

*Henning Hayn*

# Entwicklung eines haptisch unterstützten Bedienkonzepts für Hydraulikbagger

*Dissertation*

Schriftenreihe der Arbeitsgruppe  
Mess- und Regelungstechnik – Mechatronik  
Department Maschinenbau

Herausgeber: Oliver Nelles

**Impressum**

Prof. Dr.-Ing. Oliver Nelles

Arbeitsgruppe Mess- und Regelungstechnik - Mechatronik

Department Maschinenbau

Universität Siegen

57068 Siegen

ISSN 2193-0538

URN urn:nbn:de:hbz:467-6543

Zugl.: Siegen, Univ., Diss., 2012

# Entwicklung eines haptisch unterstützten Bedienkonzepts für Hydraulikbagger

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Henning Hayn

aus Velbert

eingereicht dem Department

Maschinenbau

der Universität Siegen

Referent: Prof. Dr.-Ing. Oliver Nelles

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. Karsten Kluth

Tag der mündlichen Prüfung

16. Juli 2012





# Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist das Resultat meiner Tätigkeit als Doktorand von August 2006 bis August 2009 im Zentralbereich Forschung und Voraentwicklung der Robert Bosch GmbH in Stuttgart.

Ermöglicht wurde diese Dissertation durch Herrn Prof. Dr.-Ing. Oliver Nelles, der meine Arbeit während dieser Zeit und auch darüber hinaus wissenschaftlich betreut hat. Sein fachlicher Rat und seine Unterstützung, u. a. durch die Ermöglichung von Konferenzteilnahmen, haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Vielen Dank.

Ich bedanke mich ebenfalls bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Karsten Kluth für die Übernahme des Korreferats.

Mein ganz besonderer Dank geht an Dr.-Ing. Dieter Schwarzmann, ohne den diese Arbeit sicher nicht möglich gewesen wäre. Auf seine kompetente fachliche und auch persönliche Unterstützung konnte ich jederzeit zählen. Aus dieser Zusammenarbeit habe ich in jeder Hinsicht viel gelernt. Die geduldigen Erläuterungen und die darauf folgenden Diskussionen über Regelungstechnik im Allgemeinen und Internal Model Control im Speziellen sind das Fundament dieser Arbeit.

Für die Anregungen, Hilfe und das angenehm kritische Feedback zu meiner Arbeit möchte ich mich ebenfalls bei Dr.-Ing. Oliver Glitza und Dr.-Ing. Bojan Ferhadbegović bedanken.

Jungs, unsere gemeinsame Zeit und die Erlebnisse beim Baggern im Steinbruch bei Lohr am Main werde ich immer im Gedächtnis behalten. Ich bin glücklich, euch nicht nur als Kollegen, sondern vor allem als Freunde kennengelernt zu haben.

Die technische Umsetzung meiner Ideen wäre ohne Edwin Heemskerk und Joachim Rustler von der Bosch Rexroth AG nicht möglich gewesen. Dank geht auch an alle weiteren Kolleginnen und Kollegen von der Robert Bosch GmbH und der Bosch

Rexroth AG, die mich in den vergangenen Jahren mit Rat und Tat unterstützt haben.

Ich bedanke mich ebenfalls bei Frederik Gladhorn, Florian Kristen und Jens Muders, die im Rahmen ihrer Studien- oder Diplomarbeiten wichtige Beiträge zu meiner Arbeit geleistet haben.

Schließlich möchte ich mich bei meinen Eltern Karin und Wolfgang sowie meinem Bruder Marian bedanken, die sicherlich auch ihren Anteil am erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit hatten. Zutiefst danke ich auch Vera-Fee Dangendorf für ihre Liebe und Unterstützung, auf die ich mich immer verlassen konnte.

Vielen Dank.

Palo Alto, August 2011

Henning Hayn

*"Walk in the rain, jump in mud puddles, collect rocks, rainbows and roses, smell flowers, blow bubbles, top along the way, build sandcastles, say hello to everyone, go barefoot, go on adventures, act silly, fly kites, have a merry heart, talk with animals, sing in the shower, read children's books, take bubble baths, get new sneakers, hold hands and hug and kiss, dance, laugh and cry for the health of it, wonder and wander around, feel happy and precious and innocent, feel scared, feel sad, feel mad, give up worry and guilt and shame, say yes, say no, say the magic words, ask lots of questions, ride bicycles, draw and paint, see things differently, fall down and get up again, look at the sky, watch the sun rise and sun set, watch clouds and name their shapes, watch the moon and stars come out, trust the universe, stay up late, climb trees, daydream, do nothing and do it very well, learn new stuff, be excited about everything, be a clown, enjoy having a body, listen to music, find out how things work, make up new rules, tell stories, save the world, make friends with the other kids on the block, and do anything else that brings more happiness, celebration, health, love, joy, creativity, pleasure, abundance, grace, self-esteem, courage, balance, spontaneity, passion, beauty, peace, relaxation, communication and life energy to ... all living beings on this planet."*

Bruce Williamson, *It's Never Too Late To Have A Happy Childhood*, 1987



---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>XI</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>XIII</b>
<b>Abstract</b>	<b>XV</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung und Ziel der Arbeit . . . . .	1
1.2 Stand der Technik . . . . .	5
1.2.1 Alternative Bedienkonzepte für mobile Arbeitsmaschinen . . . . .	6
1.2.2 Haptisch unterstützte Bedienkonzepte . . . . .	9
1.3 Zusammenfassung der Ergebnisse und wissenschaftlicher Beitrag . . . . .	10
<b>2 Haptisches Feedback in mobilen Arbeitsmaschinen</b>	<b>14</b>
2.1 Grundlagen der haptischen Wahrnehmung . . . . .	14
2.2 Haptik in anderen Technologiefeldern . . . . .	18
2.3 Haptisch unterstützte Bediengeräte . . . . .	19
2.3.1 Force Feedback Joysticks und Gamepads . . . . .	20
2.3.2 Ergostick . . . . .	21
2.3.3 SensAble Phantom Omni . . . . .	22
2.4 Haptische Assistenzsysteme für mobile Arbeitsmaschinen . . . . .	23
2.4.1 Warnfunktionen . . . . .	24
2.4.2 Feedback von Grab- oder Greifkräften . . . . .	24
2.4.3 Lastfähigkeit . . . . .	25
2.4.4 Feedback der Trägheit des Arbeitsarms . . . . .	25
2.4.5 Planier- und Böschungsbaufunktion . . . . .	26
2.4.6 Arbeitsraumbeschränkung . . . . .	26
2.4.7 Bahnführung . . . . .	27
2.4.8 Tandembetrieb . . . . .	27
2.5 Zusammenfassung . . . . .	28

---

<b>3</b>	<b>Modellierung der Versuchsmaschine</b>	<b>29</b>
3.1	Versuchsträger . . . . .	30
3.1.1	Hydrauliksystem . . . . .	31
3.1.2	Schnittstellen zu den Bediengeräten . . . . .	33
3.2	Systemarchitektur des Baggersimulators . . . . .	36
3.2.1	Physikalisches Simulationsmodell . . . . .	37
3.2.2	Echtzeitfähigkeit der Simulation . . . . .	46
3.2.3	Grafische Darstellung in Virtual Reality . . . . .	48
3.3	Zusammenfassung . . . . .	50
<b>4</b>	<b>Entwurf eines intuitiven Bedienkonzepts für Hydraulikbagger</b>	<b>52</b>
4.1	Gestaltungskriterien für die Bedienelemente mobiler Arbeitsmaschinen	53
4.2	Intuitive Bedienung von Baggern durch koordinierte Steuerung . . . .	54
4.3	Bewertung von Bedienkonzepten unter Nutzung des Baggersimulators	55
4.4	Resultierendes alternatives Bedienkonzept . . . . .	57
4.5	Machbarkeitsnachweis des Bedienkonzepts mit verfügbaren Bediengeräten . . . . .	62
4.6	Zusammenfassung . . . . .	63
<b>5</b>	<b>Methode zur Erzeugung von haptischem Feedback bei Master-Slave-Systemen</b>	<b>65</b>
5.1	Transparenz von Telemanipulationssystemen . . . . .	65
5.2	Regelkonzept und Systemarchitektur . . . . .	69
5.2.1	Regelkonzepte für haptisch unterstützte Master-Slave-Systeme	69
5.2.2	Diskussion der Regelkonzepte . . . . .	72
5.2.3	Reglerarchitektur zur Umsetzung des vorgeschlagenen Bedienkonzepts . . . . .	73
5.2.4	Stabilität . . . . .	80
5.3	Generierung eines haptischen Feedbacks . . . . .	84
5.3.1	Feedback des Positionsfehlers zwischen Master und Slave . . . .	85
5.3.2	Implementierung zusätzlicher haptischer Assistenzfunktionen .	86
5.4	Zusammenfassung . . . . .	89
<b>6</b>	<b>Reglerentwurfsverfahren Internal Model Control</b>	<b>91</b>
6.1	Grundlagen Internal Model Control . . . . .	91
6.2	Internal Model Control für Systeme mit integrierendem Verhalten . .	94
6.3	Entwurf eines Vorfilters . . . . .	97
6.4	Stellgrößenbeschränkung . . . . .	98

---

6.4.1	Windup-Effekte . . . . .	98
6.4.2	Alternativer Ansatz zur Stellgrößenbeschränkung in Internal Model Control-Strukturen . . . . .	100
6.5	Zusammenfassung . . . . .	109
<b>7</b>	<b>Regelung von Bediengerät und Bagger</b>	<b>111</b>
7.1	Architektur zur Regelung des bilateralen Master-Slave-Systems . . . .	111
7.1.1	Reglerarchitektur des am Versuchsbagger implementierten Systems . . . . .	112
7.1.2	Nutzung der Stellgrößenbeschränkung zur Verbesserung des Bediengefühls . . . . .	114
7.1.3	Exemplarischer Reglerentwurf für einen Aktor . . . . .	115
7.2	Regelung des Bediengeräts . . . . .	117
7.2.1	Modellierung des haptischen Bediengeräts . . . . .	117
7.2.2	Regelung der Elektromotoren . . . . .	120
7.2.3	Regelung des Tool Center Points des Bediengeräts . . . . .	124
7.2.4	Experimentelle Ergebnisse der Regelung des Bediengeräts . . . .	125
7.2.5	Diskussion . . . . .	128
7.3	Regelung des Arbeitsarms des Baggers . . . . .	130
7.3.1	Modellierung des Hydraulikbaggers . . . . .	130
7.3.2	Regelung der Hydraulikzylinder . . . . .	132
7.3.3	Regelung des Oberwagens . . . . .	138
7.3.4	Regelung des Tool Center Points des Arbeitsarms . . . . .	140
7.3.5	Experimentelle Ergebnisse der Regelung des Hydraulikbaggers	142
7.4	Regelung des bilateralen Master-Slave-Systems . . . . .	143
7.5	Implementierung zusätzlicher haptischer Assistenzfunktionen . . . . .	145
7.6	Zusammenfassung . . . . .	147
<b>8</b>	<b>Bewertung des Systems durch Probandentests</b>	<b>150</b>
8.1	Intuitives Bedienkonzept . . . . .	150
8.2	Haptische Assistenzsysteme . . . . .	153
8.3	Zusammenfassung . . . . .	153
<b>9</b>	<b>Diskussion und Ausblick</b>	<b>155</b>
<b>A</b>	<b>Überprüfung der internen Stabilität</b>	<b>159</b>
A.1	Berechnung der Übertragungsfunktionen . . . . .	159
A.2	Übertragungsfunktionen des Master-Slave-Systems . . . . .	161

<b>B Entwurf von Internal Model Controllern in MATLAB</b>	<b>164</b>
B.1 Internal Model Controller für das erste Segment des Bediengeräts . . .	164
B.2 Internal Model Controller für den Löffelzylinder . . . . .	165
B.3 Internal Model Controller für den Oberwagen . . . . .	166
<b>C Kinematik des Bediengeräts</b>	<b>168</b>
C.1 Direkte Kinematik . . . . .	168
C.2 Inverse Kinematik . . . . .	169
<b>D Kinematik des Arbeitsarms</b>	<b>170</b>
D.1 Direkte Kinematik . . . . .	171
D.2 Inverse Kinematik . . . . .	171
<b>E Auswertung der Probandentests</b>	<b>174</b>
E.1 Fragebogen . . . . .	174
E.2 Datenbasis . . . . .	175
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>176</b>



# Formelzeichen und Abkürzungen

Die verwendeten Formelzeichen werden nicht separat aufgelistet, sondern im Text erläutert. Einige Formelzeichen haben in Abhängigkeit vom Kontext unterschiedliche Bedeutungen.

Die verwendeten Übertragungsfunktionen sind meist nur auf zwei Nachkommastellen genau angegeben. Für eine tatsächliche Implementierung müssen die Übertragungsfunktionen mit Hilfe der angegebenen Scripte neu berechnet und mit der bestmöglichen Genauigkeit in die Regelalgorithmen übertragen werden.

## Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
ACC	Adaptive Cruise Control
CAD	Computer Aided Design
CAN	Controller Area Network
EFM	Electrohydraulic Flow Matching
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
GLONASS	Globales Satellitennavigationssystem der russischen Föderation
GPS	Global Positioning System
HMD	Head Mounted Display
IMC	Internal Model Control
LDW	Lane Departure Warning System
LS	Load-Sensing, hydraulische Leistungsregelung
LTI	Linear Time-invariant
LUDV	Lastdruckunabhängige Durchflussverteilung
MIMO	Multiple-input, Multiple-output
MMS	Mensch-Maschine-Schnittstelle
OGRE	Object-Oriented Graphics Rendering Engine
P-Grad	Proportionalitätsgrad
PID	Proportional Integral Derivative
PC	Personal Computer
SD	Standard Deviation
SISO	Single-input, Single-output
TCP	Tool Center Point
UDP	User Datagram Protocol,
USB	Universal Serial Bus
VAR	Virtual Augmented Reality
VR	Virtual Reality
VRML	Virtual Reality Modeling Language
ZVF	Zustandsvariablenfilter

## Kurzfassung

Haptisch unterstützte Bedienkonzepte finden gegenwärtig in mobilen Arbeitsmaschinen, wie z. B. Hydraulikbaggern, keine Anwendung. Zurzeit werden diese Maschinen mit hydraulischen Joysticks bedient. Jede Joystickachse steuert einen einzelnen hydraulischen Aktor (z. B. Zylinder), was aufgrund der nicht immer übereinstimmenden Bewegungsarten und -richtungen zu einer wenig intuitiven Bedienung führt. Erst seit der Verfügbarkeit elektrohydraulischer Systeme für den Serieneinsatz sind auch alternative intuitive Bedienkonzepte mit elektronischen Vorsteuergeräten möglich. Diese Konzepte können durch haptisch unterstützte Assistenzsysteme erweitert werden. Haptisch unterstützte Bedienkonzepte zielen auf eine effizientere Mensch-Maschine-Interaktion, eine Reduzierung von Bedienfehlern und eine Verkürzung der Einlernzeit unerfahrener Bediener.

In der vorliegenden Arbeit wird ein Master-Slave-Bedienkonzept für einen Hydraulikbagger vorgeschlagen, welches den Fahrer über haptische Interaktion bei der Maschinenführung unterstützt. Das Bedienkonzept beinhaltet intuitive, aktive Bedienelemente, die eine Alternative zur herkömmlichen Maschinensteuerung mit Joysticks darstellen, und eine bilaterale Reglerarchitektur für das Gesamtsystem, bestehend aus Bagger und Bediengerät. Die Bedienelemente, welche die kinematische Kette des Arbeitsarms nachbilden, versprechen eine intuitive Bedienung der Maschine. Für die ständige Synchronisation der Bedienelemente mit der aktuellen Position des Hydraulikbaggers müssen diese mit Aktoren ausgestattet und positionsgeregelt sein. In der vorgeschlagenen Reglerarchitektur geben sich beide Systeme jeweils gegenseitig die Führungsgröße für die Positionsregelung vor. Der Bediener wirkt als Störung auf das System. Diese Architektur ermöglicht eine stabile Regelung und gibt dem Bediener ein haptisches Feedback der Trägheit des hydraulischen Manipulators. Die Regler für die elektrischen bzw. hydraulischen Aktoren von Bedienelementen und Bagger werden mit Hilfe der Entwurfsmethode Internal Model Control ausgelegt. Dazu wird ein bekannter Ansatz auf integrierende Strecken erweitert. Zur Verbesserung der Regelgüte wird eine Stellgrößenbeschränkung über ein Zustandsvariablenfilter für Systeme mit integrierenden Strecken vorgeschlagen.

Ein weiterer Aspekt der Arbeit ist die Nutzung der Aktoren der Bedienelemente zur Implementierung von haptischen Assistenzsystemen. Diese unterstützen den Fahrer bei verschiedenen Arbeitsaufgaben (z. B. Planieren, Böschungsbau, Kollisionsvermeidung) durch fühlbare Kräfte, die das Bedienelement an den Fahrer zurückgibt.

Um das Bedienkonzept zu verifizieren, wird ein echtzeitfähiger Virtual Reality Baggersimulator und ein mit elektronisch vorgesteuerten Hydraulikventilen, Rapid Control Prototyping Hardware und Sensorik ausgerüsteter Versuchsbagger verwendet. Zur prototypischen Umsetzung der Bedienelemente am Versuchsbagger werden kommerziell verfügbare Bediengeräte, ein SensAble Phantom Omni und ein 3Dconnexion SpaceBall 5000, eingesetzt. Es werden Ergebnisse aus experimentellen Messungen angegeben.

Zur Bewertung des vorgeschlagenen Bedienkonzepts sowie der haptischen Assistenzfunktionen werden Experimente mit Probanden am Versuchsbagger durchgeführt, welche die Intuitivität des Konzepts und die Funktionalität der Assistenzsysteme bestätigen.

# Abstract

In mobile hydraulic machines such as excavators, haptic human-machine interfaces are currently not in use. Today, the machines are operated by mechanical-hydraulic joysticks. Each joystick axis controls a single hydraulic actuator. This leads to operational concepts which are not very easy to use. Due to the fact that electro-hydraulic systems with electronic joysticks are available for serial applications, alternatively, more intuitive operational concepts have become feasible. These concepts can be enhanced further by adding haptic driver-assistance systems. The aims of haptically enhanced operational concepts are to increase the efficiency of the human-machine interaction by providing driver-assistance systems, reducing operating errors, and shortening the time required for inexperienced drivers to learn how to operate the machine.

In this thesis, a haptically enhanced master-slave operational concept for a hydraulic excavator is proposed. The concept includes a conceptual design for intuitive, active operating-elements as an alternative to conventional joysticks. It also includes bilateral control-architecture for the complete system, consisting of the hydraulic excavator and the active operating-device. The device resembles the kinematic chain of the excavator's manipulator. This allows for intuitive operation of the machine. The operating device is actuated to implement position control of the device. This is necessary to permanently synchronize the operating device and the position of the hydraulic manipulator. The main idea entails position controllers for both the excavator and the operating device where both control loops output the reference position to one another. More specifically, two position-controlled systems are placed in a feedback loop with each other. The human operator acts as an input disturbance to the operating device. This approach allows stable teleoperation of the machine and gives the operator haptic feedback of the manipulator's inertia. The Internal Model Control (IMC) methodology is employed to design the position controllers for both the hydraulic manipulator and the operating device. Therefore, a simplified design rule for the IMC filter and a novel anti-windup approach for models with pure integrators are proposed.

A second aspect is the utilization of the active operating-device's actuators to implement haptically enhanced driver-assistance systems. These systems support the driver as he performs his working tasks (e. g. leveling assistance, slope cutting, and workspace limitation) through tactile forces fed back by the operation element.

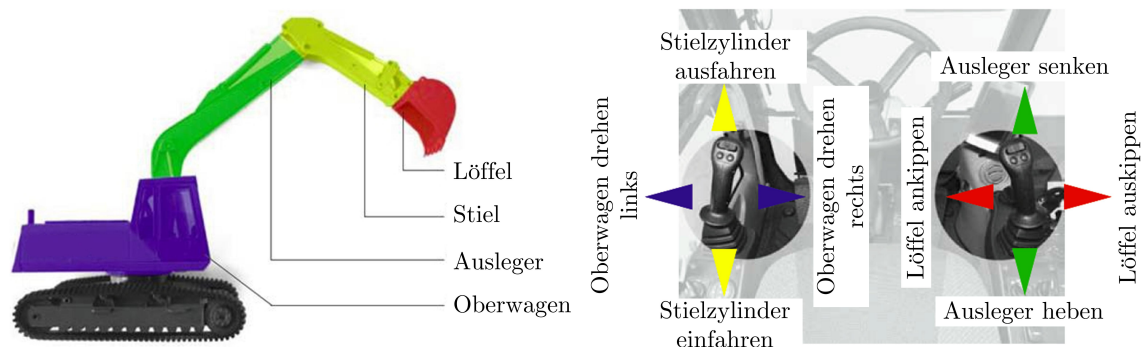
In order to verify the operational concept and the haptic assistance systems, they were exemplified on a virtual-reality excavator simulator and on an experimental excavator equipped with electronic pilot-valves, rapid-control prototyping hardware, and sensor systems. To test the concept on the prototype, commercially available devices, namely a SensAble Phantom Omni and a 3Dconnexion SpaceBall 5000, were used. Measurement results are given.

Experiments with test drivers are performed to evaluate the proposed operational concept and the haptically enhanced driver assistance systems. The experiments confirm the usability of the operational concept and the benefit of the haptic assistance systems.

# 1 Einleitung

## 1.1 Problemstellung und Ziel der Arbeit

Die konventionelle Bedienung von mobilen Arbeitsmaschinen, die mit einem hydraulischen Arbeitsarm ausgerüstet sind, wie beispielsweise Bagger, Baggerlader, Teleskoplader und Forstmaschinen, ist weder intuitiv noch bei den unterschiedlichen Herstellern einheitlich gelöst. Daher ist sie für Anfänger und unerfahrene Benutzer schwer zu erlernen. Eine typische Joystickbelegung eines Hydraulikbaggers ist in Bild 1.1 dargestellt. Mit dem linken Joystick werden Stiel und Drehwerk, mit dem rechten Löffel und Ausleger betätigt. Die Auslenkung der Joysticks aus der zentrierten Ausgangsposition dient als Führungsgröße für die Geschwindigkeit der einzelnen Hydraulikzylinder bzw. -motoren.

