLET, J.-P.: *Parallel Robots*. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2001
- [MKK⁺01] Schutzrecht US 6 311 794 B1 (6.11.2001). MORRELL, J.-B. ; KERWIN, J.-M. ; KAMEN, D.-L. ; AMBROGI, R.-R. ; DUGGAN, R.-J. ; HEINZMANN, R.-K. ; KEY, B.-R. (Erfinder); Deka Products Limited Partnership, Manchester, N.B. (Anmelder). Priorität US 5701965 27.5.1994
- [MKSM14] MARUKI, Y. ; KAWANO, K. ; SUEMITSU, H. ; MATSUO, T.: Adaptive backstepping control of wheeled inverted pendulum with velocity estimator. In: *International Journal of Control Automation and Systems* 9 (2014), S. 1040 – 1048
- [NAO08] NAWAWI, S. W. ; AHMAND, M. N. ; OSMAN, J. H. S.: Real-time Control of a Two-Wheeled Inverted Pendulum Mobile Robot. In: *World Academy of Science, Engineering and Technology* 39 (2008), S. 214 – 220
- [NDN10] NGUYEN, G. N. T. ; DUONG, H. N. ; NGUYEN, H. P.: A PID Backstepping Controller For Two-Wheeled Self-Balancing Robot. In: *IFOST 2010 Proceedings* (2010), S. 1 – 6
- [NKSM09] NOMURA, T. ; KITSUKA, Y. ; SUEMITSU, H. ; MATSUO, T.: Adaptive backstepping control for a two-wheeled autonomous robot. In: *ICROS-SICE Interna-*

LITERATURVERZEICHNIS

- tions Joint Conference* (2009), S. 4687 – 4692
- [NLM02] NUKULWUTHIOPAS, W. ; LAOWATTANA, S. ; MANEEWARN, T.: Dynamic modeling of a one-wheel robot by using Kane's method. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Industrial Technology* (2002), S. 524 – 529
- [ORR06] ODELSON, B. J. ; RAJAMANI, M. R. ; RAWLINGS, J. B.: A new autocovariance least-squares method for estimating noise covariances. In: *Automatica* 42, 2 (2006), S. 303 – 308
- [PFA05] PATHAK, K. ; FRANCH, J. ; AGRAWAL, S. K.: Velocity and Position Control of a Wheeled Inverted Pendulum by Partial Feedback Linearization. In: *IEEE Transactions on Robotics* 21 (2005), S. 505 – 513
- [PP10] PETROV, P. ; PARENT, M.: Dynamic Modeling and Adaptive Motion Control of a Two-Wheeled Self-Balancing Vehicle for Personal Transport. In: *Proceedings of the 13th International IEEE Annual Conference on Intelligent Transportation Systems* (2010), S. 1013 – 1018
- [RA09] Schutzrecht DE 102 007 043 487 A1 (19.3.2009). ROSER, J. ; ALBERT, A. (Erfinder); Robert Bosch GmbH, Stuttgart (Anmelder). Priorität DE 102007043487A1 12.9.2007
- [RB12] RUDRA, S. ; BARAI, K. R.: Robust Adaptive Backstepping Control of Inverted Pendulum on Cart System. In: *International Journal of Control and Automation* 5, 1 (2012), S. 13 – 25
- [Rix89] Schutzrecht WO 89/06117 (13.7.1989). RIX, R. (Erfinder); Anschütz & Co. GmbH, Kiel (Anmelder). Priorität P 3800476.3 11.1.1988
- [SB11a] SCHÖNEWOLF, W. ; BRÜNING, M.: MicroCarrier for Urban Logistics. In: *Fraunhofer FUTUR 1-3 2011* (2011), S. 20 – 21
- [SB11b] SCHÖNEWOLF, W. ; BRÜNING, M.: MicroCarrier für die City-Logistik. In: *Fraunhofer FUTUR 1-2011* (2011), S. 18 – 19
- [SBU14a] Schutzrecht EP 2 663 484 B1 (12.11.2014). SCHÖNEWOLF, W. ; BRÜNING, M. ; UHLMANN, E. (Erfinder); Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e.V., München (Anmelder). Priorität DE 102011008226 10.1.2011
- [SBU14b] Schutzrecht US 8 701 802 B2 (22.4.2014). SCHÖNEWOLF, W. ; BRÜNING, M. ; UHLMANN, E. (Erfinder); Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e.V., München (Anmelder). Priorität US 61431140 10.1.2011
- [Sch07] SCHÖNEWOLF, W.: Innovative Konzepte für Europas innerstädtischen Warenverkehr. In: *Fraunhofer FUTUR 1* (2007), S. 24 – 25
- [Sch13] SCHÖNEWOLF, W.: Kosten senken auf der Letzten Meile – Die BentoBox