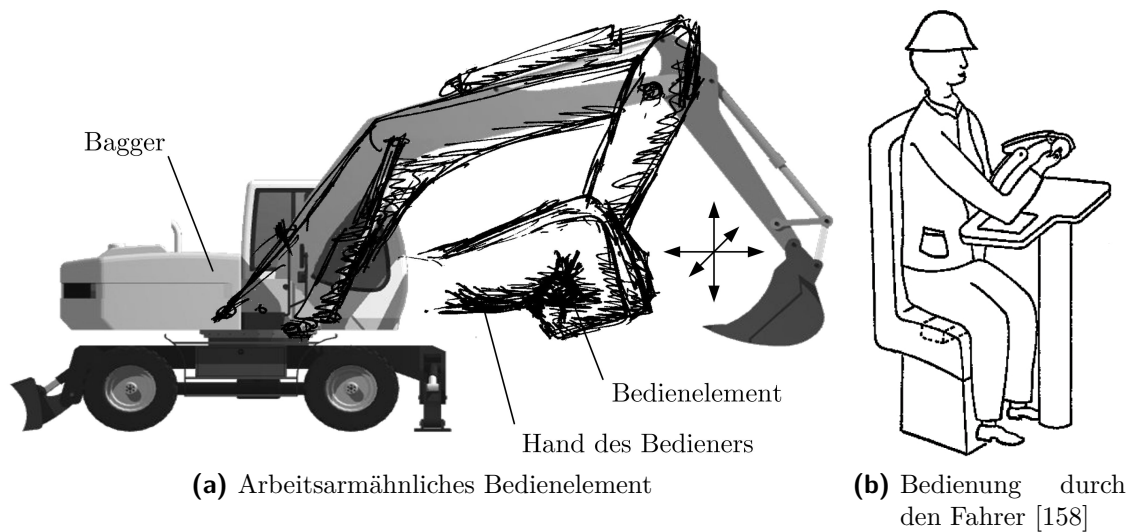


**Abbildung 1.1:** Konventionelle Bedienung eines Hydraulikbaggers

Als Alternative ist ein Konzept bekannt, bei dem der Arbeitsarm des Baggers mit einem Bedienelement gesteuert wird, dessen Segmente die kinematische Kette des Arbeitsarms gemäß Bild 1.2 verkleinert nachbilden [158]. Der Bediener bewegt das arbeitsarmähnliche Bedienelement und der Bagger fährt die dadurch vorgegebenen Bewegungen nach. Diese Konfiguration kann als Master-Slave-System bezeichnet werden, bei dem der Bagger (Slave) der Position des Bediengeräts (Master) folgt.

Dieses Bedienkonzept ist auch von Industrierobotern und (Tele-) Manipulatoren bekannt. Motivation für diese Art der Steuerung sind u. a. die aus der einfacheren intuitiven Bedienung resultierende

- Steigerung der Effizienz (Umschlagsleistung),
- Verkürzung der Einlernzeit,
- sowie Reduzierung von Fehlbedienungen und Korrekturbewegungen, insbesondere bei unerfahrenen Benutzern.



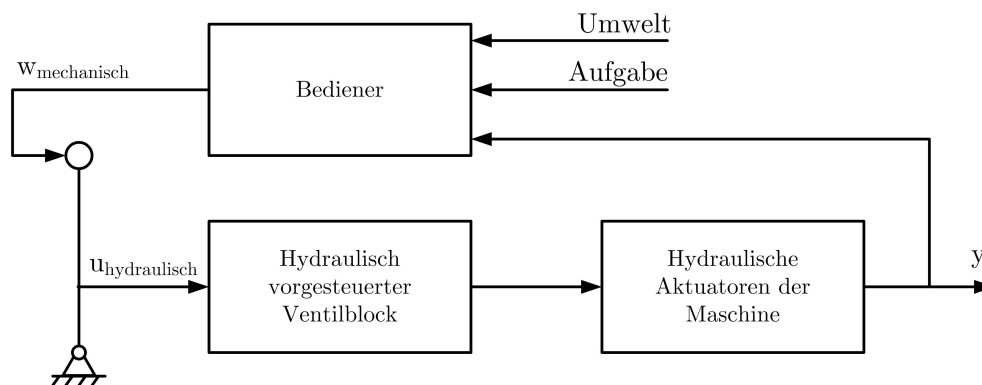
**Abbildung 1.2:** Alternative Bedienung eines Hydraulikbaggers

Gegen alternative Bedienkonzepte sprach lange die rein mechanisch-hydraulische Steuerung der Maschinen mit hydraulischen Vorsteuergeräten. Unter Vorsteuergeräten werden bei mobilen Arbeitsmaschinen Bedienelemente wie Hebel, Joysticks oder Pedale verstanden. Die fortschreitende Einführung von elektronisch vorgesteuerten Wegeventilen (Elektrohydraulik) in der Mobilhydraulik ermöglicht erstens den Einsatz von elektronischen Vorsteuergeräten und zweitens die Automatisierung der Maschinen. Dies sind die Voraussetzungen für die technische Umsetzung des beschriebenen intuitiven Bedienkonzepts.

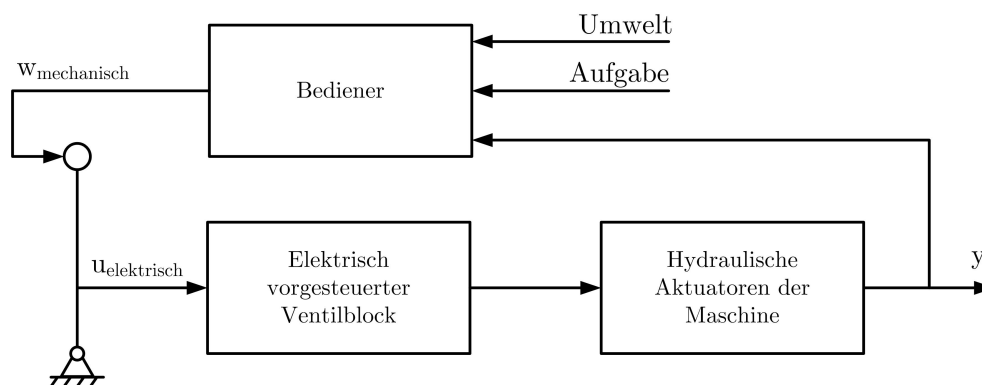
Der Trend zur Elektrohydraulik in mobilen Arbeitsmaschinen wird durch die parallelen Entwicklungen von X-by-Wire-Technologien z.B. in der Automobil- oder Luftfahrttechnologie verstärkt. Bild 1.3 zeigt eine herkömmliche, mechanisch-hydraulische Vorsteuerung im Vergleich zu einer elektrohydraulischen Vorsteuerung einer mobilen Arbeitsmaschine. Im Unterschied zur rein hydraulischen Lösung wird



beim elektrohydraulischen Konzept die Führungsgröße über das Vorsteuergerät elektronisch vorgegeben. Über ein zusätzliches Steuergerät lassen sich, wie in Bild 1.4a dargestellt, durch die Integration zusätzlicher Sensorik Fahrerassistenzsysteme oder teilautomatisierte Funktionen implementieren. Darauf aufbauend lassen sich, analog zum Autopiloten in Flugzeugen, vollautomatisierte, autonome Systeme entwickeln (siehe Bild 1.4b).



(a) Mechanisch-hydraulische Vorsteuerung

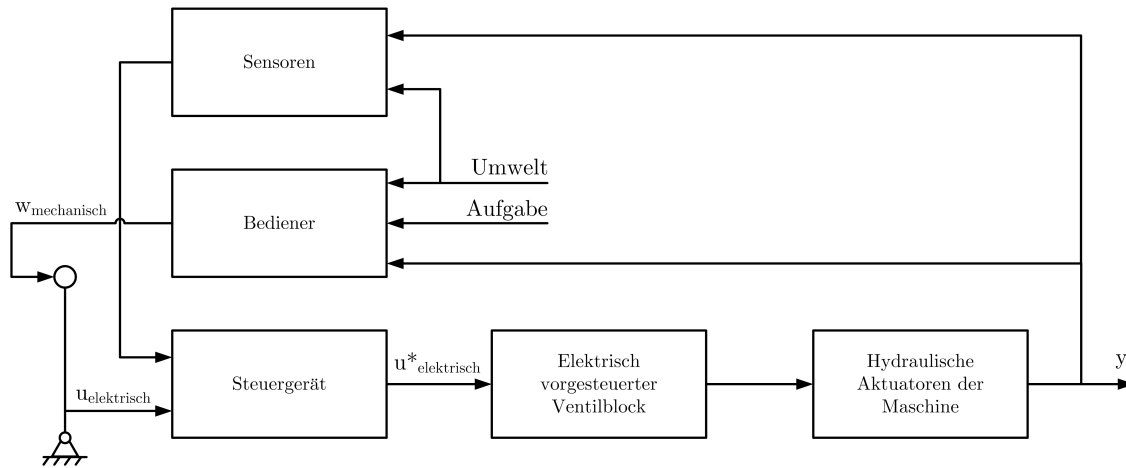


(b) Elektrohydraulische Vorsteuerung

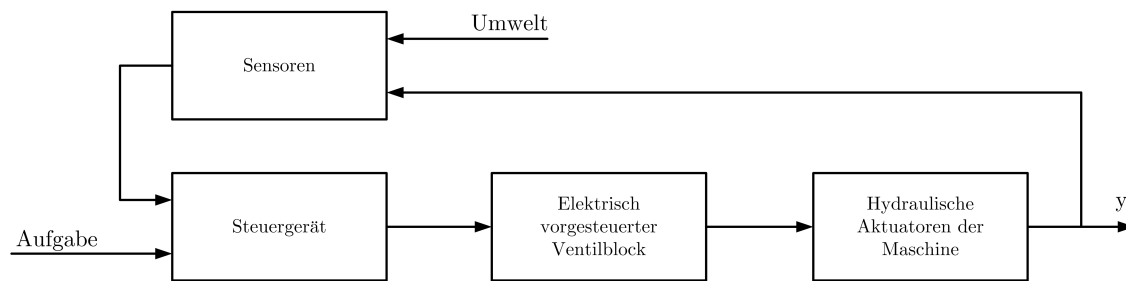
**Abbildung 1.3:** Vorsteuerkonzepte für mobile Arbeitsmaschinen

Ziel dieser Arbeit ist der Entwurf eines neuen, intuitiven Bedienkonzepts für den Einsatz in einem Hydraulikbagger, die Implementierung an einem Versuchsträger und dessen Evaluierung. Als Ausgangspunkt dient das in Bild 1.2 dargestellte Konzept.

Maßgeblich für die technische Umsetzung des Entwurfs ist die These, dass das Bediengerät mit Aktoren ausgestattet, also aktiv sein muss, um eine Positionsregelung des Geräts zu realisieren. Dies ist notwendig, um das Bediengerät ständig mit der aktuellen Position des Baggers zu synchronisieren. Ein anschauliches Beispiel ist das plötzliche Loslassen des Griffs des Bediengeräts. Ein passives Bedienelement würde aufgrund der Schwerkraft nach unten fallen und der Arbeitsarm gemäß Master-Slave-



(a) Teilautomatisierung durch Assistenzsysteme



(b) Autonome, vollautomatisierte Maschine

**Abbildung 1.4:** Automatisierung mobiler Arbeitsmaschinen

Prinzip entsprechend folgen. Das muss in jeden Fall vermieden werden. Konstruktive Lösungen, wie eine Zentrierung oder viskose Dämpfung über Feder-Dämpfer-Systeme im Bediengerät, sind nicht zufriedenstellend, da das Bedienelement beim Loslassen in seine Ausgangsposition zurückkehren oder sich zu träge bewegen würde. Ein weiterer Grund für die Ausstattung des Bediengeräts mit Aktoren ist, dass der Fahrer über die Position des Bedienelements idealerweise eine Rückmeldung über die aktuelle Position des Baggers bekommt. Dies ist wichtig, wenn der Bediener das Bediengerät schneller bewegt als der Bagger folgen kann. Unter diesen Randbedingungen muss eine Lösung für die Regelung des Gesamtsystems, bestehend aus Bagger und Bediengerät, gefunden werden.

Ein weiteres Ziel der Arbeit ist die Entwicklung von auf Elektrohydraulik basierenden Fahrerassistenzsystemen. Konventionelle Assistenzsysteme stellen dem Fahrer hilfreiche Informationen, z. B. über die Maschine oder die Umgebung, audiovisuell zur Verfügung. Durch die Erweiterung der Mensch-Maschine-Schnittstelle (MMS, engl. human-machine interface (HMI)) um einen weiteren Sinneskanal kann der Fahrer zusätzliche Informationen aufnehmen. In dieser Arbeit wird die Mensch-Maschine-

Schnittstelle durch die Integration von haptischem Feedback erweitert. Unter haptischem Feedback werden Empfindungen verstanden, die mit Hilfe der Bedienelemente an den Fahrer zurückgeführt werden und die der Fahrer über den Tastsinn wahrnimmt. Es bietet sich bei dem hier vorgeschlagenen System an, die Aktoren des aktiven Bediengeräts zusätzlich zu der Synchronisation der Positionen zu verwenden, um dem Fahrer ein haptisches Feedback zu geben. Haptische Assistenzsysteme in Hydraulikbaggern können den Fahrer bei verschiedenen Arbeitsaufgaben (z. B. Planieren, Kollisionsvermeidung) durch fühlbare Kräfte, die das Bediengerät an den Fahrer zurückgibt, unterstützen.

## 1.2 Stand der Technik

Der folgende Abschnitt gibt anhand relevanter Veröffentlichungen einen Überblick über den Stand der Technik zu alternativen Bedienkonzepten und haptischem Feedback in mobilen Arbeitsmaschinen. Eine weitere Literaturübersicht zu diesen Themen findet sich in [68]. Themenspezifische Literatur wird zu Beginn der einzelnen Kapitel aufgeführt.

Aktuell sind mobile Arbeitsmaschinen, abgesehen von einigen Spezialanwendungen (z. B. Forstmaschinen, Verlademaschinen in der Logistikbranche), kaum automatisiert. Die zunehmende Ausstattung der Maschinen mit elektrohydraulisch vorgesteuerten Ventilen und den dazu gehörenden Steuergeräten sowie mit Sensorik eröffnet die Möglichkeit, die Maschinen mit neuen Funktionen auszustatten. Zur Sensorik zählen z. B. Messtechnik für die Arbeitsausrüstung, Wegsensoren an den Zylindern sowie Satellitennavigations- und Kamerasysteme. Zu diesen neuen Funktionen gehören alternative Bedienkonzepte und Sicherheits- oder Fahrerassistenzsysteme.

In Zukunft wird der Automatisierungsgrad mobiler Arbeitsmaschinen bis zur vollständigen Automation ansteigen [62, 89]. In einem ersten Schritt kann die Automatisierungstechnik genutzt werden, um den Fahrer über Assistenzsysteme oder alternative Bedienkonzepte bei seiner Arbeit zu unterstützen. Die darauf folgenden Entwicklungsschritte sind ferngesteuerte Maschinen und autonome, mobile Arbeitsroboter.

Zu den Assistenzsystemen für Bagger, Baggerlader und Lader gehören teilautomatische Funktionen, wie das Anfahren von eingelernten Positionen, z. B. dem Zurückfahren des Arbeitsarms zur Aushub- oder Entladeposition [80, 81, 115, 116], die Regelung des Löffels auf einen konstanten Winkel relativ zum Boden [9, 10, 49, 72, 73, 134]

oder das Ausführen von vorgegebenen Bewegungsabläufen (Trajektorienfolgeregelung) [34, 130, 141]. Eine teilautomatisierte Steuerung zur Vereinfachung der Bedienung von Baggern mit Verstellausleger und zusätzlichem Versatzausleger wurde in [78] veröffentlicht. Außerdem sind für Bagger (insbesondere Zweiwegebagger) und Traktoren mit Hubwerk Systeme bekannt, bei denen der Arbeitsraum der Maschine zur Kollisionsvermeidung mit Hindernissen begrenzt wird [42, 46, 151]. Andere Assistenzsysteme für Erdbaumaschinen schränken den Arbeitsraum so ein, dass eine gewünschte Geometrie, z. B. ein Graben mit definierter Tiefe oder eine Böschung mit definiertem Winkel, erzeugt wird [65, 74, 117, 118, 135, 164, 165, 170].

Ferngesteuerte Bagger wurden vor allem für den Einsatz unter lebensgefährdenden Bedingungen, z. B. beim Manipulieren kontaminierten Materials oder bei Rettungseinsätzen, entwickelt [25, 101, 139].

Autonome, mobile Arbeitsmaschinen, wie vollautomatische Bagger, wurden für den Einsatz in Rohstoffabbau- und Bergwerksbetrieben oder die Ausführung von sich periodisch wiederholenden Arbeitszyklen konzipiert [31, 35, 108, 132].

### 1.2.1 Alternative Bedienkonzepte für mobile Arbeitsmaschinen

Im Folgenden werden die zwei alternativen Bedienkonzepte *koordinierte Steuerung* und *Koordinatensteuerung* für mobile Arbeitsmaschinen mit hydraulischem Manipulator eingeführt. Die Begriffe werden definiert und die Unterschiede erläutert.

**Koordinierte Steuerung.** Ein alternatives Bedienkonzept für Bagger und andere Maschinen mit einem ähnlichen Arbeitsarm, wie z. B. Forstmaschinen, wurde bereits in Abschnitt 1.1 genannt. Das Bediengerät kopiert die kinematische Kette des Arbeitsarms. Daraus ergibt sich ein typisches Master-Slave-System. Über eine Bewegung des Bediengeräts mit den Händen lässt sich der Arbeitsarm der Maschine einfach und intuitiv steuern. Die Verbesserung der Intuitivität im Vergleich zur konventionellen Bedienung wurde in [162] untersucht. Dieses Bedienkonzept wird *koordinierte Steuerung* (engl. coordinated control, coordinated motion control, resolved motion control, resolved-mode motion control oder master-slave control) genannt. Diese Art der Bedienung wird ebenfalls in der Robotik, in der Medizintechnik und in der Industrietechnik, z. B. bei hydraulischen Großmanipulatoren, eingesetzt [48]. Üblicherweise gibt der Bediener mit dem arbeitsarmähnlichen Bediengerät eine Führungsgröße für den Arbeitsarm in kartesischen oder Zylinderkoordinaten vor. Ein

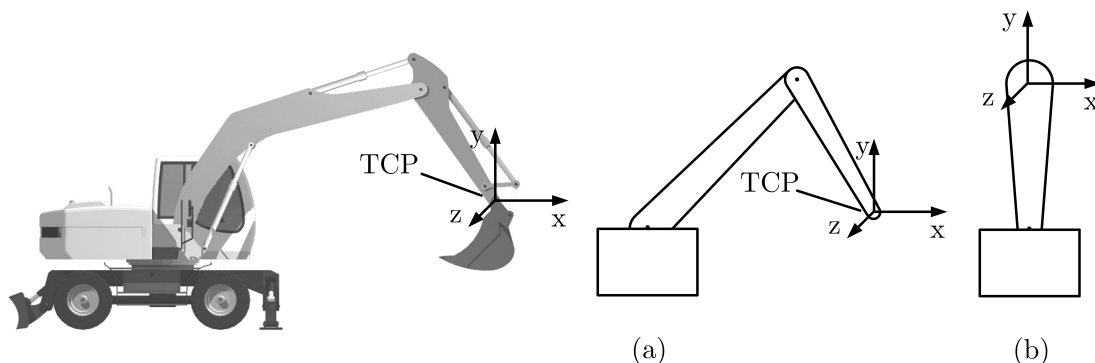
Steuergerät berechnet die notwendige Ventilansteuerung für die Hydraulikzylinder, damit der Arbeitsarm der Vorgabe folgt. Eine Einführung in die Thematik der koordinierten Steuerung mit einer Anwendung in Forstmaschinen findet sich in [106]. Schon Ende der 60er-Jahre wurde dieses Konzept für die Bewegung von Armprothesen eingesetzt [105, 167]. Im Jahr 1977 wurde ein Patent veröffentlicht, welches diese Idee auf die Bedienung eines Hydraulikbaggers übertrug [158]. Es folgten weitere Patentanmeldungen zur Verwendung dieses Bedienkonzepts in mobilen Arbeitsmaschinen von den Unternehmen Mannesmann Rexroth und JCB [128, 163]. Auch einige der in Abschnitt 1.2.2 vorgestellten haptisch unterstützten Bedienkonzepte basieren auf der koordinierten Steuerung der Maschine.

**Koordinatensteuerung.** Eine weitere Alternative zur konventionellen Joystickbedienung eines Hydraulikbaggers stellt die so bezeichnete *Koordinatensteuerung* dar. In einigen Literaturquellen wird diese Art der Steuerung ebenfalls mit *coordinated control* oder *coordinated motion control* bezeichnet. In dieser Arbeit wird begrifflich zwischen der *koordinierten Steuerung* und der *Koordinatensteuerung* unterschieden. Bei der konventionellen Bedienung von mobilen Arbeitsmaschinen steuert jede Joystickachse einen einzelnen Hydraulikzylinder. Bei bestimmten Aufgaben, wie dem Nachfahren einer Geraden, z. B. beim Ziehen eines Planums, müssen vom Fahrer bis zu drei Zylinder und somit bis zu drei Joystickachsen koordiniert bedient werden. Ist die Maschine mit Elektrohydraulik und der entsprechenden Sensorik ausgerüstet, kann ein Steuergerät die Ansteuerung der Zylinder berechnen. Als Konsequenz steuert bei der Koordinatensteuerung jede Joystickachse nicht mehr einen einzelnen Zylinder, sondern die Bewegung des Werkzeugs auf einer festgelegten Ebene im Raum. Oft wird die Koordinatensteuerung so implementiert, dass der Tool Center Point (TCP) der Maschine in kartesischen Koordinaten und die Orientierung des Arbeitswerkzeugs separat gesteuert werden. Da der TCP oft nur in einer Ebene gesteuert wird, wird diese Art der Bedienung teilweise auch x-y-Steuerung genannt. Der Begriff Tool Center Point wurde aus der in der Robotik gebräuchlichen Nomenklatur übernommen. Dort bezeichnet er üblicherweise den Endpunkt des Manipulators. Hier wird das vordere Ende des Stiels, also der Montagepunkt des Arbeitswerkzeugs, als TCP bezeichnet. Als Variation können die Lage oder der Freiheitsgrad des Joysticks verändert werden, um übereinstimmende Bewegungsrichtungen von Bedienelement und Arbeitsarm zu erreichen. Die Koordinatensteuerung erleichtert vor allem unerfahrenen Bedienern die Ausführung der Arbeitsaufgabe, da sie beispielsweise zum Planieren nur noch an *einem* Joystick ziehen, also nur noch *eine* Joystickachse be-

dienen müssen [161]. Mehrere Patente und sonstige Veröffentlichungen beschreiben dieses Konzept sowie die regelungstechnische Umsetzung für Bagger, Baggerlader, Teleskoplader und Forstmaschinen [3, 4, 18, 19, 53, 63, 64, 71, 77, 107, 110, 136–138, 146, 149, 150, 168]. Ein weiteres Einsatzgebiet dieser Steuerung ist die Maststeuerung von Autobetonpumpen [48].

Den Unterschied zwischen der koordinierten Steuerung und der Koordinatensteuerung verdeutlicht die Darstellung der jeweiligen Bedienelemente in Bild 1.5. Folgende Ziele werden bei der Entwicklung dieser alternativen Bedienkonzepte verfolgt [106]:

- Vereinfachung der Bedienung durch ein intuitives Bedienkonzept,
- Verkürzung der Einlernzeit,
- Verringerung der Abhängigkeit von Bedienern, die auf eine bestimmte Maschine spezialisiert sind,
- Erhöhung der Produktivität durch weniger Fehlbedienungen, Positionskorrekturen und eine erhöhte Geschwindigkeit bei der Arbeitsausführung,
- Reduzierung von Verschleiß, Schäden an der Maschine und Wartungsaufwand durch die gleichmäßigeren Maschinenbewegungen und weniger Korrekturbewegungen,
- Steigerung der Sicherheit, da sich der Mensch durch das intuitive Bedienkonzept weniger auf die Bedienung selbst und mehr auf die Arbeitsausführung konzentrieren kann.



**Abbildung 1.5:** Bedienelemente für koordinierte Steuerung (a) und Koordinatensteuerung (b)

### 1.2.2 Haptisch unterstützte Bedienkonzepte

Bedienkonzepte, die dem Bediener ein haptisches Feedback geben, wurden in mobilen Arbeitsmaschinen nur vereinzelt implementiert. Im Jahr 1989 wurde von dem Unternehmen Caterpillar ein Force Feedback-Hebel für Baumaschinen patentiert [29]. Im gleichen Jahr wurde in [123] ein Bagger mit koordinierter Steuerung und haptischem Feedback vorgeschlagen. Ein Jahr später patentierte das Unternehmen Komatsu ein Steuerungssystem für einen hydraulischen Master-Slave-Manipulator, bei dem der Zylinderdruck über den Bedienhebel haptisch an den Benutzer zurückgeführt wird [171]. Eine baggerähnliche Forstmaschine mit haptischem Feedback wurde an der University of British Columbia, Kanada, prototypisch aufgebaut [104, 125, 126]. Es wurden Force Feedback-Joysticks konventioneller Bauart, aber auch neue Konstruktionen, die dem Freiheitsgrad der kinematischen Kette des Arbeitsarms entsprachen, eingesetzt. Die Maschine wurde über Koordinatensteuerung bedient. Ziel war die Reduzierung von Beschädigungen der zu verladenden Baumstämme durch zu große Greifkräfte am Werkzeug. In weiteren Arbeiten wurde das Konzept an einem Minibagger weiterentwickelt [136, 137, 150].

Insbesondere bei ferngesteuerten Maschinen bieten sich Bedienkonzepte mit haptischem Feedback an, da dem Bediener oft nur das visuelle Feedback über ein Kamerasystem zur Verfügung steht. In diesem Kontext wurde vom Unternehmen Kraft Telerobotics ein ferngesteuerter Bagger zum Säubern von verseuchten Terrains und zur Handhabung von kontaminierten Giftmüllbehältern entwickelt [6, 98, 101]. Die Maschine wurde mit koordinierter Steuerung bedient und war mit einem aktiven Bediengerät ausgestattet, welches dem Benutzer eine haptische Rückmeldung gab. Bei einem neueren Konzept eines ferngesteuerten Abbruchroboters der Gifu University, Japan, wurden Force Feedback-Joysticks konventioneller Bauart eingesetzt [169]. Caterpillar patentierte im Jahr 2005 ein System zur Bedienung von mobilen Arbeitsmaschinen mit haptischem Feedback [7]. Bei den genannten Anwendungen sollte das haptische Feedback dem Bediener die Grab- oder Greifkräfte am Arbeitswerkzeug der Maschine anzeigen. Haptische Assistenzsysteme für mobile Arbeitsmaschinen wurden ausführlich am Georgia Institute of Technology, USA, untersucht. In [92] findet sich ein haptisches Steuerungskonzept für einen Gabelstapler. Regelkonzepte für das Gesamtsystem aus Maschine und aktivem Bediengerät für die koordinierte Steuerung werden am Beispiel eines Baggerladers in [91, 93–97] behandelt. Es wird vorgeschlagen, das aktive Bediengerät, zusätzlich zum haptischen Feedback von Kräften am Werkzeug, zur Simulation des Bediengefühls von Open-Center-Systemen und zur Implementierung fühlbarer Arbeitsraumbegrenzungen zu verwenden. Auf der Han-

nover Messe 2009 stellte der Baumaschinenhersteller Doosan Infracore unter dem Namen Eco Transformer CX ein Modell eines Konzeptbaggers aus, welcher mit haptisch unterstützten Bedienelementen ausgerüstet war.

## 1.3 Zusammenfassung der Ergebnisse und wissenschaftlicher Beitrag

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein intuitives Bedienkonzept für einen Hydraulikbagger entwickelt. Das Konzept basiert auf der koordinierten Bedienung (siehe Abschnitt 1.2.1), wird aber ergonomisch und funktional verbessert. Es besteht aus einem Bedienelement für die rechte Hand des Fahrers, welches die kinematische Kette des Arbeitsarms des Baggers verkleinert nachbildet, und einem drehbaren Bedienelement, das mit der linken Hand bedient wird. Das vorgeschlagene Konzept ist in Bild 1.6 dargestellt. Für Linkshänder können die Bedienelemente vertauscht werden. Mit der rechten Hand wird der Tool Center Point der Maschine in einer vertikalen Ebene und mit der linken Hand die Drehung des Oberwagens gesteuert. Da das arbeitsarmähnliche Bedienelement grundsätzlich positionsgeregelt sein muss, um die Positionen von Bagger und Bediengerät ständig zu synchronisieren, wird ein mit Aktoren ausgestattetes Bedienelement benötigt. Diese Aktoren werden zusätzlich verwendet, um das Bedienkonzept mit haptischen Assistenzfunktionen zu erweitern. Diese Assistenzsysteme unterstützen den Fahrer bei verschiedenen Arbeitsaufgaben (z. B. Planieren, Böschungsbau, Kollisionsvermeidung) durch fühlbare Kräfte, die das Bediengerät an die Hand des Fahrers zurückgibt.

Zur Evaluierung verschiedener Bedienkonzepte wird ein Virtual Reality Baggersimulator programmiert. Der Simulator ermöglicht den Anschluss verschiedener Bediengeräte und eine einfache Simulation unterschiedlicher Steuerungskonzepte. Der Bagger wird über ein in MATLAB/Simulink implementiertes Modell simuliert und bildet das Verhalten einer vorhandenen Versuchsmaschine ab. Die virtuelle Realität wird durch eine in C++ realisierte Visualisierung und die Verwendung eines Head Mounted Displays mit integriertem Sensor für die Kopfbewegungen (Head-Tracker) erzeugt.

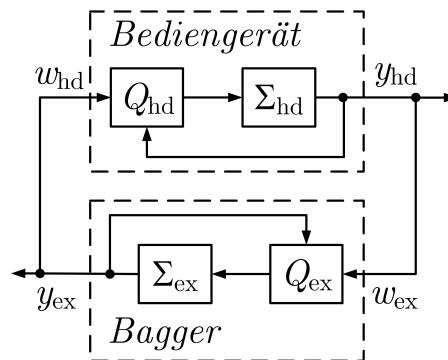
Für die Umsetzung des Bedienkonzepts wird eine Reglerarchitektur für das Gesamtsystem, bestehend aus Bagger ( $\Sigma_{\text{ex}}$ ) und Bediengerät ( $\Sigma_{\text{hd}}$ ), entworfen. Dabei geben sich beide Systeme jeweils gegenseitig die Führungsgröße für die Positionsregelung





**Abbildung 1.6:** Intuitive Bedienelemente für Hydraulikbagger

vor, wie in Bild 1.7 dargestellt ist. Die Regler für beide Systeme ( $Q_{ex}$ ,  $Q_{hd}$ ) werden mittels Internal Model Control ausgelegt. Zur Verbesserung der Regelgüte wird ein aus [143] bekannter Ansatz zur Stellgrößenbeschränkung über ein Zustandsvariablenfilter auf Systeme mit integrierenden Strecken erweitert.



**Abbildung 1.7:** Vereinfachte Darstellung der Reglerarchitektur

Das Bedienkonzept und die haptischen Assistenzsysteme werden an einem Versuchsbagger implementiert und mittels Probandentests evaluiert. Der Versuchsträger ist mit elektronisch vorgesteuerten Hydraulikventilen, Rapid Control Prototyping Hardware und Sensorik ausgerüstet. Als Bedienelemente werden kommerziell verfügbare Geräte verwendet, die eine ähnliche Funktionalität wie die vorgeschlagenen Be-

dienelemente besitzen. Die Auswertung der Probandentests zeigt, dass das neue Bedienkonzept im Vergleich zur konventionellen Bedienung intuitiver ist. Unerfahrene Bediener machen deutlich weniger Fehler. Die haptischen Assistenzsysteme geben eine deutlich fühlbare Rückmeldung und bieten Unterstützung bei unterschiedlichen Arbeitsaufgaben.

Die Entwicklung und Implementierung dieses intuitiven, haptisch unterstützten Bedienkonzepts für Hydraulikbagger erfordern einen interdisziplinären Ansatz: Der Entwurf der Bedienelemente lässt sich den Bereichen Ergonomie und Industriedesign zuordnen. Durch die aktive Auslegung der Bedienelemente zur Integration von haptischen Assistenzfunktionen wird auch die Mensch-Maschine-Interaktion, insbesondere der Bereich Haptik, untersucht. Die Programmierung des Virtual Reality Baggersimulators sowie der Software zur Ansteuerung der verwendeten Bediengeräte gehören zum Bereich Informatik. Für den Entwurf der Reglerarchitektur und die Auslegung der Regler wird die Regelungstechnik benötigt. Die Implementierung am Versuchsbagger erfordert Kenntnisse im Bereich Hydraulik.

Die vorliegende Arbeit berührt in ihrer Breite also eine Reihe von Fachgebieten. Der Schwerpunkt liegt auf dem Entwurf einer Reglerarchitektur zur Implementierung des Bedienkonzepts an der Versuchsmaschine unter Nutzung eines aktiven Bediengeräts und somit auf der Regelungstechnik.

Der wissenschaftliche Beitrag dieser Arbeit liegt zum einen darin, dass ein Bedienkonzept für Hydraulikbagger vollständig – von der Idee, über den Test in der Simulation, die Ausgestaltung der Bedienelemente, der Entwicklung von haptischen Assistenzfunktionen, der Implementierung des gesamten Systems an einer Versuchsmaschine bis zur Bewertung des Systems – dargestellt wird. Die gewählte Architektur des bilateralen Master-Slave-Systems für einen Bagger mit Electrohydraulic Flow Matching und mit dem Verzicht auf Kraftsensoren war bisher nicht bekannt. Zum anderen werden neue Ansätze aus dem Bereich Regelungstechnik entwickelt. Zur Auslegung von Internal Model Control-Reglern für Strecken mit integrierendem Verhalten werden zwei Neuerungen vorgestellt: Erstens eine Reglerentwurfsvorschrift für Internal Model Controller, die einen schnellen und unkomplizierten Entwurf eines Filters für integrierende Strecken ermöglicht. Zweitens eine Erweiterung des Verfahrens zur Stellgrößenbeschränkung aus [143] für diese Strecken, die den Regelalgorithmus intern so limitiert, dass der Regler keine Stellgrößen generiert, welche die definierten Grenzen verletzen. Ein wesentlicher Beitrag der Arbeit ist, dass beim verwendeten Regler für das aktive Bediengerät diese Grenzen dynamisch variiert werden, um spezifische haptische Sinneseindrücke beim Bediener zu erzeugen, ohne die Regelgüte

oder Stabilität zu gefährden. Dieser Ansatz zur Realisierung haptischer Assistenzfunktionen ist bisher nicht bekannt.

Die Arbeit gliedert sich im Anschluss an die Einleitung wie folgt: Im zweiten Kapitel werden Grundlagen haptisch unterstützter Mensch-Maschine-Schnittstellen vermittelt und haptische Assistenzsysteme für mobile Arbeitsmaschinen vorgeschlagen. Kapitel drei beschreibt die Versuchsmaschine sowie den Virtual Reality Baggersimulator. Im vierten Kapitel wird das entwickelte alternative Bedienkonzept vorgestellt. Kapitel fünf beschreibt die verwendete Reglerarchitektur, welche das gewünschte Verhalten des Gesamtsystems sicherstellt. Es wird gezeigt, wie sich haptische Assistenzfunktionen integrieren lassen. Im sechsten Kapitel wird eine Einführung in das Reglerentwurfverfahren Internal Model Control gegeben. Es wird eine einfache Reglerentwurfsvorschrift und eine auf einem Zustandsvariablenfilter basierende Stellgrößenbeschränkung für Strecken mit integrierendem Verhalten vorgeschlagen. Kapitel sieben beschreibt den Reglerentwurf für Bagger und Bediengerät anhand des verwendeten Versuchsträgers. Es werden Messergebnisse des geregelten Systems sowie der implementierten haptischen Assistenzsysteme diskutiert. In Kapitel acht werden die durchgeführten Probandentests ausgewertet. Im letzten Kapitel werden Schlussfolgerungen gezogen und ein Ausblick auf zukünftige Entwicklungen gegeben.

Am Ende der Kapitel zwei bis acht findet sich jeweils eine kurze Zusammenfassung des Inhalts der einzelnen Abschnitte.

## 2 Haptisches Feedback in mobilen Arbeitsmaschinen

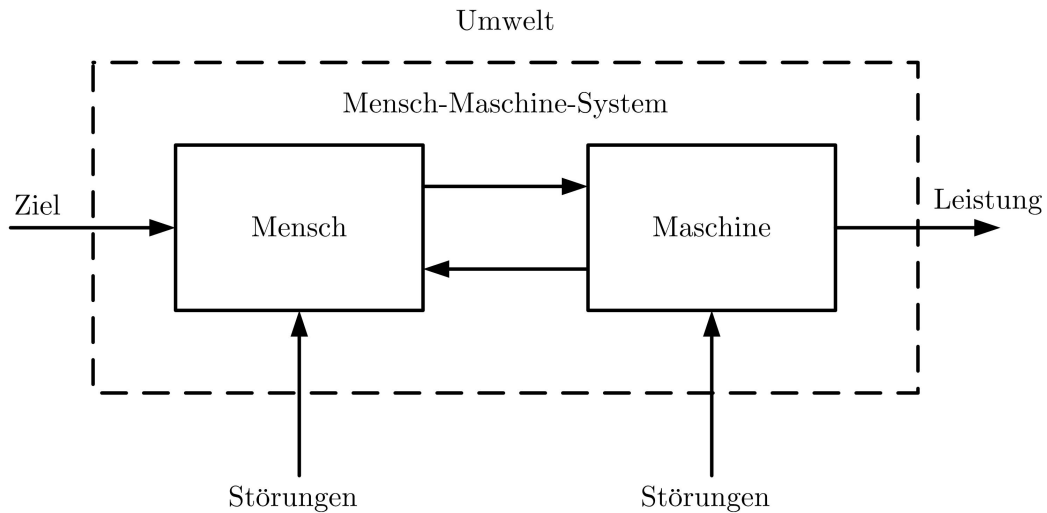
Dieses Kapitel klärt grundlegende Begriffe aus dem Bereich haptisch unterstützter Mensch-Maschine-Schnittstellen und erläutert, wie diese durch haptisches Feedback verbessert werden können. Es werden die verwendeten Bediengeräte sowie mögliche haptische Assistenzfunktionen für mobile Arbeitsmaschinen beschrieben.

### 2.1 Grundlagen der haptischen Wahrnehmung

In [58] wird ein umfassender Überblick zu Grundlagen der haptischen Wahrnehmung, physiologischen Aspekten, haptisch unterstützten Mensch-Maschine-Schnittstellen und Anwendungen gegeben.

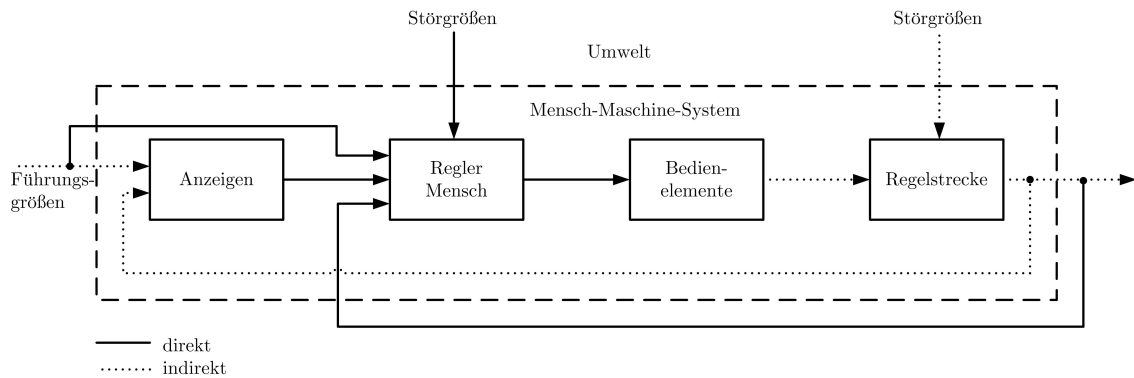
Als Mensch-Maschine-System wird das Zusammenwirken eines oder mehrerer Menschen mit einem technischen System zur Erreichung eines vorgegebenen Ziels gemäß Bild 2.1 bezeichnet [85, 86]. Eine Mensch-Maschine-Schnittstelle wird vom menschlichen Bediener verwendet, um mit einem technischen System zu interagieren, um dieses zu bedienen, zu führen oder zu benutzen. Typische Mensch-Maschine-Schnittstellen sind Cockpits von Fahrzeugen oder Leitstände. Der Informationsfluss ist wechselseitig, wie durch die Pfeile in Bild 2.1 verdeutlicht wird. Er muss vom Bediener zum technischen System, z. B. über eine Tastatur, eine Maus, einen Joystick oder ein Lenkrad, und vom System zum Bediener, z. B. über eine Anzeige oder einen Monitor, fließen.

Herkömmliche Mensch-Maschine-Systeme ohne haptisches Feedback haben die in Bild 2.2 dargestellte Struktur. Der Bediener kann als menschlicher Regler betrachtet werden. Der Informationsaustausch zwischen dem System Mensch und dem System



**Abbildung 2.1:** Mensch-Maschine-System [86]

Maschine (Regelstrecke) erfolgt im geschlossenen Regelkreis. Als Mensch-Maschine-Schnittstelle sind signalwandelnde Elemente, wie Bedienelemente und Anzeigen, erforderlich. Die Führungs- und Regelgrößen werden vom menschlichen Bediener direkt aus der Umwelt oder indirekt über Anzeigen wahrgenommen [86].



**Abbildung 2.2:** Struktur eines Mensch-Maschine-Systems ohne haptisches Feedback, nach [86]

Im Folgenden werden einige Grundbegriffe der haptischen Wahrnehmung definiert.

**Feedback.** Die Rückführung der Systeminformationen über Anzeigen an den Bediener wird in diesem Zusammenhang als Feedback bezeichnet. Für die Übergabe von Systeminformationen an den Menschen können grundsätzlich alle Sinne ange-

sprochen werden. Klassischerweise sind das die

- visuelle,
- auditive,
- haptische,
- olfaktorische,
- und gustatorische Wahrnehmung.

In den meisten technischen Systemen werden dem Benutzer Informationen über das System hauptsächlich visuell zurückgeführt - entweder über sichtbare Anzeigen (z. B. Monitore) oder eine direkte Beobachtung des Systemverhaltens. Oft spielt auch die auditive Wahrnehmung eine Rolle. Auditives Feedback kann z. B. über hörbare Warnsignale, das Motorengeräusch oder Sprachausgabe erfolgen. Die olfaktorische und gustatorische Wahrnehmung, also Riechen und Schmecken, spielen in MMS im Allgemeinen keine Rolle. Die Integration der haptischen Wahrnehmung findet zunehmend Beachtung. Die Rückführung von Kräften über ein Bedienelement an den Menschen (Force Feedback) wird häufig in Simulatoren und Computerspielen eingesetzt.

**Haptische Wahrnehmung.** Die Wissenschaft, die sich mit der biologischen und psychologischen Untersuchung des Tastsinns beschäftigt, wird als Haptik bezeichnet. Als Erster verwendete der deutsche Psychologe Max Dessoir (1867-1947) diesen Ausdruck. Der Begriff ist abgeleitet vom griechischen Wort *haptesthai* (berühren). Der Tastsinn spielte bereits in der altertümlichen Heilkunde indischer und chinesischer Kulturen eine Rolle. Auch der griechische Philosoph Aristoteles (384-322 AC) beschäftigte sich intensiv mit dieser Thematik. Die ersten wissenschaftlichen Studien neuerer Zeit auf diesem Themengebiet wurden Anfang des 19. Jahrhunderts von dem Psychologen Ernst Heinrich Weber (1795-1878) durchgeführt [59, 87].

Der Tastsinn spielt bei der menschlichen Wahrnehmung eine wichtige Rolle. Er ist essenziell für die Fertigkeit, Objekte mit den Händen zu manipulieren. Selbst einfache Greifaufgaben fallen ohne den Tastsinn sehr schwer und können nur langsam ausgeführt werden [129]. Ca. 60 % der aktuell auf dem Gebiet der haptischen Wahrnehmung tätigen Wissenschaftler arbeiten in den Bereichen Robotik und virtuelle Haptik (Simulation von fühlbaren Sinneswahrnehmungen, z. B. für Virtual Reality-Anwendungen) [59]. Das verdeutlicht den Trend, dass der Integration von Haptik in die MMS insbesondere in diesen Bereichen größere Bedeutung zugemessen wird.

**Oberflächensensibilität.** Der Begriff Oberflächensensibilität bezeichnet Sinnesempfindungen wie Schmerz, Temperatur, Berührung, Druck und Vibration. Diese Sinnesempfindungen werden durch Rezeptoren in der Haut wahrgenommen (kutane Wahrnehmung). Die Oberflächensensibilität wird auch als taktile Wahrnehmung bezeichnet und ist Teil der Exterozeption (Wahrnehmung der Umwelt).

**Tiefensensibilität.** Als Tiefensensibilität wird die Wahrnehmung von Reizen aus dem Körperinneren bezeichnet. Zu ihr zählen der Lage-, der Kraft- und der Bewegungssinn (Kinästhesie). Über den Lagesinn wird die Orientierung einzelner Körperteile wahrgenommen. Der Kraftsinn gibt Informationen über die von Körperteilen ausgeübten Kräfte, der Bewegungssinn über Beschleunigungen und deren Richtung. Die Sinnesempfindungen werden über Rezeptoren in Muskeln, Sehnen und Gelenken aufgenommen. Zusammen mit dem Vestibularapparat (Gleichgewichtsorgan) bildet die Tiefensensibilität die Basis für die Propriozeption, also die Wahrnehmung von Körperbewegungen und -lage im Raum.

Die definierten Grundbegriffe werden in der Literatur teilweise unterschiedlich verwendet. In [24] wird die haptische Wahrnehmung als Oberbegriff für taktile und propriozeptive Wahrnehmung gesehen. Dagegen unterscheidet [59] zwischen haptischer und taktiler Wahrnehmung und stellt beide Begriffe auf eine Ebene. Die taktile Reizempfindung wird als passiv bezeichnet, d. h. das wahrnehmende Subjekt führt keine Bewegung in Relation zum stimulierenden Reiz aus. Im Gegensatz dazu werden haptische Reize durch eine zusätzliche Bewegung des wahrnehmenden Subjekts wahrgenommen. Durch die zusätzliche Bewegung werden aktiv Sinneswahrnehmungen generiert. In dieser Arbeit werden unter haptischem Feedback analog zu [24] alle fühlbaren Rückmeldungen der Maschine an den Bediener verstanden.

Die Integration der haptischen Wahrnehmung verspricht im Vergleich zu allein auf der visuellen Ebene basierenden MMS eine einfachere, schnellere und intuitivere Bedienung von technischen Systemen, da ein zusätzlicher sensorischer Kanal für den Informationstransfer verwendet wird. Die haptische Information wird nicht durch andere visuelle (z. B. Blendung des Bedieners) oder akustische Reize (z. B. Lärm) überlagert. Haptisches Feedback von Kräften oder Momenten führt dazu, dass der Bediener seine Arbeitsaufgabe schneller und sicherer ausführen kann. Haptisch unterstützte Schnittstellen haben insbesondere dann Vorteile, wenn der Bediener feinfühlig und genaue Bedienoperationen durchführen muss, wenn verschiedene Materialien, z. B. mit unterschiedlicher Elastizität, manipuliert werden müssen oder wenn

die Aufmerksamkeit des Bedieners nicht durch zusätzliche visuelle Anzeigen abgelenkt werden soll. Ein grundsätzlicher Nachteil von haptischen MMS ist, dass der Bediener in Kontakt mit dem Bedienelement sein muss, um die Information wahrzunehmen. Außerdem können nur wenige unterschiedliche Informationen übermittelt werden.