- beweist sich im Einsatz. In: *Fraunhofer FUTUR 1* (2013), S. 20
- [SHB10] SCHRAMM, D. ; HILLER, M. ; BARDINI, R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2010
- [SOG10] STILMAN, M. ; OLSON, J. ; GLOSS, W.: Golem Krang: Dynamically Stable Humanoid Robot for Mobile Manipulation. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation* (2010), S. 3304 – 3310
- [Ste13] STEINBUCH, M.: Design and Control of High Tech Systems. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics (ICM2013)* (2013), S. 13 – 17
- [SVN⁺02] SWEVERS, J. ; VERDONCK, W. ; NAUMER, B. ; PIETERS, S. ; BIBER, E.: An Experimental Robot Load Identification Method for Industrial Application. In: *International Journal of Robotics Research* 21(8) (2002), S. 701 – 712
- [SWTM09] STILMAN, M. ; WANG, J. ; TEEYAPAN, K. ; MARCEAU, R.: Optimized Control Strategies for Wheeled Humanoids and Mobile Manipulators. In: *9th IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots* (2009), S. 568 – 574
- [SYK92] SARKAR, N. ; YUNY, X. ; KUMARZ, R. V.: Control of Mechanical Systems with Rolling Constraints: Application To Dynamic Control of Mobile Robots / University of Pennsylvania, Department of Computer & Information Science. 1992. – Forschungsbericht
- [TBV⁺02] TIRMANT, H. ; BALOH, M. ; VERMEIREN, L. ; GUERRA, T. M. ; PARENT, M.: B2, An Alternative Two Wheeled Vehicle for an Automated Urban Transportation System. In: *IEEE Intelligent Vehicle Symposium 2* (2002), S. 594 – 603
- [TDG06] THIBODEAU, B. J. ; DEEGAN, P. ; GRUPEN, R.: Static analysis of contact forces with a mobile manipulator. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation* (2006)
- [TIY09] TAKEI, T. ; IMAMURA, R. ; YUTA, S.: Baggage Transportation and Navigation by a Wheeled Inverted Pendulum Mobile Robot. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 56, 10 (2009), S. 3985 – 3994
- [Tsa99] TSAI, L.-W.: *Robot Analysis*. New York : Hoboken (New Jersey): John Wiley & Sons, Inc, 1999
- [Urb13] URBAN MOBILITY GERMANY AUTHORIZED SEGWAY DISTRIBUTOR GMBH: *Segway-Modelle*. Website, 2013. – Online verfügbar unter: <http://www.segway.de/modelle>, abgerufen am 16.5.2014.
- [Vol13] VOLKSWAGEN AG: *Der eT! Der Elektro-Lieferwagen der Zukunft*. Website, 2013. – Online verfügbar unter: http://emobility.volkswagen.de/de/de/private/Technologie/Konzeptfahrzeug_eT.html, abgerufen am 24.7.2014.
- [WB95] WELCH, G. ; BISHOP, G.: An introduction to the Kalman Filter / University

LITERATURVERZEICHNIS

- of North Carolina at Chapel Hill, NC, USA. 1995. – Forschungsbericht
- [WB06] WECK, M. ; BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 3 · Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2006
- [WCYL12] WANG, G. ; CHOI, S. H. ; YOON, B. D. ; LEE, J.-M.: Balance Control of a 12 DOF Mobile Manipulator Based on Two Wheel Inverted Pendulum Robot. In: *Proceedings of the Fourth International Conference on Smart IT Applications 1* (2012), S. 1 – 6
- [WLKL13] WANG, G. ; LEE, S. Y. ; KANG, S. W. ; LEE, J.-M.: Balance Control of a Variable Centroid Inverted Pendulum Robot. In: *Intelligent Autonomous Systems 193* (2013), S. 201 – 208
- [WMH⁺07] WILHELM, A. ; MELEK, W. ; HUISSOON, J. ; CLARK, C. ; HIRZINGER, G. ; SPORER, N. ; FUCHS, M.: Dynamics of Step-climbing with Deformable Wheels and Applications for Mobile Robotics. In: *Proceedings of the 2007 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems* (2007), S. 783 – 788
- [Yam89] YAMAKAWA, T.: Stabilization of an inverted pendulum by a high-speed fuzzy logic controller hardware system. In: *Fuzzy Sets and Systems* 32 (1989), Nr. 2, S. 161 – 180. – ISSN 0165–0114