## 2.2 Haptik in anderen Technologiefeldern

In der Robotik werden Mensch-Maschine-Schnittstellen mit haptischer Unterstützung vor allem für die Telemanipulation entwickelt. Beispielanwendungen sind fernbediente Roboter für Industrieanwendungen und medizinische Applikationen [11, 90] sowie Arbeitsarme in der Luft- und Raumfahrt [2] oder haptisch unterstützte Telepräsenz [140].

Ein weiteres wichtiges Anwendungsfeld ist die virtuelle Realität (engl. Virtual Reality (VR)) für Simulatoren, Telepräsenz Anwendungen oder Computerspiele. Der Grad der Immersion, also des Eintauchens in die virtuelle Umgebung, ist höher, wenn der Benutzer haptisches Feedback bekommt.

Im Automobilsektor spielt die haptische Wahrnehmung ebenfalls eine wichtige Rolle. Die direkte Rückmeldung auf eine Bediener eingabe, z. B. das spürbare Einrasten eines Schalters, ist eine einfache, passive haptische Interaktion. Aktive haptische Systeme werden in neueren Fahrzeugen und Prototypen für verschiedene Assistenzfunktionen eingesetzt. Dazu zählen z. B. Assistenzsysteme, die vor dem Verlassen der Fahrspur über Vibrationen oder Momente in Lenkrad, Gaspedal oder Fahrersitz warnen. Ein Argument für den Einsatz haptischer Systeme im Automobil ist die Diskretion dieser Informationsausgabe, d. h. die Information bleibt für die übrigen Passagiere unbemerkt. Dies kann z. B. für Einparkassistenten sinnvoll sein [44]. Potenzielle Anwendungen sind außerdem Steer-by-Wire, Brake-by-Wire und das elektronische Gaspedal (E-Gas). Aktoren in Lenkrad oder Pedalerie können das Bediengefühl der ursprünglichen mechanischen Systeme nachbilden. Beispielsweise erwarten viele Bediener ein deutlich fühlbares Lenk- bzw. Rückstellmoment des Lenkrads, über das sie eine Rückmeldung zur Querdynamik des Fahrzeugs bekommen [76]. Bei Steer-by-Wire Systemen entfällt diese Rückmeldung und muss über Aktoren künstlich erzeugt werden. In Serie werden haptische Assistenzsysteme bisher nur wenig verbaut. Aktive haptische Bedienelemente wurden im Kraftfahrzeug in diversen Entwicklungsprojekten untersucht [12, 21, 33]. Oft wird im Automobilbereich unter dem Begriff Haptik



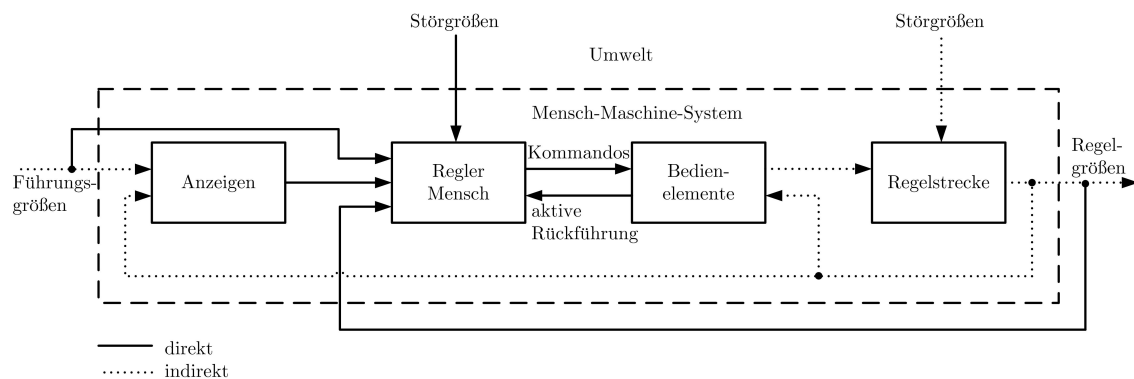
auch die Gestaltung des Interieurs mit Materialien, die sich hochwertig anfühlen, verstanden. Dieser Bereich ist für die vorliegende Arbeit nicht relevant.

Nach Einführung des Fly-by-Wire und der Steuerung über Sidesticks 1987 durch Airbus in den Flugzeugen des Typs A320 ist auch die Flugzeugsteuerung ein potenzielles Einsatzgebiet für haptisches Feedback [22]. Fly-by-Wire führt zu vergleichbaren Handling- und Bedieneigenschaften unterschiedlicher Maschinentypen (z. B. Airbus A320, A330, A340). Über aktive Sticks oder Steuerknüppel können die Zustandsgrößen des Flugzeugs an den Piloten zurückgeführt (z. B. die Ruderkraft infolge des Staudrucks) oder die Bedienelemente von Pilot und Copilot gekoppelt werden. Untersuchungen zu aktiven Bedienelementen in der Flugregelung finden sich in [152–154].

## 2.3 Haptisch unterstützte Bediengeräte

Im Folgenden werden einige haptisch unterstützte Bediengeräte vorgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit verwendet werden. Haptische Bedienelemente sind Eingabegeräte, die haptische Informationen an den Bediener zurückführen. Zu diesem Zweck besitzen sie mindestens einen Aktor, der einen haptischen Sinneseindruck auslösen kann. Daher werden sie auch als aktive Bedienelemente bezeichnet [76]. Nach [154] sind dies „solche Bedienelemente, bei denen eine *Zustandsgröße* oder eine Kombination von Zustandsgrößen (des technischen Systems) dem Menschen in einer bestimmten Form durch genau dieses Bedienelement *erfühlbar* gemacht wird, wobei entweder ein bidirektionaler, auf getrennten Pfaden verlaufender Informationsfluß zwischen dem Bedienelement und dem Restsystem existiert oder die *erfühlbare Zustandsgröße* dem Bedienelement selbst entstammt und in Abhängigkeit eines Parameters verändert werden kann. Unter getrennt verlaufenden Pfaden soll verstanden werden, daß die Informationsverarbeitungskette für Hin- und Rückrichtung sich mindestens in einem Element unterscheidet.“ Die Forderung in dieser Definition eines bidirektionalen Informationsflusses auf zwei getrennten Pfaden schließt Bedienelemente mit direkter mechanischer oder hydraulischer Kopplung an das technische System aus. Direkt an das zu steuernde System gekoppelte Bedienelemente verfügen über einen einzelnen bidirektionalen Pfad, über den die zur Bedienung benötigte Kraft an den Bediener zurückgeführt wird. Im Gegensatz zu passiven Bediengeräten, z. B. federzentrierten Joysticks, sind haptische Bedienelemente also Ein- und Ausgabegerät gleichzeitig. Im Fall von aktiv zurückgeführten Kräften oder Momenten vom technischen System

auf das Bediengerät entsteht damit, wie in Bild 2.3 dargestellt, eine geschlossene Systemstruktur (Regelkreis), deren Stabilität untersucht werden muss.



**Abbildung 2.3:** Struktur eines Mensch-Maschine-Systems mit haptischem Feedback, nach [154]

Grundsätzlich können Bedienelemente dem Nutzer auf mehrere Arten Rückmeldung geben [39]:

- visuell (z. B. über die Position des Griffs),
- passiv haptisch (z. B. durch die Steifigkeit von federzentrierten Joysticks),
- aktiv haptisch (z. B. Kräfte, Momente, Vibrationen, Beschleunigungen).

### 2.3.1 Force Feedback Joysticks und Gamepads

In mobilen Arbeitsmaschinen werden Joysticks auch als Stellteile oder Vorsteuergeräte bezeichnet. Aktive Stellteile, also Geräte mit Aktoren zur Erzeugung eines haptischen Feedbacks, wurden bisher in mobilen Arbeitsmaschinen nur vereinzelt und nicht in Serie verwendet (siehe Abschnitt 1.2.2).

Aktive Joysticks sind unter dem Namen Force Feedback Joysticks insbesondere aus dem Bereich der Computerspiele gut bekannt. Im Rahmen der Untersuchung verschiedener Bedienkonzepte mit dem in Kapitel 3 vorgestellten Baggersimulator werden zwei Joysticks von Typ Logitech Force 3D Pro verwendet (siehe Bild 2.4 (a)). Auf den Handgriff des Geräts können über zwei Elektromotoren Kräfte in zwei Achsen ausgeübt werden. Dies führt zu fühlbaren Momenten oder Vibrationen im Griff.

Außerdem wird das in Bild 2.4 (b) dargestellte kabellose Gamepad vom Typ Speedlink Devolution Pad eingesetzt. Es besitzt ebenfalls zwei unabhängig voneinander

ansteuerbare Elektromotoren, die das Gerät wahlweise im rechten oder linken Handgriff vibrieren lassen können. Im Gegensatz zu Joysticks, die zur Bedienung von mobilen Arbeitsmaschinen fest in der Kabine installiert sind, werden Gamepads im Schoß gehalten. Die Steuerung der Maschine mit einem Bedienpad bietet den Vorteil, dass das Pad die Maschinenschwingungen aufgrund der fehlenden festen Verbindung zwischen Maschine und Bedienelement, der typischen Haltung im Schoß und der Bedienung mit Daumenjoysticks nicht rückkoppelt. Rückkopplungen von Schwingungen der Kabine über die Hände des Bedieners an die fest installierten Bedienelemente sind ein bekanntes Problem in mobilen Arbeitsmaschinen. Sie werden vom Bediener selbst oft nicht wahrgenommen und das resultierende Verhalten wird als Fehler des Hydrauliksystems interpretiert.

Joysticks und Gamepad verwenden als Schnittstelle Universal Serial Bus (USB) zum Anschluss an einen Windows-Rechner (PC).

### **2.3.2 Ergostick**

Der in Bild 2.4 (c) dargestellte sogenannte Ergostick wurde prototypisch am Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation in Stuttgart zur Evaluation verschiedener Bedienkonzepte entwickelt. Als Handgriff dient eine Kunststoffkugel. Die Kugel kann vom Bediener in drei Achsen translatorisch im Raum bewegt werden. Daher kann das Gerät auch als 3D-Joystick oder analog zu den Geräten des Herstellers 3Dconnexion als 3D-Maus bezeichnet werden. Die drei Achsen des Ergosticks können mit Hilfe von drei Elektromotoren über Zahnstangen aktiv angesteuert und somit zur Erzeugung von haptischem Feedback verwendet werden. Die verbauten Elektromotoren verwenden ein Bussystem vom Typ Controller Area Network (CAN) als Schnittstelle zum Datenaustausch. Über eine CAN-PC-Karte können Stellsignale an die Motoren gesendet und die aktuellen Positionen ausgelesen werden.

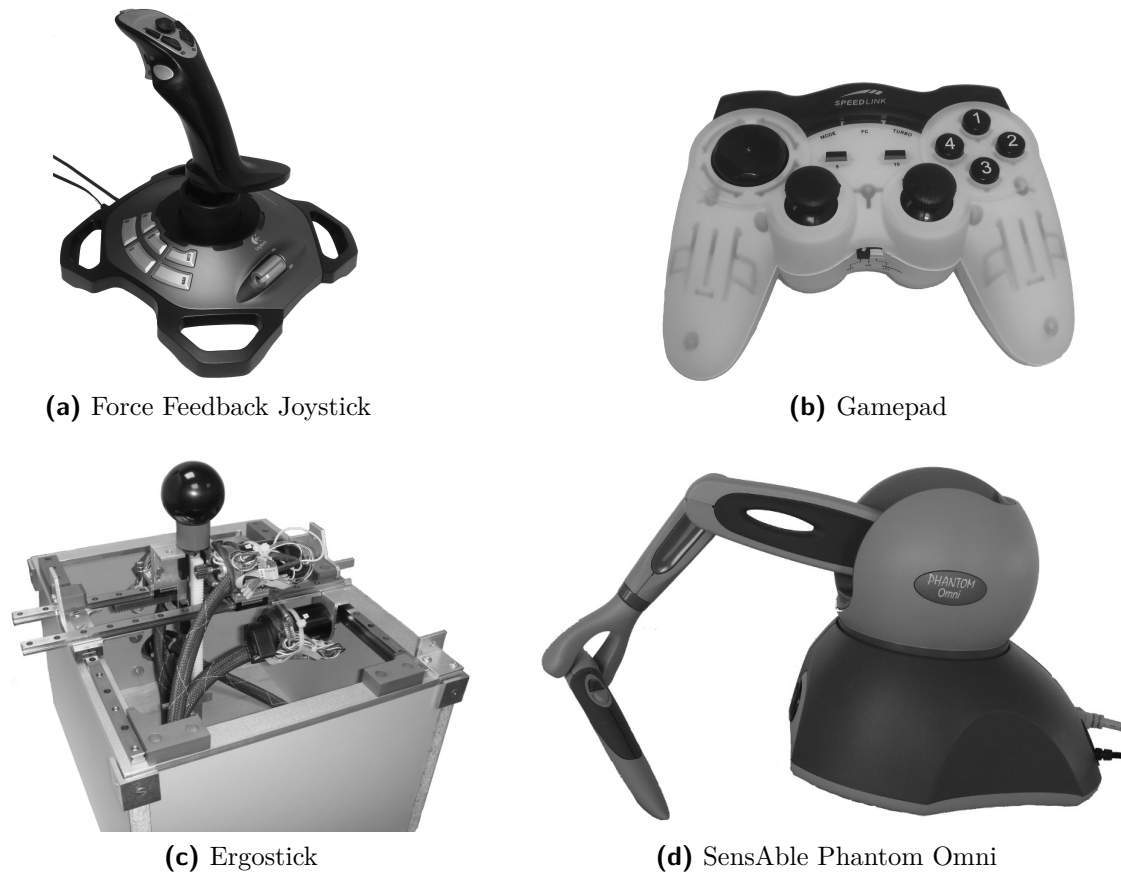
Das Gerät eignet sich aufgrund der relativ großen einstellbaren Kräfte und des großen Arbeitsraums gut zur Evaluierung verschiedener Bedienkonzepte. Es lassen sich verschieden große Arbeitsräume, von der Bedienung nur mit den Fingern bis hin zum ganzen Arm, unter ergonomischen Gesichtspunkten untersuchen. Im Hinblick auf die Bedienung von Hydraulikbaggern bietet es sich aufgrund des großen Arbeitsraums und der translatorischen Freiheitsgrade an, den Ergostick als Bediengerät für Maschinen mit Koordinatensteuerung zu verwenden. Die Position der Kunststoffkugel wird dazu direkt als Führungsgröße für den Tool Center Point des Baggers verwendet.

Der Faktor zur Umrechnung von den Koordinaten des Ergosticks auf die Koordinaten des Baggararms kann abhängig von der gewünschten Positioniergenauigkeit angepasst werden. Alternativ wäre mit dem Ergostick auch eine Vorgabe der Geschwindigkeit des TCP in den drei Achsen des Koordinatensystems denkbar. Dabei würden die Motoren des Geräts verwendet, um die Kunststoffkugel beim Loslassen durch den Bediener wieder in die Ausgangsposition (Nulllage) zurückzufahren. Nachteile des Geräts sind die hohe Reibung, die vom Bediener zum Verfahren der Kunststoffkugel überwunden werden muss, das hohe Gewicht und die damit verbundene Trägheit der beweglichen Teile sowie der fehlende Kraftsensor zur Messung der vom Bediener zum Verfahren der Kugel aufgebrauchten Kräfte.

### 2.3.3 SensAble Phantom Omni

Das Phantom Omni genannte Gerät des Herstellers SensAble in Bild 2.4 (d) gehört zur Klasse der 6D-Joysticks. Der an einem Arm befestigte Stift dient als Griff und kann frei im Raum bewegt werden. Es werden also die drei translatorischen sowie die drei rotatorischen Freiheitsgrade erfasst. Die Stellungen aller Gelenke sind über Sensoren abfragbar. Die drei Drehgelenke des Arms können über Elektromotoren aktiv angesteuert und zur Erzeugung eines haptischen Feedbacks verwendet werden. Die Aufhängung des Stifts, also die rotatorischen Freiheitsgrade des TCP, sind passiv. Zusätzlich sind am Stift zwei Taster angebracht. Als Schnittstelle zum PC wird Firewire (Norm IEEE 1394) verwendet. Für größere Arbeitsräume und größere Kräfte sind andere Baureihen der Phantom-Serie erhältlich. Üblicherweise wird das Gerät zur Bedienung von Software für 3D-Modellierung im Produktdesign (CAD) und in der Zahn- und Knochenimplantattechnik sowie in VR-Anwendungen, wie z. B. Simulatoren für medizinische Trainingszwecke, verwendet [148].

Der SensAble Phantom Omni eignet sich aufgrund seines Aufbaus, der dem Oberwagen eines Hydraulikbaggers ähnelt, gut zur Evaluierung der koordinierten Bedienung. Dabei dient die Position der Aufhängung des Stifts, also der TCP des Bediengeräts, als Führungsgröße für den TCP des Baggers. Das Gerät wird sowohl in [97] als auch in dieser Arbeit zur haptisch unterstützten Bedienung eines Baggararms genutzt. Nachteile des SensAble Phantom Omni sind die verhältnismäßig geringen Kräfte der Elektromotoren und die fragile Mechanik. Für den Einsatz in Baumaschinen ist das Gerät auf Dauer nicht geeignet.



**Abbildung 2.4:** Haptische Bediengeräte

## 2.4 Haptische Assistenzsysteme für mobile Arbeitsmaschinen

Unter einem Fahrerassistenzsystem werden Einrichtungen zur Unterstützung des Bedieners von Kraftfahrzeugen oder mobilen Arbeitsmaschinen zur Steigerung von Sicherheit, Produktivität oder Komfort verstanden. Passive Systeme stellen dem Fahrer zusätzliche Informationen zur Verfügung (z. B. Navigationsgerät, LDW). Aktive Systeme greifen über Stellglieder direkt in das technische System ein (z. B. ABS, ESP, ACC).

Haptische Assistenzsysteme können den Bediener einer mobilen Arbeitsmaschine durch ein fühlbares Feedback über das Bediengerät bei verschiedenen Arbeitsaufgaben unterstützen. Ein Vorteil haptisch implementierter Assistenzfunktionen ist der sicherheitstechnische Aspekt: Der Bediener behält immer die volle Kontrolle über die Maschine, da er das aktive Bediengerät im Zweifelsfall manuell übersteuern kann.

Es wird vorausgesetzt, dass die Aktoren des Bediengeräts immer schwächer als der menschliche Bediener sind.

Die folgenden Assistenzfunktionen lassen sich in Hydraulikbaggern und ähnlichen Maschinen verwenden. In derzeitigen mobilen Arbeitsmaschinen werden keine aktiven Stellteile eingesetzt. Daher existieren die meisten aufgezählten Systeme nur als Idee oder als Prototyp in Forschungs- und Entwicklungsprojekten.

### **2.4.1 Warnfunktionen**

Eine einfache haptische Assistenzfunktion ist die Warnung des Fahrers vor Gefahren über vibrotaktilen Feedback, also Vibrationen der Bedienelemente. In Baggern können solche Gefahren z. B. die Warnung vor Kollisionen mit Personen, Gebäuden, Leitungen oder anderen Fahrzeugen sein. Der Einsatz von Kameras (z. B. Rückfahrkamera) und anderen Sensorsystemen, die Arbeitsraum und Schwenkbereich überwachen, sowie Navigationsgeräten (z. B. auf Basis von GPS oder GLONASS) in Kombination mit digitalen Karten der Umgebung nimmt zu. Informationen von diesem Systemen können als Basis für Warnfunktionen dienen.

Die Warnung des Fahrers über eine haptische Information hat in diesem Fall den Vorteil, dass die Information wahrgenommen wird, auch wenn der Fahrer gerade nicht auf ein Display (z. B. mit einem Kamerabild) schaut oder eine akustische Warnung aufgrund der Umgebungslautstärke nicht hören kann.

### **2.4.2 Feedback von Grab- oder Greifkräften**

In modernen Maschinen bekommt der Fahrer über die Stellteile meist keine Rückmeldung über Kräfte oder Momente, die er mit dem Hydrauliksystem erzeugt oder die auf die Maschine wirken. Das direkte Feedback erfolgt lediglich visuell über das Verhalten der Maschine. Zusätzlich kann der Bediener akustisch, z. B. über die hörbare Drehzahl des Dieselmotors oder über Vibrationen der gesamten Maschine, indirekt auf die ausgeübten Kräfte schließen.

Die Rückführung von Grab- oder Greifkräften des Werkzeugs einer mobilen Arbeitsmaschine auf die Bedienelemente erhöht die Feinfühligkeit und Qualität der Bedienung. Bei einer baggerähnlichen Forstmaschine mit einem am TCP des Arbeitsarms montierten Greifer führte die variable Änderung der Steifigkeit des zur

Bedienung verwendeten Joysticks zu weniger Beschädigungen bei den zu manipulierenden Baumstämmen [104, 125]. Auch für Verladearbeiten mit Umschlagbaggern, Radladern oder Teleskopladern kann dies eine sinnvolle Ergänzung sein, um Schäden an den zu verladenden Gütern zu vermeiden. Ein weiteres potentiell Einsatzgebiet sind Räum- und Abbruchbagger [101]. Zur Rückführung der Grab- oder Greifkraft muss diese über einen zusätzlichen Kraftsensor gemessen werden. Alternativ ist auch eine Schätzung der Kräfte aus den Zylinderdrücken denkbar.

### 2.4.3 Lastfähigkeit

Bei mobilen Arbeitsmaschinen mit Open-Center-Hydrauliksystemen vermitteln die Stellteile dem Fahrer ein Gefühl für die Last, gegen die der jeweils zu steuernde Hydraulikzylinder arbeiten muss. Je größer die Last, desto weiter muss der Joystick aus seiner Ausgangsposition ausgelenkt werden, bevor sich der Zylinder bewegt. Diese Art der Rückmeldung ist durch das verwendete Open-Center-Hydrauliksystem bedingt und wird Lastfähigkeit genannt. Moderne Maschinen sind teilweise mit alternativen hydraulischen Steuerungskonzepten, wie Load-Sensing (LS), lastdruckunabhängiger Durchflussverteilung (LUDV) oder Electrohydraulic Flow Matching (EFM, siehe Abschnitt 3.1.1), ausgestattet. Bei diesen Konzepten geht die Lastfähigkeit systembedingt verloren.

Einigen Herstellern mobiler Arbeitsmaschinen ist die Lastfähigkeit sehr wichtig. Mit aktiven Joysticks kann bei Kenntnis der Zylinderkräfte die Lastfähigkeit nicht nur über eine Änderung der Kennlinie, die das Ansprechverhalten der Joysticks vorgibt, nachgeahmt, sondern auch auf eine der Zylinderkraft proportionale fühlbare Gegenkraft im Stellteil erweitert werden. Die Zylinderkräfte können entweder über Kraft- oder Drucksensoren gemessen werden, da die Zylinderkraft proportional zum Druck im Hydraulikzylinder ist.

### 2.4.4 Feedback der Trägheit des Arbeitsarms

Bei Maschinen mit koordinierter Steuerung, d. h. Master-Slave-Systemen, bei denen das Bedienelement die kinematische Kette des Arbeitsarms kopiert, kann der Fahrer den Griff des Masters sehr schnell im Arbeitsraum des Bediengeräts bewegen. Lediglich Reibung und Trägheit des Masterarms schränken die Bewegungsgeschwindigkeit ein. Die Geschwindigkeit des Baggers (Slave) hängt von der Trägheit des Arbeitsarms (abhängig von Masse und Position der einzelnen Segmente) sowie der Leistung der

hydraulischen Antriebe am Arm ab. Aufgrund der wünschenswerterweise geringen Reibung und Masse des Bedienelements sowie der großen Masse des Arbeitsarms und der begrenzten Leistung der Maschine kann der Bediener den Master prinzipiell immer schneller bewegen als das Slave-System folgen kann. Dies hat zur Folge, dass die Positionen von Master und Slave nach schnellen Bewegungen des Bedienelements nicht mehr übereinstimmen. Daher ist es sinnvoll, dem Bediener über eine aktive Ansteuerung des Masters ein fühlbares Feedback der Trägheit des Arbeitsarms zu geben. Dies hindert den Bediener daran, den Master weit schneller zu bewegen, als der Bagger folgen kann, und führt zu einer besseren Bedienqualität bei koordinierter Steuerung der Maschine.

### **2.4.5 Planier- und Böschungsbaufunktion**

Eine weitere potenzielle Anwendung für haptisches Feedback in mobilen Arbeitsmaschinen sind Assistenzsysteme, die dem Bediener beim Planieren oder beim Bau von Böschungen und anderen Flächen mit einer definierten Neigung helfen. Aktuelle kommerziell erhältliche Systeme zeigen dem Fahrer auf Basis von satellitengestützten Navigationsgeräten, digitalen Karten und Sensorik an der Arbeitsausrüstung auf einem Display die aktuelle Position des Löffels sowie die vorgegebene Aushubgeometrie an [109, 120, 127, 155, 157]. Um solche Systeme durch haptische Assistenzfunktionen zu erweitern, wird der Arbeitsraum durch Ebenen begrenzt, welche die gewünschte Aushubgeometrie bilden. Die Lage der Ebenen im Raum kann vom Fahrer manuell eingestellt oder aus digitalen Karten entnommen werden. Die Ebenen sind über das aktive Bediengerät als sogenannte virtuelle Wände fühlbar [24, 131]. Ein Vorteil einer haptischen Planier- und Böschungsbauassistenz ist, im Vergleich zur Hinterlegung der Ebenen in der Regelung des Arbeitsarms, dass der Bediener die Assistenzfunktion bei Bedarf durch ein Erhöhen der Kraft auf das Bedienelement einfach übersteuern kann.

### **2.4.6 Arbeitsraumbeschränkung**

Eine Erweiterung der Planier- und Böschungsbaufunktion ist die fühlbare Beschränkung des Arbeitsraums der Maschine. Grundsätzlich kann der Arbeitsraum einer mobilen Arbeitsmaschine z. B. durch die maximale Tiefe der gewünschten Aushubgeometrie, Oberleitungen, Gebäude oder Hindernisse wie Leitungen beschränkt sein. Sind diese Hindernisse und Beschränkungen bekannt, d. h. kartiert oder manuell vom



Fahrer eingelernt, können Bereiche definiert werden, in welche die Arbeitsausrüstung nicht eindringen darf. Diese Bereiche können über virtuelle Wände für den Bediener spürbar gemacht werden. Bei Ausrüstung der Maschine mit weiterer Sensorik, wie z. B. Kameras, kann auf diese Weise auch eine Kollisionsvermeidung mit dynamischen Hindernissen, wie Menschen oder anderen Fahrzeugen, realisiert werden.

### **2.4.7 Bahnführung**

Bei den beiden zuvor genannten Assistenzfunktionen wurde der Arbeitsraum des TCP der Maschine durch virtuelle Wände beschränkt. Außerhalb des von der Wand definierten Raums kann der Fahrer das Bedienelement frei bewegen. Alternativ ist ebenfalls denkbar, dass das Bedienelement ständig über die integrierten Aktoren auf einer festgelegten Bahn (Trajektorie) geführt wird. Die Trajektorie kann z. B. einen typischen Arbeitszyklus vom Erdaushub über die Drehung bis zum Entladen des Löffels, eine Bahn um ein Hindernis herum oder auch den energetisch oder zeitlich optimalen Weg des TCP beschreiben. Dadurch, dass die Trajektorie nur haptisch im aktiven Bediengerät hinterlegt ist, kann der Bediener sie jederzeit durch erhöhten Kraftaufwand verlassen. Dies hat den Vorteil, dass er immer die volle Kontrolle über die Maschine behält.

### **2.4.8 Tandembetrieb**

Bagger werden auch für Kranarbeiten, z. B. im Kanal- und Pipelinebau, verwendet. In einigen Einsatzfällen werden zwei oder mehr Maschinen dazu verwendet, gemeinsam Lasten, wie z. B. Bauteile, zu manipulieren. Dies ist dann der Fall, wenn das Bauteil die maximale Traglast einer Maschine übersteigt, die Umgebungsbedingungen den Einsatz von zwei Maschinen erfordern oder das Bauteil durch seine Einbaulage mit mehreren Maschinen eingepasst werden muss. Bei Fahrzeugkranen wird diese Betriebsart Tandemhub genannt.

Wenn zwei oder mehr Bediener dasselbe Bauteil manipulieren, haben sie visuelles und akustisches Feedback (Sichtkontakt auf das Bauteil und Sprechfunkverbindung mit dem anderen Fahrer bzw. weiteren Personen). Die Verlässlichkeit des Sichtkontakts ist aufgrund der teils großen Entfernung zum Bauteil oft nicht ausreichend. Der Fahrer bekommt üblicherweise keine Rückmeldung über die am Bauteil auftretenden Kräfte (z. B. durch Wind, Aufsetzen der Last, Manipulation durch den anderen Fahrer) oder die Bedienimpulse des anderen beteiligten Fahrers.

Es lassen sich haptische Assistenzsysteme implementieren, durch welche der Bediener die Bedienimpulse des jeweils anderen Bedieners in seinen Stellteilen spürt. Dies hilft, Bewegungen koordiniert auszuführen (z. B. das gleichzeitige Anheben oder Absetzen der Last). Insbesondere kleine Bedienimpulse sind vom jeweils anderen Fahrer aufgrund der großen Entfernungen visuell nicht zu erkennen. Ähnliche Ideen gibt es bei der haptischen Kopplung der Sidesticks von Pilot und Copilot [154] sowie im Bereich Telemanipulation und Telepräsenz [26]. Die Idee der haptischen Unterstützung der Zusammenarbeit mehrerer Bediener ist im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen neu.

## 2.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden Grundlagen der haptischen Wahrnehmung erläutert und wichtige Begriffe, wie z. B. *haptisches Feedback*, definiert. Im Anschluss werden die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten aktiven Bediengeräte vorgestellt. Aktive Bediengeräte können für haptisch unterstützte Assistenzsysteme verwendet werden, die Sicherheit, Produktivität oder Komfort der Maschine steigern. Das Gerät SensAble Phantom Omni spielt für die prototypische Umsetzung des in Kapitel 4 beschriebenen Bedienkonzepts eine wichtige Rolle. Von den beschriebenen Assistenzfunktionen sind das Feedback der Trägheit des Arbeitsarms, die Planier- und Böschungsbau-funktion, die Arbeitsraumbeschränkung sowie die Bahnführung hervorzuheben, da diese prototypisch am Versuchsbagger realisiert werden (siehe Abschnitt 7.5). Die Assistenzfunktion für die Unterstützung des Tandembetriebs von mobilen Arbeitsmaschinen ist in der Literatur bisher nicht bekannt.

## 3 Modellierung der Versuchsmaschine

Für die prototypische Umsetzung des in dieser Arbeit entwickelten Bedienkonzepts stand eine Versuchsmaschine zur Verfügung. Bei der Maschine handelte es sich um einen auf eine elektrohydraulische Steuerung umgerüsteten Hydraulikbagger vom Typ CAT M318C. Zur Evaluierung verschiedener Bedienkonzepte und für den Reglerentwurf wurden sowohl das Verhalten als auch das Aussehen der Maschine modelliert und ein Virtual Reality Baggersimulator aufgebaut.

Im Kraftfahrzeugbereich sind Fahrsimulatoren seit langem im Einsatz. Sie werden für unterschiedliche Zwecke, wie z. B. Untersuchungen des Fahrerverhaltens, Fahrtrainings, Tests zur Bewertung von Assistenzsystemen oder neuen Cockpitinstrumenten verwendet. Auch für den Bereich mobiler Arbeitsmaschinen wurden Simulatoren entwickelt. Ein Baggersimulator zur Entwicklung und Bewertung von Regelungsstrategien wird in [37] vorgestellt. Zum selben Zweck wird in [45] die Programmierung eines Simulators für einen Radlader beschrieben. Als besonderer Vorteil wird die Reduktion der Anzahl von Prototypen und der Modifikationen am realen Versuchsträger betont. In [124] wurde ein VR Baggersimulator, der über ein mathematisches Modell auch die Erdboden-Löffel-Interaktion berücksichtigt, entwickelt. Am Lehrstuhl für Baumaschinentechnik der Technischen Universität Dresden existiert ebenfalls ein aufwändiger VR Simulator für mobile Arbeitsmaschinen. Es werden sowohl die Bewegungen der Fahrerkabine als auch die Maschinengeräusche simuliert [100]. Im Rahmen eines europaweiten Forschungsprojekts wurde dort ein Virtual Augmented Reality Trainingssimulator (VAR-Trainer) für Baumaschinen konstruiert. Die Bediener können auf verschiedenen simulierten Maschinen geschult werden. Sie sitzen in einer realen Fahrerkabine, die passend zur Simulation bewegt werden kann. Die visuelle Darstellung wurde mittels Bluebox-Technik und einem Head Mounted Display (HMD) realisiert [23, 145, 166]. Das Unternehmen Volvo stellte auf den Messen Bauma 2007 und Conexpo 2008 einen Radlader- und einen Baggersimulator (Modell L120F bzw. Modell EC210) für Trainingszwecke vor [160].

Im Folgenden werden sowohl das physikalische Simulationsmodell als auch die grafische Darstellung in VR des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Baggersimulators beschrieben. Um die verschiedenen Bedienkonzepte möglichst realitätsnah zu testen, wird ein HMD mit einem integrierten Head Tracking System verwendet. Eine Besonderheit des entwickelten VR Baggersimulators ist, dass er trotz der aufwändigen Hydrauliksimulation und Grafikberechnung auf einem Standard-PC lauffähig ist.

### 3.1 Versuchsträger

Der verwendete Versuchsträger basiert auf einem umgebauten Mobilbagger des Herstellers Caterpillar vom Typ CAT M318C mit Verstellausleger [28]. Ein Foto des Baggers ist in Bild 3.1 zu sehen. Die Maschine hat ein Betriebsgewicht von 18 t. Sie ist mit Zwillingsreifen, einem Abstütz-Planierschild sowie einem Aushublöffel ausgestattet. Der Bagger ist mit einem Sechszylinder-Dieselmotor mit Abgasturbolader motorisiert. Die Nennleistung beträgt 113 kW bei  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Die vier Hydraulikzylinder für den Antrieb der einzelnen Segmente des Arbeitsarms sind mit Seilzug-Wegsensoren ausgerüstet. Die Drehung des Oberwagens kann über einen Drehratensensor erfasst werden.



**Abbildung 3.1:** Versuchsmaschine Mobilbagger

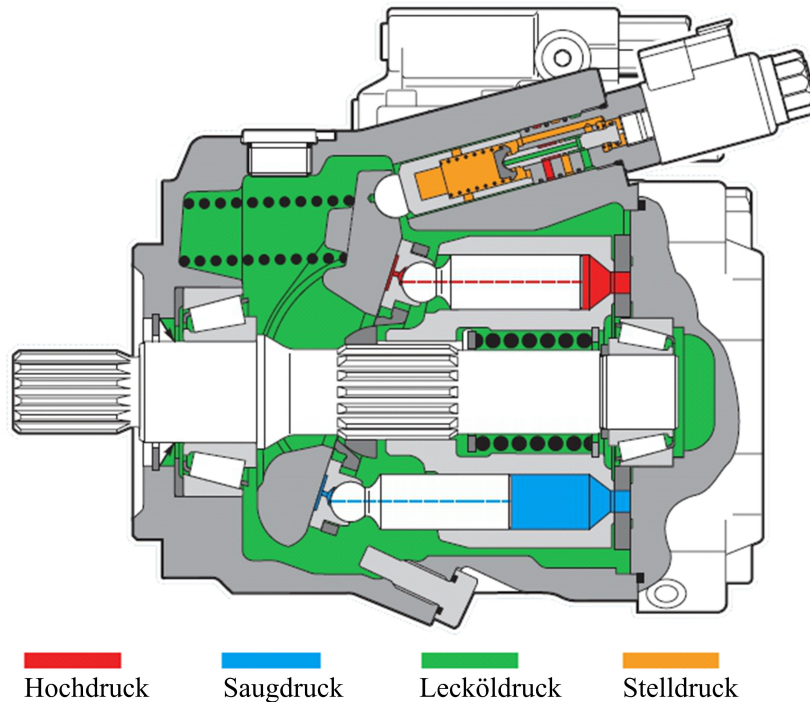
### 3.1.1 Hydrauliksystem

Die Grundfunktion des Hydrauliksystems eines Hydraulikbaggers ist die kontrollierte Übertragung der Leistung des Dieselmotors an die hydraulischen Aktoren der Maschine. Dies sind z. B. Hydraulikzylinder am Arbeitsarm, am Abstütz-Planierschild, an den Pratzen oder zur Feststellung der Pendelachse, sowie Hydraulikmotoren für Drehwerk und Fahrtrieb. Direkt am Dieselmotor sind eine oder mehrere Hydraulikpumpen angeflanscht. Diese wandeln die mechanische Leistung (Drehzahl, Drehmoment) in hydraulische Leistung (Volumenstrom, Druck). Der Volumenstrom wird über Ventile an die Verbraucher verteilt. Die Ventile für die hydraulischen Verbraucher sind in einem Steuerblock zusammengefasst und können entweder mechanisch (manuell), hydraulisch oder elektrisch betätigt werden. In den meisten aktuell produzierten Hydraulikbaggern wird der Ventilblock hydraulisch vorgesteuert.

Die Versuchsmaschine ist mit Electrohydraulic Flow Matching ausgerüstet [102, 103]. Dieses Hydrauliksystem basiert auf einem 1,5-Kreis LUDV-System mit elektrisch betätigten Proportional-Wegeventilen. Der Begriff 1,5-Kreis bedeutet, dass die Maschine mit zwei Hydraulikpumpen ausgestattet ist. Eine verstellbare Axialkolbenpumpe vom Typ Bosch Rexroth A11VO versorgt die Fahr- und Arbeitshydraulik, eine weitere das Drehwerk im geschlossenen Kreislauf [16]. Bild 3.2 zeigt eine Schnittdarstellung einer Axialkolbenpumpe mit schwenkbarer Schrägscheibe. Über die Verstellung der Schrägscheibe wird die Förderleistung der Pumpe eingestellt. Das Drehwerk wird im geschlossenen Kreis betrieben und somit direkt über die Verstellpumpe gesteuert. Das 1,5-Kreis LUDV-System der Versuchsmaschine ist in Bild 3.3 dargestellt.

Als hydraulische Maschinensteuerung ist ein LUDV-Steuerblock vom Typ Bosch Rexroth M7-22 mit elektrischer Vorsteuerung eingebaut [15]. Bild 3.4 zeigt ein Ventil des Steuerblocks in Schnittdarstellung.

Das LUDV-System sorgt für eine gleichmäßige Verteilung des Flusses des Hydraulikfluids in alle Verbraucher, unabhängig vom jeweils anliegenden Lastdruck. Dazu werden alle LUDV-Druckwaagen mit dem höchsten Lastdruck beaufschlagt. Kommt es zur Unterversorgung, werden alle Funktionen proportional in ihrer Geschwindigkeit reduziert. Unterversorgung heißt, dass der Volumenstrom der Pumpe nicht mehr ausreicht, um alle Verbraucher mit der gewünschten Geschwindigkeit zu betreiben. Der Vorteil des LUDV-Systems ist, dass kein Verbraucher bei Unterversorgung stehen bleibt [15]. Der Schwenkwinkel der Axialkolbenpumpe wird bei hydraulisch-mechanischen Systemen so verstellt, dass sie einen Versorgungsdruck liefert, der um einen konstanten Drucküberschuss größer als der höchste Lastdruck ist. In der Praxis

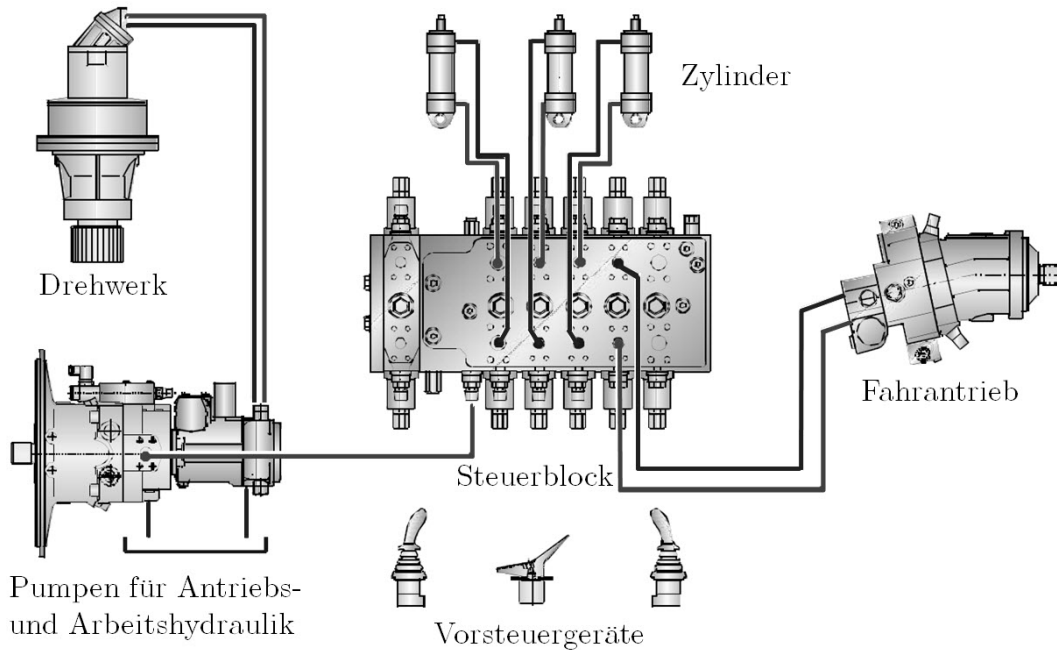


**Abbildung 3.2:** Verstellpumpe in Axialkolben-Schrägscheibenbauart, nach [14]

funktioniert die proportionale Reduzierung der Geschwindigkeiten der hydraulischen Verbraucher nicht immer ideal, da sich z. B. der maximale Lastdruck nach dem Öffnen der Ventile, bedingt durch die Dynamik des Hydrauliksystems, erst einstellen muss.

Die Öffnungen der im LUDV-Steuerblock verbauten Proportional-Wegeventile können über Proportionalmagneten stetig variiert und somit die Volumenflüsse des Hydraulikfluids in die verschiedenen Verbraucher gesteuert werden. Durch eine elektrische Vorsteuerung der Ventile sowie eine elektrische Ansteuerung des Verstellmechanismus der Axialkolbenpumpe mit Hilfe eines Steuergeräts wird aus dem hydraulischen LUDV-System ein elektrohydraulisches EFM-System. Das Konzept des EFM-Systems ist in Bild 3.5 dargestellt. Es verspricht die folgenden Vorteile:

- Steigerung des Energienutzungsgrads durch Absenken des Pumpendrucks in bestimmten Betriebszuständen (z. B. im Teillastbereich oder bei unterschiedlichen Öltemperaturen).
- Erhöhung der dynamischen Stabilität des Hydrauliksystems durch die Regelung statt Steuerung der Verstellpumpe auf den konstanten Drucküberschuss.
- Verbesserung des Ansprechverhaltens der Maschine durch gleichzeitige elektrische Ansteuerung von Pumpe und Ventilen [102, 103].



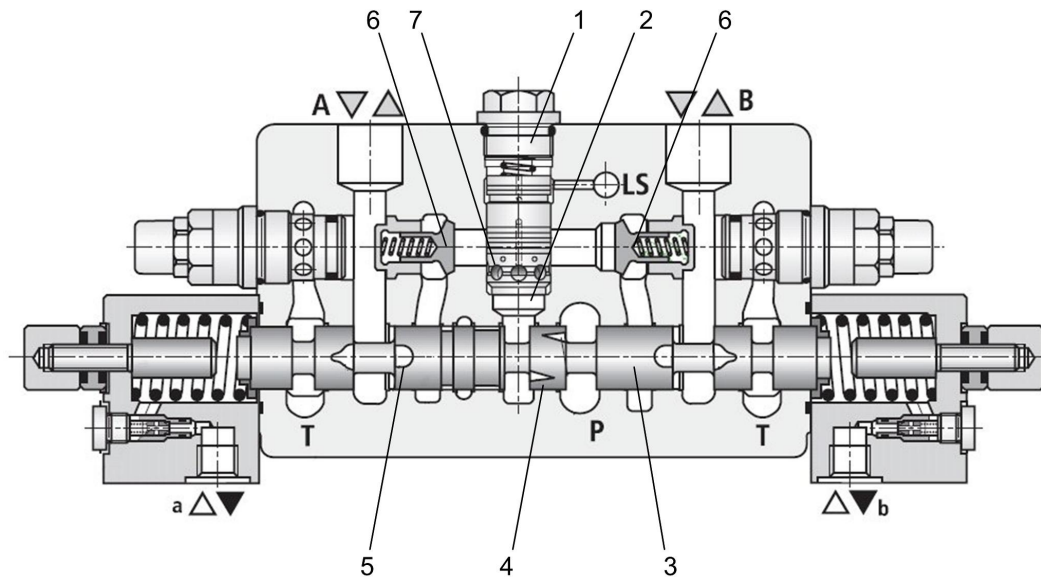
**Abbildung 3.3:** 1,5-Kreis LUDV-System mit Drehwerk im geschlossenen Kreislauf, nach [20]

In der Versuchsmaschine wird anstelle des Steuergeräts eine echtzeitfähige Rapid-Control-Prototyping Hardware des Herstellers dSPACE vom Typ Microautobox 1401/1501 verwendet [40]. Die auf der Microautobox laufende Software liest Sensorsignale ein und steuert die Arbeitshydraulik des Versuchsbaggers an. Diese Entwicklungsumgebung erlaubt eine schnelle Entwicklung, Applikation sowie Evaluierung verschiedener Bedienkonzepte und Regelalgorithmen, da die Software einfach erstellt und geändert werden kann. Die Software wird mit MATLAB/Simulink sowie der Toolbox Real-Time Workshop erzeugt und anschließend auf die Rapid-Control-Prototyping Hardware geladen. Die Microautobox besitzt eine Schnittstelle zum CAN-Bus des Baggers. Über den CAN-Bus werden auch die Signale der verwendeten Sensoren und Bediengeräte an die Microautobox gesendet.

### 3.1.2 Schnittstellen zu den Bediengeräten

Die Bedienelemente des Versuchsbaggers sind in Bild 3.6 dargestellt. Im normalen Betrieb, d.h. bei herkömmlicher Bedienung mit zwei Joysticks, wird die Versuchsmaschine mit zwei elektronischen Vorsteuergeräten vom Typ Bosch Rexroth THE5 gesteuert [17]. Ebenso wie die am Bagger verbauten Sensoren haben die Joysticks eine Schnittstelle zum CAN-Bus und können somit an die Rapid-Control-





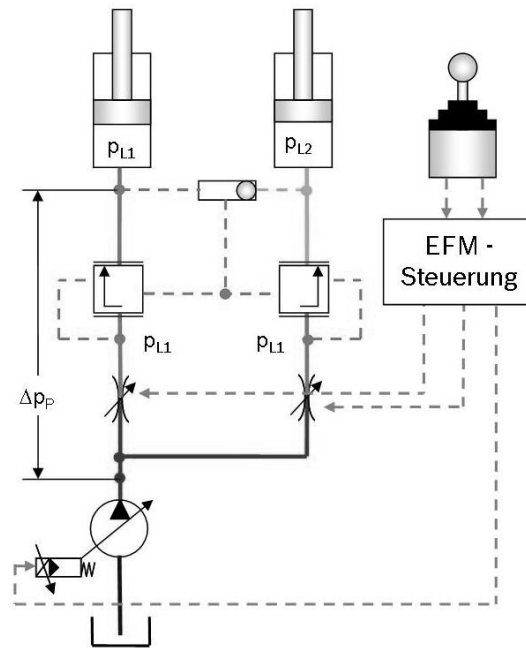
P	Pumpenleitung	1	LUDV-Druckwaage
A, B	Arbeitsleitungen	2	Druckwaagenkammer
T	Tankleitung	3	Hauptkolben (Ventilschieber)
a, b	Steuerleitungen	4	Durchflussskante PA <sub>1</sub> (Zulauf-Messblende)
LS	Load-Sensing-Leitung	5	Durchflussskante PA <sub>2</sub> (Richtungsnuten)
		6	Rückschlagventile (Lasthalteventile)
		7	Durchflussskante DW

**Abbildung 3.4:** Ein Hauptventil des Steuerblocks M7-22, nach [15]

Prototyping Hardware gekoppelt werden. Alternative Bediengeräte, die über eine CAN-Schnittstelle verfügen, wie z. B. der Ergostick (siehe Abschnitt 2.3.2), können ebenfalls verwendet werden. Bild 3.6 zeigt außerdem das Lenkrad und die Pedale zur Steuerung von Fahrtrieb, Bremse, Verstellausleger und zusätzlicher hydraulischer Ausrüstung. Vor dem rechten Joystick ist das Drehrad zur Einstellung der gewünschten Motordrehzahl zu erkennen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden weitere Bediengeräte verwendet, die keine CAN-Schnittstelle besitzen. Diese Geräte, wie z. B. ein Gamepad, ein 3Dconnexion Space-Ball 5000 oder ein SensAble Phantom Omni (siehe Abschnitt 2.3.3), verwenden PC-typische Schnittstellen wie USB oder Firewire. Um diese an die Versuchsmaschine anzubinden, wird ein Windows-Rechner zwischen Microautobox und Bediengerät geschaltet. Die Bediengeräte werden an den PC angeschlossen. Zusätzlich ist der PC über ein Datenkabel mit der Microautobox verbunden. Die Bediengeräte können auf einem PC unter MATLAB/Simulink ausgelesen und angesteuert werden. Die von dSPACE zur Verfügung gestellte MATLAB-Bibliothek MLIB/MTRACE lässt ebenfalls den Zugriff auf die in der Software auf der Microautobox verwendeten Va-





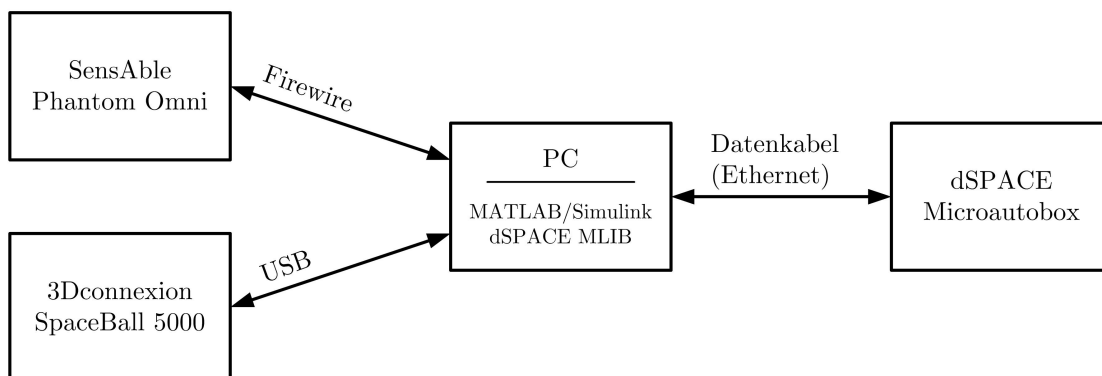
**Abbildung 3.5:** EFM-System [103]

riablen zu. Diese können über MATLAB M-Code ausgelesen und neu beschrieben werden. Die Bibliothek MLIB/MTRACE wird verwendet, um Simulink Embedded MATLAB Function-Blöcke zu schreiben, die den Zugriff auf die Microautobox aus MATLAB/Simulink im laufenden Betrieb ermöglichen. Gemäß Bild 3.7 können beliebige Bediengeräte mit einer PC-Schnittstelle an den Versuchsbagger angeschlossen werden. Da ein Windows-Rechner kein Echtzeitsystem ist und die Geschwindigkeit der Signalübertragung über das Datenkabel sowie der Aktualisierung der Variablen auf der Microautobox unbekannt sind, können weder die Echtzeitfähigkeit des MATLAB/Simulink-Programms noch festgelegte Datenübertragungsraten vom Bediengerät zur Versuchsmaschine garantiert werden. Messungen am Versuchsträger zeigten, dass die Übertragung von Eingaben am Bediengerät zur Microautobox immer deutlich weniger als 10 ms dauert. Dies war in den Versuchen für den Bediener nicht als Totzeit wahrnehmbar und kann somit toleriert werden.

Bild 3.8 zeigt die Bedienung der Versuchsmaschine über ein Gamepad mit USB-Schnittstelle. Dabei ersetzen die Daumenjoysticks auf dem Gamepad die Funktion der herkömmlichen Joysticks in der Fahrerkabine. Dieses Bedienkonzept wurde am Versuchsbagger implementiert, um die Funktion der Schnittstelle zu PC-Bediengeräten zu testen und um die Bedienung der Baumaschine mit Daumenjoysticks zu evaluieren.



**Abbildung 3.6:** Bedienelemente in der Kabine des Versuchsbaggers



**Abbildung 3.7:** Schnittstellen zur Anbindung unterschiedlicher Bediengeräte an den Versuchsbagger

## 3.2 Systemarchitektur des Baggersimulators

Die für den Baggersimulator auf Basis der Versuchsmaschine entwickelte Simulation lässt sich in die Berechnung des physikalischen Verhaltens des Baggers und in die grafische Darstellung der Simulationsergebnisse in VR aufteilen. Die Simulation des physikalischen Verhaltens wurde in MATLAB/Simulink implementiert. Die grafische Darstellung umfasst 3D-Modelle für Bagger und Umgebung sowie eine Kamerasteuerung inklusive der Einbindung der Head Tracking-Funktion eines Head Mounted Displays. Die Visualisierung wurde in C++ programmiert und läuft als eigenständiges Programm. Der Datenaustausch zwischen der physikalischen Simulation unter MATLAB/Simulink und der Visualisierung funktioniert über Windows Sockets unter Nutzung des User Datagram Protokolls (UDP). Dies erlaubt bei Bedarf die parallele Ausführung von Baggersimulation und Visualisierung auf separaten



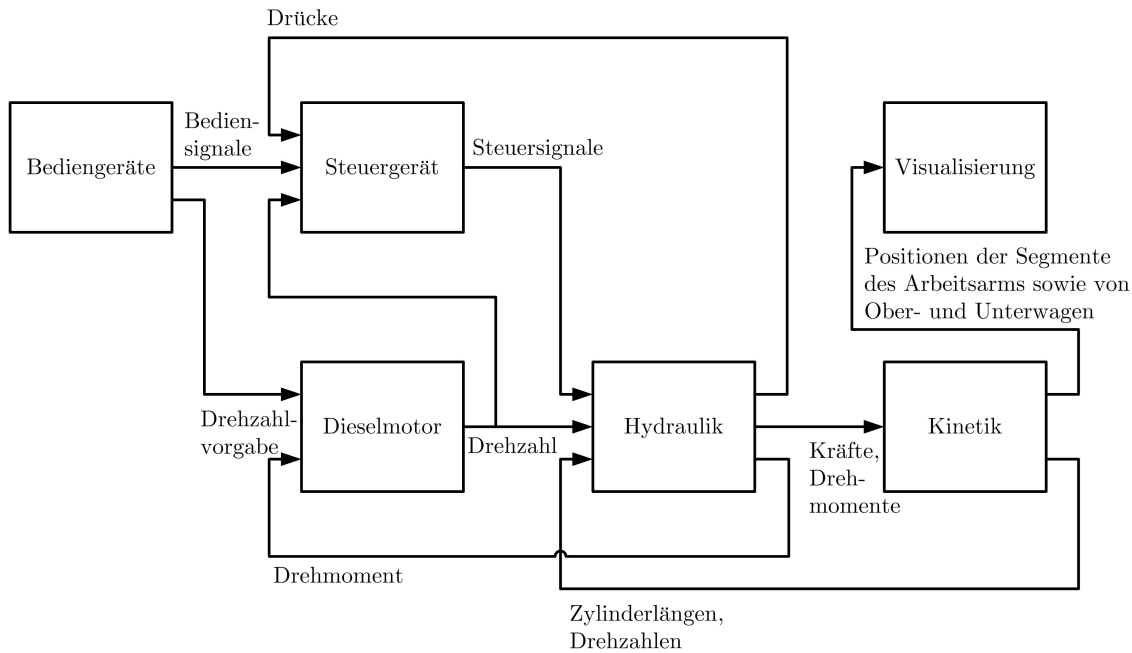
**Abbildung 3.8:** Bedienung des Versuchsbaggers über die Daumenjoysticks eines Gamepads mit USB-Schnittstelle

Rechnern. Bei Verwendung eines Rechners mit Mehrkernprozessor werden Simulation und Visualisierung automatisch vom Betriebssystem auf unterschiedliche Kerne verteilt, was die Geschwindigkeit des Simulators erhöht.

### 3.2.1 Physikalisches Simulationsmodell

Als Grundlage für den Aufbau eines echtzeitfähigen MATLAB/Simulink-Modells des Baggers für die Nutzung als Simulator wurde das in [47] beschriebene physikalische Modell des CAT M318C verwendet. Das Modell wurde unter MATLAB Release 2007b entwickelt.

Das Baggermodell simuliert die Kinetik des Arbeitsarms inklusive Oberwagen, das Hydrauliksystem inklusive Steuergerät sowie den Dieselmotor mit den Nebenaggregaten. Das Modell wurde anhand von Messungen an der Versuchsmaschine verifiziert. Das physikalische Simulationsmodell beinhaltet eine Schnittstelle zum Anschluss unterschiedlicher Bediengeräte, wie z. B. Joysticks, Gamepad, Ergostick oder SensAble Phantom Omni. Verschiedene Bediengeräte können einfach über die Auswahl der entsprechenden Blöcke aus einer Simulink-Bibliothek ausgetauscht werden. Bild 3.9 zeigt schematisch den Aufbau des Baggermodells und die dazugehörigen Signalflüsse.



**Abbildung 3.9:** Architektur des Virtual Reality Baggersimulators

Die verwendeten Modelle und Parameter des Baggersimulators sowie die Verifikation sind detailliert in [47] dokumentiert. Die Grundgleichungen der modellierten Hydraulikkomponenten finden sich in [48, 84]. Im Folgenden werden die einzelnen Komponenten des VR Baggersimulators erläutert.

### 3.2.1.1 Hydraulik

Zur Reduzierung der Rechenzeit des Simulationsmodells werden die Hydraulikpumpen als Kennlinienmodelle ausgeführt. Die Dynamik der Komponenten wird vereinfachend in Form von Hammerstein- bzw. Wiener-Modellen nachgebildet. Dabei werden die statischen Nichtlinearitäten in Reihe mit einer linearen Übertragungsfunktion geschaltet. Darüber hinaus werden verschiedene Einflussgrößen vernachlässigt. Beispielsweise bildet das Modell Leckage- und Temperatureinflüsse nicht ab. Hydraulische Leitungen werden als Kammern modelliert. Der Kammerdruck  $p_K$  ergibt sich mit dem in die Kammer geströmten Ölvolumen  $\Delta V$ , dem Kompressionsmodul  $K_{\text{Öl}}$  und dem Gesamtvolumen der Kammer  $V_{\text{ges}}$  aus

$$p_K = \int \Delta V dt \frac{K_{\text{Öl}}}{V_{\text{ges}}} . \quad (3.1)$$

Die Elastizität der Leitungen sowie die sich im Öl befindliche ungelöste Luft werden durch ein Kompressionsmodul berücksichtigt, welches im Vergleich zu luftblasenfreiem Hydrauliköl niedriger ist. Auch einige für die Simulation nicht relevante Komponenten, wie z. B. Speisepumpen, werden nicht modelliert.

Der LUDV-Steuerblock wird aus vier Ventilen gemäß Bild 3.4 für Ausleger, Verstellausleger, Stiel und Löffel modelliert. In der Versuchsmaschine werden die Ventilschieber der Hauptventile über hydraulische Vorsteuerventile bewegt. Die Vorsteuerventile werden elektrisch vom Steuergerät betätigt. In der Simulation werden die Vorsteuerventile zur Minimierung der Rechenzeit nicht modelliert. Stattdessen wird eine elektrische Ansteuerung der Hauptventile nachgebildet. Die Dynamik der hydraulischen Vorsteuerventile ist in die Dynamik der Hauptventile integriert.

Bei einer Bewegung des in 3.4 gezeigten Ventilschiebers nach rechts fließt Öl über die Durchflusskante  $PA_1$  in die Druckwaagenkammer. Übersteigt die aus dem Kammerdruck resultierende Kraft die Gegenkraft aus dem höchsten Lastdruck des gesamten Systems LS (Load-Sensing-Druck) und der Stahlfeder, öffnet die Druckwaage und das Hydrauliköl kann über die Durchflusskante DW fließen. Durch eine Ringnut werden beide Rückschlagventile mit Druck beaufschlagt und geöffnet. Das Öl fließt schließlich über die Durchflusskante  $PA_2$  zum Verbraucheranschluss A, während der Verbraucheranschluss B mit dem Tank verbunden wird. Die LS-Leitung verbindet alle Ventile und steht unter dem systemhöchsten Druck, der daher in jeder Druckwaagenkammer erreicht werden muss, damit die Druckwaage öffnet. Wenn der Druck in der Druckwaagenkammer höher als der Druck in der LS-Leitung ist, werden Druckwaagenkammer und LS-Leitung verbunden, sodass in der Leitung LS wieder der höchste Lastdruck des gesamten Systems anliegt. Aus einer Bewegung des Ventilschiebers in die andere Richtung resultiert ein Ölfluss zum Verbraucheranschluss B. Verbraucheranschluss A ist dann mit dem Tank verbunden. Die Ventile werden mit Hilfe der Durchflussgleichung für eine turbulent durchströmte Blende modelliert:

$$Q_V = \alpha \cdot A(x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} \quad . \quad (3.2)$$

Die Durchflussgleichung erhält man durch Einsetzen der Kontinuitätsgleichung in die Bernoulli-Gleichung [48, 84]. Sie gibt die Abhängigkeit des Volumenstroms  $Q_V$  von der durchflossenen Querschnittsfläche  $A$  und der Druckdifferenz zwischen den Drücken  $p_1$  vor und  $p_2$  nach der Blende an.  $\alpha$  bezeichnet die Durchflusszahl,  $\rho$  die Dichte des Hydraulikfluids. Die Querschnittsfläche  $A$  ist abhängig von der Position  $x$

des Ventilschiebers. Das zeitabhängige (dynamische) Verhalten des Ventilschiebers wird anhand einer Übertragungsfunktion nachgebildet.

Das LS-System beeinflusst über die Druckwaage ebenfalls den Volumenstrom durch das Ventil. Die Modellierung der Druckwaage über Kammern führt aufgrund des kleinen Volumens und der geringen Massen zu einem sehr steifen System und daraus resultierend zu numerischen Problemen bei zu großen Schrittweiten in der Simulation. Daher wird mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung ein vereinfachtes zeitunabhängiges (statisches) Modell der Druckwaage erstellt, das einen von der Druckdifferenz zwischen der LS-Leitung und der Druckwaagenkammer abhängigen Faktor  $k_{\text{DW}}$  für die Öffnung des Ventils liefert. Der Volumenstrom  $Q_{\text{PA}}$  durch ein Ventil des Steuerblocks vom Pumpen- zum Verbraucheranschluss berechnet sich somit nach

$$Q_{\text{PA}} = \alpha \cdot A(x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} \cdot k_{\text{DW}} \quad . \quad (3.3)$$

Das dynamische Verhalten der Ventile wird über lineare Übertragungsfunktionen zweiter Ordnung nachgebildet.

Die hydraulischen Differenzialzylinder zur Bewegung des Arbeitsarms der Versuchsmaschine werden gemäß Bild 3.10 als zwei Kammern modelliert. Die sich in den Kammern einstellenden Drücke  $p_{\text{K1}}$  bzw.  $p_{\text{K2}}$  wirken auf die jeweiligen Kolbenflächen  $A_{\text{K1}}$  bzw.  $A_{\text{K2}}$  und erzeugen Kräfte, die zusammen mit der Erdbeschleunigung  $g$  und einer geschwindigkeitsproportionalen viskosen Dämpfung  $D_{\text{vis}}$  eine Beschleunigung des Zylinders gemäß Gl. (3.4) zur Folge haben:

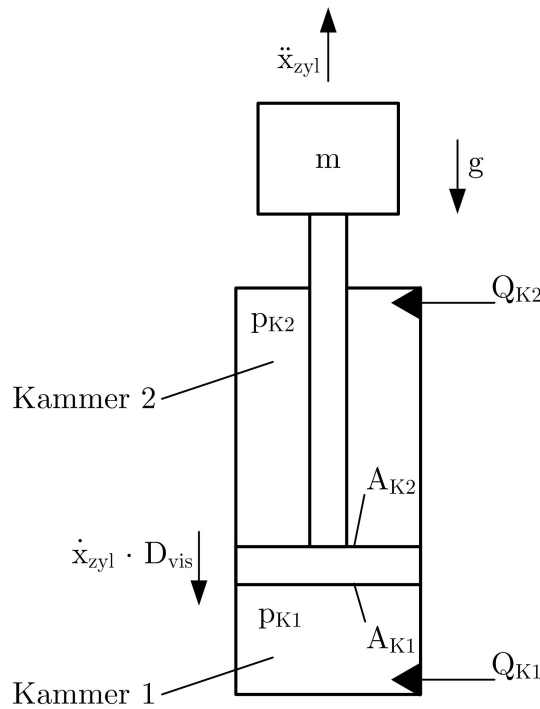
$$m \cdot \ddot{x}_{\text{zyl}} = p_{\text{K1}} \cdot A_{\text{K1}} - p_{\text{K2}} \cdot A_{\text{K2}} - \dot{x}_{\text{zyl}} \cdot D_{\text{vis}} - m \cdot g \quad . \quad (3.4)$$

Die Masse von Last und Kolbenstange wird mit  $m$  bezeichnet. Ist das für die Ansteuerung des Hydraulikzylinders zuständige Ventil geschlossen, herrscht am Zylinder ein Kräftegleichgewicht. Eine Öffnung des Ventils hat einen von der Druckdifferenz am Ventil abhängigen Volumenstrom nach Gl. (3.3) zur Folge. Fließt ein Volumenstrom  $Q_{\text{K1}}$  in die Kammer 1 des Zylinders, erhöht dies den Druck in der Kammer und bewegt den Kolben. Daraus resultiert eine Druckänderung in Kammer 2. Die Druckänderung hängt von dem abfließenden Volumenstrom  $Q_{\text{K2}}$  und damit von der Ventilcharakteristik ab. Die Drücke werden nach Gl. (3.5) und Gl. (3.6) berechnet:

$$\dot{p}_{K1} = \frac{K_{\text{Öl}}(Q_{K1} - A_{K1} \cdot \dot{x}_{\text{zyl}})}{x_{\text{zyl}} \cdot A_{K1} + V_{K1}} \quad , \quad (3.5)$$

$$\dot{p}_{K2} = \frac{K_{\text{Öl}}(Q_{K2} - A_{K2} \cdot \dot{x}_{\text{zyl}})}{(x_{\text{max}} - x_{\text{zyl}}) \cdot A_{K2} + V_{K2}} \quad . \quad (3.6)$$

$Q_{K1}$  bzw.  $Q_{K2}$  bezeichnet den Volumenstrom in die jeweilige Kammer,  $A_{K1}$  bzw.  $A_{K2}$  die Querschnittsfläche des Kolbens,  $V_{K1}$  bzw.  $V_{K2}$  das Volumen der Kammer,  $x_{\text{zyl}}$  die Position der Kolbenstange und  $x_{\text{max}}$  die maximale Position des Endes der Kolbenstange im ausgefahrenen Zustand. Über das Kompressionsmodul  $K_{\text{Öl}}$  wird zusätzlich zur Kompressibilität des Hydraulikfluids die Elastizität der Leitungen abgebildet. Die Dämpfung des Zylinders wird vereinfacht als viskose Dämpfung nachgebildet.

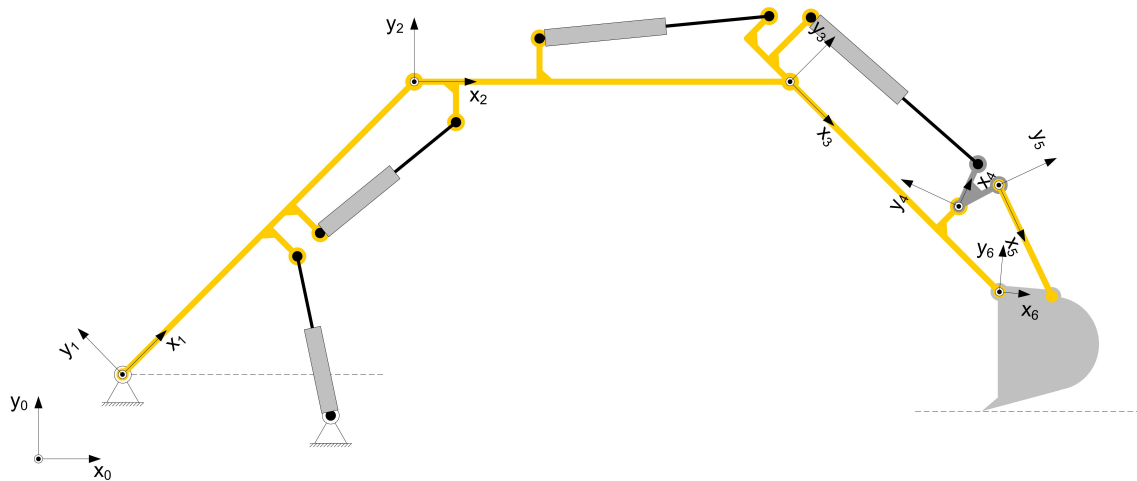


**Abbildung 3.10:** Differenzialzylinder

### 3.2.1.2 Kinetik

Die Kinetik des Arbeitsarms der Versuchsmaschine wird unter Nutzung der Simulink Toolbox SimMechanics modelliert. Die Toolbox ermöglicht die Modellierung und Simulation von Mehrkörpersystemen. Dafür werden Geometriedaten der einzelnen Segmente des Arms, wie z. B. Masse, Schwerpunkt, Trägheitstensor, Art und Position der Gelenke sowie die Positionen der angreifenden Kräfte und Momente,

benötigt. Reibung in den Gelenken wird vernachlässigt. Die luftgefüllten Reifen des Mobilbaggers werden zu einem einzigen Feder-Dämpfer-Element vereinfacht, um die Rechenzeit der Simulation zu reduzieren. Die kinematische Kette des Arbeitsarms ist in Bild 3.11 dargestellt. Die am Mehrkörpersystem angreifenden Zylinderkräfte sowie das Moment des Drehwerksantriebs werden in der zuvor beschriebenen Hydrauliksimulation berechnet. Das Kinetikmodell gibt die resultierenden Zylinderlängen und den Drehwinkel des Oberwagens an das Hydraulikmodell zurück.



**Abbildung 3.11:** Kinematische Kette des Arbeitsarms

### 3.2.1.3 Dieselmotor

Die zum Arbeiten gewünschte Drehzahl des Dieselmotors wird an der Versuchsmaschine vom Bediener manuell über ein Drehrad fest eingestellt. Sie wird üblicherweise während eines Arbeitszyklus nicht vom Fahrer verändert. Der Motor des Versuchsbaggers wird in der Simulation als Kennlinienmodell hinterlegt. Die Drehzahlregelung des Dieselmotors wird über den Proportionalitätsgrad (P-Grad) implementiert, d. h. der Drehzahlanstieg ist proportional zur Laständerung [113]. Aus der Drehzahldifferenz zwischen der Ist- und Sollzahl des Motors wird das Sollmoment des Motors berechnet. Dieses wird mit Hilfe des als Motorkennlinie hinterlegten maximalen Drehmoments abhängig von der Istzahl des Motors begrenzt. Die Motordrehzahl wird an die Verstellpumpe der Hydrauliksimulation übergeben, welche wiederum die Last, also das geforderte Drehmoment an die Motorsimulation, zurückgibt. Um die durch die Trägheit des Luftsystems entstehenden dynamischen Effekte näherungsweise wiederzugeben, wird die Motordrehzahl über einen Tiefpass gefiltert.



#### 3.2.1.4 Steuergerät

Die elektronische Steuerung der Elektrohydraulik wird am Versuchsbagger von der dSPACE Rapid-Control-Prototyping Hardware übernommen. Da diese Steuerungssoftware mit MATLAB/Simulink entwickelt wird, kann sie unverändert in die Simulation übernommen werden. Die Hauptfunktion ist die Realisierung des EFM. Zusätzlich können bei Bedarf auf dem Steuergerät weitere Funktionen zur Automatisierung des hydraulischen Arbeitsarms implementiert werden.

#### 3.2.1.5 Bediengeräte

Der Baggersimulator kann wie ein herkömmlicher Bagger mit zwei Joysticks bedient werden. Ein Schieber am rechten Joystick wird zur Einstellung der gewünschten Drehzahl des Dieselmotors verwendet. Alternativ können auch die anderen in Abschnitt 2.3 vorgestellten Bediengeräte angeschlossen werden.

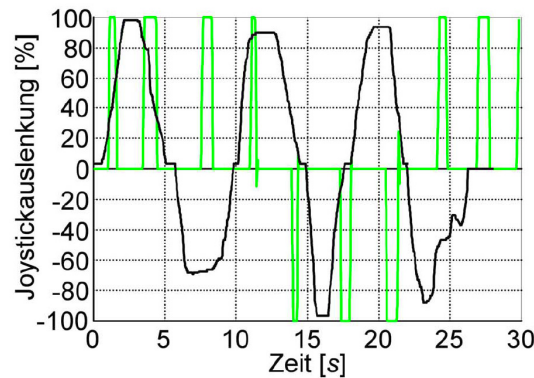
Alle der genannten Bediengeräte werden über MATLAB/Simulink angesteuert bzw. ausgelesen. Für die Joysticks und das Gamepad, die das Betriebssystem als Gamecontroller erkennt, werden dazu die Joystick Input-Blöcke der Simulink Virtual Reality Toolbox verwendet. Für den Ergostick und den SensAble Phantom Omni werden die vom Hersteller zur Verfügung gestellten C/C++ Bibliotheken (z. B. das SensAble OpenHaptics Toolkit) benutzt, um Simulink S-functions zu erstellen.

#### 3.2.1.6 Modellverifikation

Das Simulationsmodell des Mobilbaggers wurde durch den Vergleich mit Messungen an der Versuchsmaschine verifiziert. Zu diesem Zweck wurden verschiedene Messreihen aufgezeichnet, bei denen der Bediener manuell folgende Aufgaben ausführte:

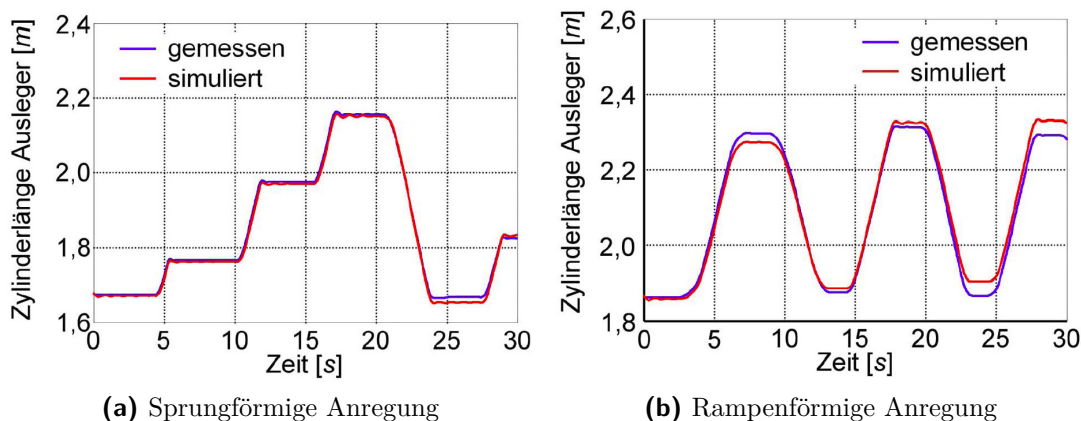
- Sprungförmige Anregung der einzelnen Aktoren,
- rampenförmige Anregung der einzelnen Aktoren,
- gleichzeitige Anregung mehrerer Aktoren (typischer Arbeitszyklus).

Die vom Bediener generierten Joystickssignale wurden aufgezeichnet und als Eingang für das Simulationsmodell verwendet. Im Anschluss wurden die Ergebnisse von Messung und Simulation verglichen. Die aufgezeichneten Joystickssignale sind beispielhaft in Bild 3.12 dargestellt.



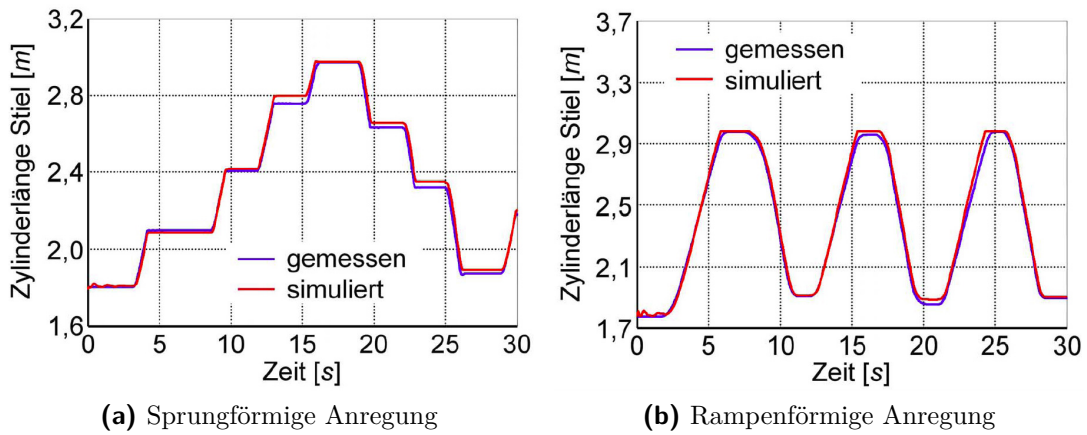
**Abbildung 3.12:** Aufgezeichnete Joysticksignale bei sprungförmiger (grün) und rampenförmiger (schwarz) Anregung [47]

In Bild 3.13, Bild 3.14 und Bild 3.15 sind die simulierten und gemessenen Zylinderlängen des Ausleger-, Stiel- und Löffelzylinders dargestellt. Simulation und Messung stimmen gut überein.

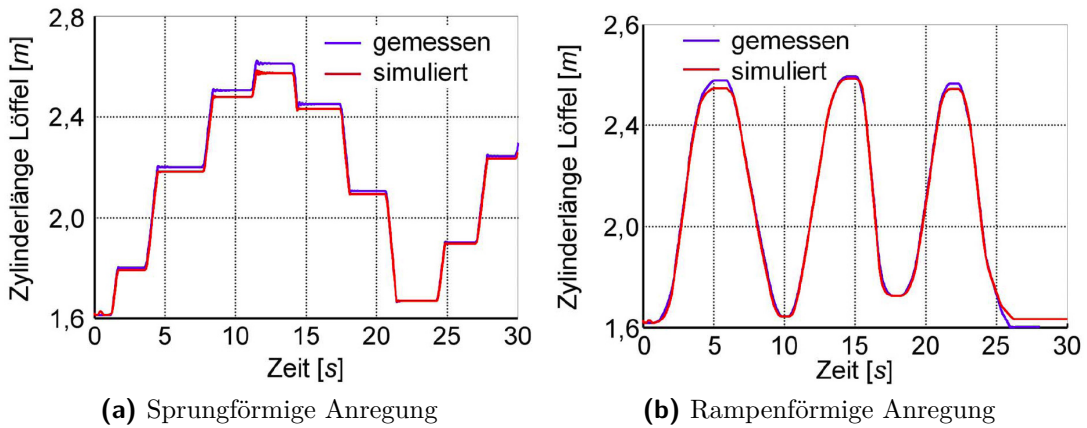


**Abbildung 3.13:** Vergleich des Verhaltens des Auslegerzylinders in Simulation und Messung [47]

Abschließend wurden Modell und Messung bei einem typischen Arbeitszyklus verglichen. In diesem Fall wurden mehrere Verbraucher inklusive des Drehwerks gleichzeitig bedient, d. h. das EFM-System musste die Unterversorgung der Verbraucher durch die Druckwaagen kompensieren. Bild 3.16 zeigt die Resultate. Bei diesem Bewegungsablauf ist der Positionsfehler der einzelnen Zylinder etwas größer. Dies ist auf die starken Vereinfachungen bei der Modellierung der Druckwaagen zurückzuführen. Darüber hinaus sind alle Druckwaagen in der Simulation identisch, während die realen Bauteile im Rahmen der Fertigungstoleranzen schwanken. Daher wird der Volumenstrom im Ventilblock des Versuchsbaggers etwas anders aufgeteilt. Für die Anwendung als Baggersimulator zur Evaluierung unterschiedlicher Bedienkonzepte



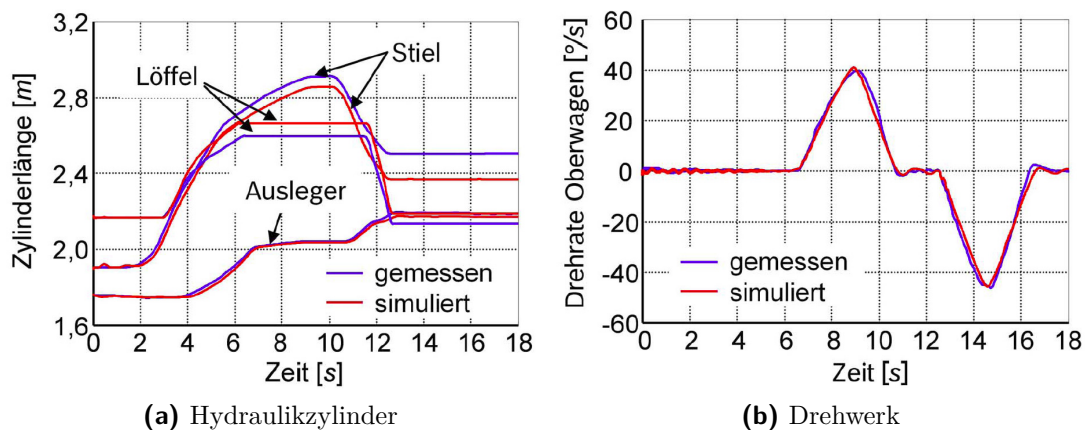
**Abbildung 3.14:** Vergleich des Verhaltens des Stielzylinders in Simulation und Messung [47]



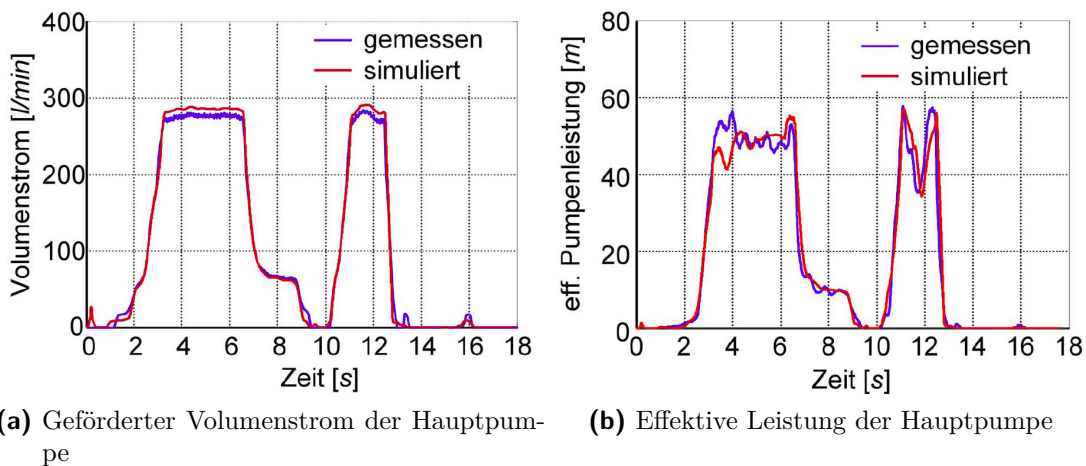
**Abbildung 3.15:** Vergleich des Verhaltens des Löffelzylinders in Simulation und Messung [47]

sind die Abweichungen zwischen Simulation und Messung an der Versuchsmaschine nicht relevant, da das Verhalten grundsätzlich übereinstimmt.

Der von der Verstellpumpe geförderte Volumenstrom sowie ihre effektive Leistung stimmen bei allen Simulationen gut mit den Messungen überein. Bild 3.17 stellt beispielhaft den Volumenstrom sowie die effektive Leistung bei der zuvor erwähnten Messung eines Arbeitszyklus, also mit gleichzeitiger Betätigung mehrerer Verbraucher, dar.



**Abbildung 3.16:** Gleichzeitige Betätigung mehrerer Verbraucher in Simulation und Messung [47]



**Abbildung 3.17:** Verhalten der Hauptpumpe bei gleichzeitiger Betätigung mehrerer Verbraucher in Simulation und Messung [47]

### 3.2.2 Echtzeitfähigkeit der Simulation

Das zuvor beschriebene Modell war in der ursprünglichen Implementierung in MATLAB/Simulink für den Einsatz als Baggersimulator zur Evaluierung verschiedener Bediengeräte und -konzepte nicht geeignet, da die Simulation nicht echtzeitfähig war. Es konnten also keine Arbeitssituationen mit einem Bediener am Simulator nachgestellt werden. Das Modell eignete sich nur zur Überprüfung verschiedener Regelkonzepte des EFM-Systems in der Simulation. Zur Reduzierung der Rechenzeit wurde das Modell weiter vereinfacht und auf zwei Prozessorkerne eines leistungsfähigen PC verteilt.

Die Modellvereinfachung umfasste die Reduzierung des Modells auf die Simulation

von nur drei der vier Zylinder des Arbeitsarms. Der Verstellausleger sowie die dazu gehörigen Ventile wurden nicht simuliert. Stattdessen kann er im Modell ohne Dynamik auf eine gewünschte Position fixiert werden. Der Verstellausleger wird in der Versuchsmaschine über ein hydraulisch-mechanisches Fußpedal bedient. Bei der Arbeit stellt ihn der Bediener in den meisten Fällen auf eine Position ein, die während des Arbeitszyklus nicht mehr verändert wird. Daher kann die Bedienung des Verstellauslegers im Baggersimulator vernachlässigt werden.

Zur Berechnung der Simulation wird ein Windows-Rechner mit Vierkernprozessor vom Typ Intel Core 2 Extreme CPU Q6850 und einer Taktfrequenz von je 3,00 GHz verwendet. Als Betriebssystem ist Microsoft Windows XP installiert. In der verwendeten Version von MATLAB/Simulink Release 2007b werden Simulink-Modelle auf einem Prozessorkern berechnet. Dies führte insbesondere durch die Simulation der Kinetik des Arbeitsarms mittels SimMechanics zu langen Rechenzeiten. Mit Hilfe einer zuvor entwickelten Methode zur Verteilung einer Simulink-Simulation auf mehrere Kerne unter Nutzung von Shared Memory kann das Modell auf zwei Prozessorkerne verteilt und die Rechenzeit ausreichend reduziert werden [144]. Beim Shared Memory-Konzept können mehrere Prozesse einen bestimmten Teil des Hauptspeichers gemeinsam nutzen. Dieser kann von den Prozessen ausgelesen oder beschrieben werden. Die Prozesse sind in diesem Fall zwei Simulationen unter Simulink, die in zwei separat gestarteten MATLAB-Anwendungen berechnet werden. Nach jedem Simulationsschritt werden die Simulationsergebnisse mit der jeweils anderen Simulink-Anwendung über Shared Memory ausgetauscht. Das Modell des Baggers wird in zwei Prozesse, nämlich die Simulation der Kinetik mittels SimMechanics und die Simulation der übrigen Komponenten, aufgeteilt. Der Zugriff auf den Speicherbereich wird über Simulink S-functions realisiert.

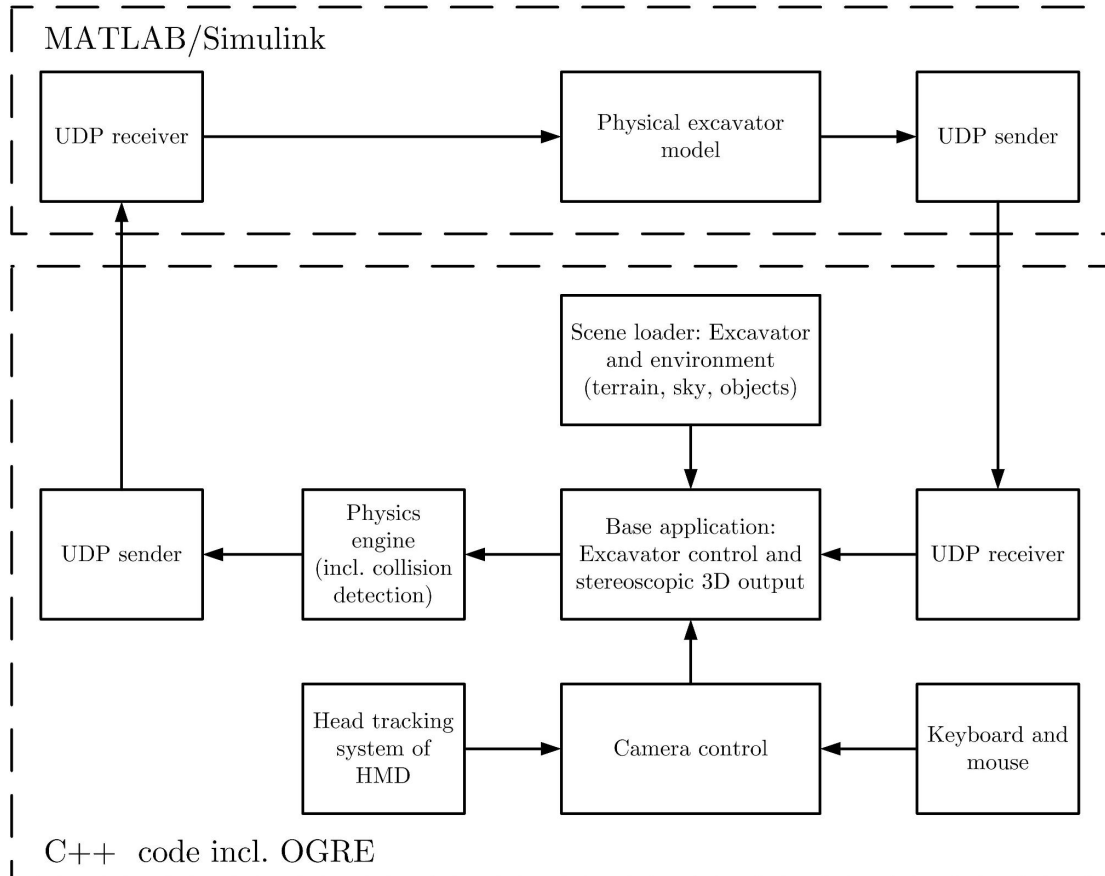
Mit diesem Vorgehen kann die Rechenzeit der Simulation des Baggers bis unter Echtzeit reduziert werden. Für die Nutzung als Simulator wird das Real-Time Blockset 7.1 for Simulink aus der Online-Datenbank MATLAB Central verwendet [32]. Dieses sorgt dafür, dass die Simulation in weicher Echtzeit abläuft, d. h. wenn das Modell schneller als in Echtzeit berechnet wird, hält die Simulation für ein entsprechendes Zeitintervall an. Unter *weicher* Echtzeit wird verstanden, dass die Echtzeitfähigkeit im Gegensatz zu *harter* Echtzeit aufgrund des verwendeten Betriebssystems nicht garantiert werden kann. Für die Verwendung als Simulator spielt dies jedoch keine Rolle, da eventuell auftretende kleine Abweichungen von der Echtzeit für den Bediener nicht spürbar sind.

### 3.2.3 Grafische Darstellung in Virtual Reality

Eine grafische Darstellung der Simulationsergebnisse während der Berechnung ermöglicht die Nutzung des Baggermodells als Simulator. Dazu wurde eine SimExcavator genannte Virtual Reality-Umgebung entwickelt, welche die Simulation für den Bediener des Baggersimulators realitätsnah visualisiert. Als visuelle Ausgabegeräte können wahlweise der Monitor des PC oder ein Head Mounted Display vom Typ eMargin Z800 3DVisor verwendet werden [43]. Bei Nutzung des Head Mounted Displays wird dem Benutzer die Grafik unter Nutzung der Funktionalität der verwendeten Grafikkarte NVIDIA GeForce 8800 Ultra stereoskopisch dargestellt [121]. Zusätzlich werden die Kopfbewegungen des Bedieners über einen in das HMD integrierten Beschleunigungssensor, ein sogenanntes Head Tracking System, erfasst, sodass sich der Bediener durch Kopfbewegungen in der virtuellen Umgebung umschauchen kann. Dies erhöht den Grad der Immersion, also des Eintauchens in die Virtual Reality des Simulators weiter.

Die Applikation SimExcavator wurde in C++ unter Nutzung der frei verfügbaren Object-Oriented Graphics Rendering Engine (OGRE) entwickelt [156]. Die Architektur der Applikation ist in Bild 3.18 dargestellt. Aufgabe der Basisapplikation ist das Laden der aus Bagger und Umgebung bestehenden Szene. Die Versuchsmaschine wurde dreidimensional modelliert und unter Nutzung der Virtual Reality Modeling Language (VRML) als Modell hinterlegt. Außerdem stellt die Basisapplikation die gewählte Kameraposition zur Ansicht der Szene zur Verfügung. Bei Verwendung des Head Tracking Systems des HMD wird die Kameraposition kontinuierlich aus den Sensordaten errechnet.

Neben der Darstellung des in MATLAB/Simulink simulierten Baggermodells können in der Applikation Steine simuliert werden. Die Steine dienen als Schüttgut in einer Baugrube in der virtuellen Szene. Die Steine können vom Bediener des Simulators mit dem Löffel des Baggers manipuliert (aufgeladen, entladen, geschoben) werden, um verschiedene Bedienkonzepte realitätsnah testen zu können. Das physikalische Verhalten der Steine in der VR-Umgebung, wie z. B. Kollisionen sowie die Schwerkraft, wurden unter Nutzung der Software Entwicklungsumgebung NVIDIA PhysX zur Programmierung physikalischer Effekte, einer sogenannten Physik-Engine, programmiert [122]. Die Berechnung der physikalischen Effekte erfolgt auf der dafür ausgelegten Grafikkarte. In der Realität verändert sich die Masse des Löffels, wenn sich Steine in ihm befinden. Daher werden die Anzahl der Steine und deren Gewicht von SimExcavator an die Simulation unter MATLAB/Simulink zurück übermittelt,



**Abbildung 3.18:** Softwarearchitektur der Applikation SimExcavator zur grafischen Darstellung in Virtual Reality

sodass die Masse des Löffels in der Simulation entsprechend variiert werden kann.

Der Datenaustausch zwischen MATLAB/Simulink und SimExcavator erfolgt über Windows Sockets unter Nutzung des Netzwerkprotokolls UDP. Im Vergleich zu TCP/IP ist UDP schneller, bietet aber keine Garantie, dass die gesendeten Datenpakete ankommen, da es sich um eine verbindungslose Schnittstelle handelt. Bei verbindungslosen Schnittstellen zum Datenaustausch wird keine Verbindung zwischen Sender und Empfänger aufgebaut und keine Bestätigung des Empfangs der Datenpakete vom Empfänger an den Absender geschickt. Für die Anwendung erwies sich dies als ausreichend, da es für die grafische Darstellung unwichtig war, wenn einige Datenpakete verloren gingen. Zwischen dem Modell in MATLAB/Simulink und SimExcavator werden Daten zu den simulierten Bewegungen des Baggers (z. B. die Zylinderlängen, der Winkel des Oberwagens sowie die Translation und Rotation der gesamten Maschine) und zum Ladezustand des Löffels übermittelt.

Die Visualisierung wird auf einem separaten dritten Prozessorkern des Simulations-

rechners berechnet, sodass die Geschwindigkeit der Baggersimulation unter MATLAB/Simulink nicht negativ beeinflusst wird. Zwei Screenshots des Baggersimulators sind in Bild 3.19 dargestellt. Sie zeigen die Darstellung des Baggers in der VR-Umgebung auf dem Bildschirm. In Bild 3.19a sind der simulierte Bagger sowie das Schüttgut aus Sicht einer frei positionierbaren Kameraperspektive zu sehen. Bild 3.19b zeigt die Szene aus Sicht des Fahrers. Bild 3.20 zeigt die Evaluierung eines Bedienkonzepts mit zwei Joysticks am Simulator durch einen Testfahrer. Der Testfahrer sieht die Szene über das HMD stereoskopisch.



(a) Freie Kameraposition

(b) Kameraposition aus Sicht des Fahrers

**Abbildung 3.19:** Visualisierung der Simulationsdaten in Virtual Reality

### 3.3 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Virtual Reality Baggersimulator entwickelt. Der Simulator wird zur Evaluierung verschiedener Bedienkonzepte verwendet. Es können sowohl verschiedene Bediengeräte, unterschiedliche Konfigurationen der einzelnen Bedienelemente, z. B. die Belegung der Joystickachsen, als auch verschiedene Regelkonzepte für Maschine und aktive Bediengeräte getestet werden. Ein Vorteil bei der Verwendung des Simulators ist die Einsparung der aufwändigen Implementierung am realen Hydraulikbagger.

Als Basis für den VR Baggersimulator dient ein MATLAB/Simulink-Simulationsmodell des im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Versuchsbaggers. Dieses Baggermodell wird echtzeitfähig auf einem Standard-PC implementiert und um eine VR-Umgebung zur realitätsnahen Visualisierung der Simulation erweitert. Um einen höheren Grad der Immersion des Benutzers des Simulators zu





**Abbildung 3.20:** Test eines Bedienkonzepts am Baggersimulator mit HMD

erreichen, kann die grafische Ausgabe nicht nur über einen Bildschirm, sondern auch stereoskopisch über ein Head Mounted Display erfolgen. Um typische Arbeitsabläufe am Simulator nachzubilden, wird mit Hilfe einer Bibliothek zur Programmierung physikalischer Effekte Schüttgut nachgebildet, welches mit dem Bagger in der virtuellen Umgebung manipuliert werden kann.

## 4 Entwurf eines intuitiven Bedienkonzepts für Hydraulikbagger

Im Automobilssektor wurden alternative Bedienkonzepte, wie z. B. die Steuerung des Fahrzeugs mit einem Joystick, vielfach untersucht, scheiterten aber hauptsächlich an den konservativen Erwartungen der Kunden. Sie verlangen eine herkömmliche Bedienung [21, 33]. Untersuchungen zur Längs- und Querführung von Kraftfahrzeugen mit aktiven Bedienelementen finden sich in [76]. In Flugzeugen dagegen hat sich die Steuerung mit elektrischen Sidesticks oder Steuerknüppeln gegenüber dem klassischen Steuerhorn durchgesetzt.

Alternativen zur herkömmlichen Joystickbedienung von mobilen Arbeitsmaschinen sind, wie bereits in der Literaturübersicht in Abschnitt 1.2.1 ausgeführt, bekannt, konnten sich aber bisher nicht durchsetzen. Die wichtigsten Gründe dafür sind:

- die erst in den letzten Jahren für eine Serienanwendung zu wettbewerbsfähigen Kosten verfügbaren elektrisch vorgesteuerten Hydrauliksysteme (Elektrohydraulik),
- die Robustheit und Zuverlässigkeit der herkömmlichen rein mechanisch-hydraulischen Vorsteuerung mit Joysticks,
- der konservative Charakter der Baumaschinenbranche und die daraus resultierende Skepsis gegenüber alternativen Bedienkonzepten.

Bei den bisherigen Entwicklungen alternativer Bedienkonzepte für mit Arbeitsarmen ausgerüstete mobile Arbeitsmaschinen spielten vor allem die Bedienkonzepte *koordinierte Steuerung* und *Koordinatensteuerung* eine Rolle. Die Koordinatensteuerung kann mit herkömmlichen zwei- oder dreiachsigen Joysticks umgesetzt werden. Für die koordinierte Steuerung sind alternative Bedienelemente notwendig, da diese

die kinematische Kette des jeweiligen Arbeitsarms oder des Anbaugeräts nachbilden müssen. Bediengeräte dieser Art für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen sind zurzeit nicht kommerziell verfügbar.

Im Folgenden wird ein Entwurf eines neuen Bedienkonzepts für Hydraulikbagger vorgeschlagen, welcher auf der koordinierten Steuerung des Arbeitsarms basiert.

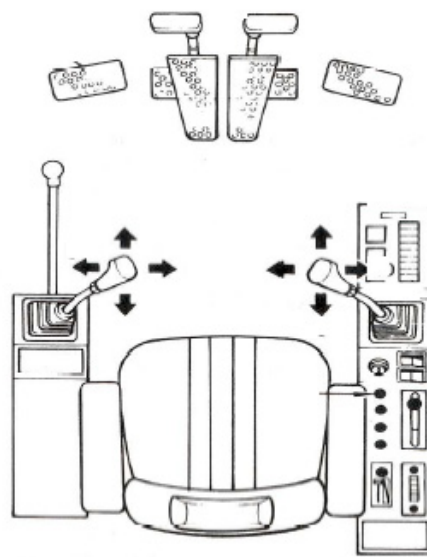
## **4.1 Gestaltungskriterien für die Bedienelemente mobiler Arbeitsmaschinen**

Für Auslegung und Konstruktion von Bediengeräten zur Mensch-Maschine-Interaktion gibt die Norm DIN EN ISO 9241 Klassifikationen und Gestaltungskriterien an [38, 39]. Teil 920 beschäftigt sich explizit mit haptischen Bedienelementen [83]. Wichtigstes Kriterium bei der Auslegung ist die sogenannte Gebrauchstauglichkeit im Nutzungskontext: Die vorgesehene Nutzung des Bedienelements muss eindeutig, vorhersehbar und konsistent sein. Das bedeutet, dass die Funktionsweise der Bedienung offensichtlich sein muss, den Erwartungen der Benutzergruppe an dieses Bediengerät entspricht und das Gerät während des Gebrauchs in ähnlichen Situationen auf die gleiche Weise reagiert. Weiterhin wird gefordert, dass das Eingabegerät benutzerkompatibel, also z. B. den anthropometrischen und biomechanischen Fähigkeiten der Benutzergruppe angepasst ist und dem Bediener eine unmittelbar wahrnehmbare Rückmeldung auf die Betätigung gibt. Zusammenfassend können diese Gestaltungskriterien als Intuitivität bezeichnet werden. Die Berücksichtigung dieser Kriterien bei der Entwicklung soll zu Bedienelementen führen, die eine effiziente, intuitive und schnell erlernbare Mensch-Maschine-Interaktion ermöglichen.

Die Funktionsweise und die typische Belegung der Bedienelemente von Erdbaumaschinen sind in der Norm ISO 10968 geregelt [82]. Gestaltungskriterien und ergonomische Anforderungen speziell für die Auslegung von Joysticks in Erdbaumaschinen werden in [142] sowie ausführlich in [173] angegeben. Ein Schwerpunkt ist die maximale Anzahl von Zusatzfunktionen der Maschine, die z. B. über Tasten auf den Stellteilen bedient werden. Grundlagen zur ergonomischen Gestaltung von mobilen Maschinen im Allgemeinen werden in [133] behandelt.

Es gibt zwei Ausführungsformen für die Montageposition der Stellteile, die mit den Händen bedient werden. Sie können gemäß Bild 4.1 entweder fest mit dem Fahrersitz verbunden oder ohne Verbindung zum Sitz montiert werden. Die zweite Variante ist

z. B. bei Baggerladern zu finden, bei denen der Fahrersitz typischerweise zur Bedienung des Arbeitsarms um  $180^\circ$  gegen die Fahrtrichtung gedreht werden kann. Nur in gedrehter Position stehen dem Fahrer die fest an der Karosserie der Kabine montierten Joysticks zur Bedienung des Arbeitsarms zur Verfügung. Dies hat den Nachteil, dass Vibrationen und Schwingungen der Maschine nicht vom Dämpfungssystem des Sitzes aufgefangen werden. Dadurch können Relativbewegungen zwischen dem Bediener und dem Stellteil auftreten, was zu Fehlbedienungen oder unerwünschten Maschinenschwingungen führen kann. Daher ist prinzipiell eine Integration des Bedienelements in die Armkonsole des Fahrersitzes zu bevorzugen.



**Abbildung 4.1:** Bedienelemente in der Kabine eines Hydraulikbaggers [133]

Insbesondere Bediengeräte, die eine koordinierte Steuerung der Arbeitsmaschine ermöglichen, erfüllen die in den Gestaltungskriterien genannten Anforderungen an eine intuitive Bedienung.

## 4.2 Intuitive Bedienung von Baggern durch koordinierte Steuerung

Die dem vorgestellten Entwurf zugrunde liegende Idee der koordinierten Steuerung von Hydraulikbaggern wurde bereits 1977 patentiert [158]. Als These wird bei diesem Bedienkonzept davon ausgegangen, dass *bewegungsgleiche* Bedienelemente intuitiv sind. Unter bewegungsgleichen Bedienelementen werden solche Elemente verstanden, deren Bewegungsform und -richtung mit der des zu steuernden Segments

der Maschine übereinstimmen. Dies bedeutet, dass rotatorische Bewegungen eines Segments mit einem drehbaren Bedienelement und translatorische Bewegungen eines Segments mit einem verschiebbaren Bedienelement angesteuert werden. In [133] wird diese Eigenschaft als *Kompatibilität der Bewegungsrichtungen* bezeichnet. Am Bagger müssen also die Bewegungsformen und -richtungen von Drehwerk, TCP und Löffel mit denen der Bedienelemente korrelieren. Konkret heißt dies für die koordinierte Steuerung von Hydraulikbaggern:

- Die Rotation des Oberwagens muss mit einem drehbaren Bedienelement gesteuert werden,
- die Translation des TCP, also die freie Bewegung des TCP im Raum, muss über ein verschiebbares, also frei im Raum verfahrbares Bedienelement erfolgen,
- die Rotation einzelner Segmente des Arbeitsarms um deren Drehachsen muss durch eine Drehung des entsprechenden Bedienelements gesteuert werden und
- die Rotation des Löffels muss ebenfalls über ein drehbares Bedienelement erfolgen.

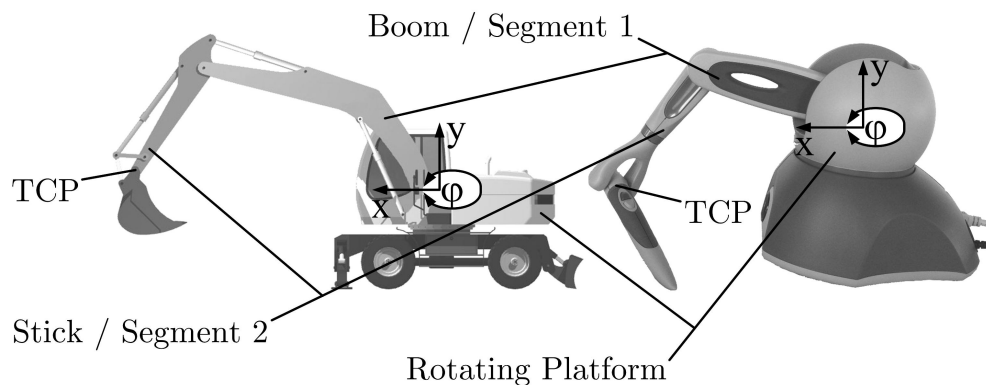
Aus der Umsetzung dieser Vorgaben resultiert ein eindeutiges, vorhersehbares und konsistentes, also intuitives Bedienkonzept.

### 4.3 Bewertung von Bedienkonzepten unter Nutzung des Baggersimulators

Das zuvor beschriebene Bedienkonzept der koordinierten Steuerung für Hydraulikbagger wurde unter Verwendung eines Bediengeräts vom Typ SensAble Phantom Omni (siehe 2.3.3) an dem in Abschnitt 3.2 beschriebenen Virtual Reality Baggersimulator getestet.

Aufgrund der in Bild 4.2 gezeigten deutlichen Analogie zwischen den Aufbauten von Bagger und Bediengerät bietet sich der SensAble Phantom Omni für eine koordinierte Steuerung des Baggers an. Dabei ist das Gerät vor dem Bauch des Fahrers oder auf der rechten Armlehne montiert, sodass er es bequem mit der rechten Hand bedienen kann. Die Bewegung des TCP des Bediengeräts im Raum steuert die Bewegung des TCP des Baggers skaliert auf den Arbeitsraum der Maschine. Als TCP des Bediengeräts wird der Schnittpunkt der Achsen der Stiftaufhängung und als TCP

des Baggers die Löffelaufhängung definiert. Das Öffnen des Löffels wird über die Drehung des Stifts bedient.



**Abbildung 4.2:** Ähnlichkeit der kinematischen Ketten von Bagger und SensAble Phantom Omni

Die Bedienung mit dem Phantom Omni ist aufgrund der kinematischen Ähnlichkeit und der daraus resultierenden bewegungsgleichen Bedienung sehr intuitiv. Bei den Versuchen am Virtual Reality Baggersimulator wurden allerdings folgende Nachteile der klassischen koordinierten Steuerung mit dem SensAble Phantom Omni deutlich:

- Die Bedienung ist nicht ergonomisch. Insbesondere die Drehung des Oberwagens nach rechts führt zu einer unnatürlichen Verdrehung des Ellenbogengelenks.
- Die Bedienung muss aufgrund des relativ großen Bewegungsraums des Bediengeräts mit dem ganzen Arm ausgeführt werden. Die großen Bewegungen und die fehlende Arm- oder Handstütze führen zu einer schnellen Ermüdung.
- Die Bedienimpulse für verschiedene Drehachsen, also die Bewegungen der Hand des Bedieners zur Ansteuerung von TCP und Löffel, überlagern sich. Das führt zu Fehlbedienungen des Löffels und einem unpräzisen Bediengefühl.
- Alle Steueraufgaben für die Arbeit mit der Maschine liegen auf einer Hand, was für den Bediener kompliziert sein und zu einer einseitigen Belastung führen kann. Es müssen alternative Aufgaben für die linke Hand gefunden werden.
- Aufgrund der mechanischen Anschläge des Bediengeräts kann der Oberwagen nicht vollständig gedreht werden.

- Die Arbeitsräume von Bediengerät und Bagger stimmen aufgrund der leicht unterschiedlichen Geometrien der Kinematiken sowie der mechanischen Anschlüsse nicht vollständig überein, sodass nicht alle Punkte im Arbeitsraum des Baggers angefahren werden können.

Die Problematik sich überlagernder Bewegungen und der daraus resultierenden schwierigen und unpräzisen Koordination der einzelnen Bewegungsachsen wurde ebenfalls in [33] bei der Steuerung eines Fahrzeug mit einem Sidestick erkannt.

Das Bedienkonzept der Koordinatensteuerung wurde zu Versuchszwecken mit Hilfe des in Abschnitt 2.3.2 beschriebenen Ergosticks ebenfalls am Baggersimulator getestet. Dabei entsprachen die translatorischen Bewegungen des TCP des Bediengeräts einer Ansteuerung des Baggerarms in kartesischen Koordinaten. Da die durch die kinematische Ähnlichkeit von Bedienelement und Maschine gegebenen Vorteile bzgl. der intuitiven Bedienung wegfallen, wird die Koordinatensteuerung als Bedienkonzept nicht weiter verfolgt.

## 4.4 Resultierendes alternatives Bedienkonzept

Als Konsequenz aus den genannten Nachteilen wird, ausgehend von der Idee der koordinierten Steuerung, das in Bild 4.3 und Bild 4.4 zu sehende alternative Bedienkonzept für Hydraulikbagger vorgeschlagen. Die Anforderungen an das Bedienkonzept sind

- eine intuitive Bedienung,
- ein ergonomisches Design,
- eine baumaschinentaugliche Konstruktion.

Das Bedienkonzept wurde im Entwurfsprozess zunächst mittels Handskizzen detailliert (siehe Bild 4.5a) und dann in das gezeigte virtuelle Modell umgesetzt, um die angedachte Funktionsweise zu veranschaulichen. Aus ergonomischen Gründen werden die Bedienelemente so skaliert, dass für die Bedienung nur die Hand und nicht mehr der ganze Arm bewegt werden muss. Zusätzlich werden die Bedienelemente in die Armlehnen integriert, um eine ermüdungsarme Verwendung zu unterstützen. Die Proportionen des Bedienelements wurden mit Hilfe von Polystyrolmodellen verifiziert [99]. Ein solches Modell ist in Bild 4.5b gezeigt.

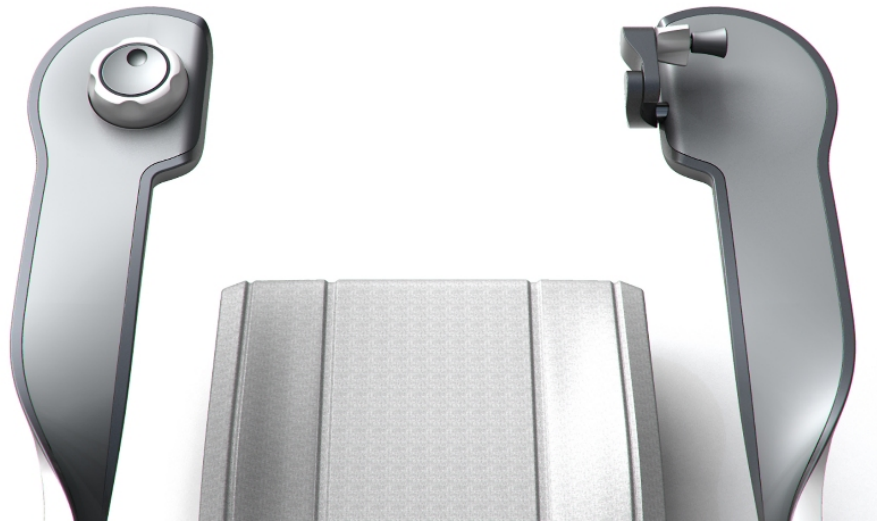


**Abbildung 4.3:** Intuitives Bedienkonzept für Hydraulikbagger

Bei dem neuen Bedienkonzept wird die Bedienung des Arbeitsarms auf beide Hände verteilt: Mit der linken Hand wird die Rotation des Oberwagens gesteuert, mit der rechten die Position des TCP in der auf Bild 4.2 dargestellten x-y-Ebene. Der Löffel wird ebenfalls mit der rechten Hand bedient. Für Linkshänder können die Bedienelemente bei Bedarf vertauscht werden. Dies kann zu einer Reduzierung der Einlernzeit und einer Steigerung des Bedienkomforts für diese Benutzergruppe führen.

Das Bedienelement für die Steuerung von TCP und Löffel ist detailliert in Bild 4.6a gezeigt. Die zwei Hauptsegmente bilden gemäß der Grundidee der koordinierten Steuerung die kinematische Kette und die Geometrie des Arbeitsarms nach. Der Griff in Form eines Kegelstumpfs kann entweder mit der ganzen Hand, mehreren Fingern oder über eine Einbuchtung am Ende mit einem einzelnen Finger bedient werden. Der Löffel wird über das hellgraue, federzentrierte Element wahlweise mit dem Daumen oder mehreren Fingern bedient. Mit dem Bedienelement wird der gewünschte Winkel des Löffels relativ zum Boden eingestellt. Wenn sich der TCP verändert, soll der Winkel des Löffels relativ zum Boden durch die elektronische Regelung des Baggers konstant gehalten werden. Um den Bewegungsraum des Bedienelements zu vergrößern bzw. der Geometrie des Arbeitsraums des Baggers anzupassen, ist eine zusätzliche Aussparung oder Einbuchtung in der Armlehne unter dem Bedienelement denkbar.





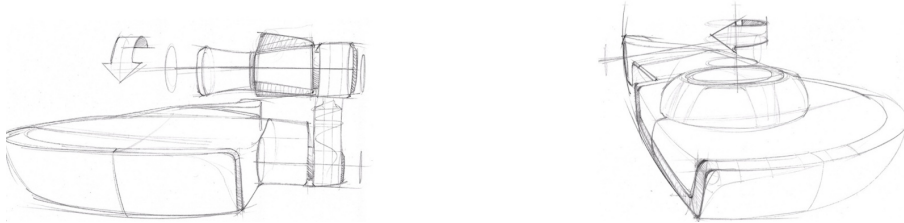
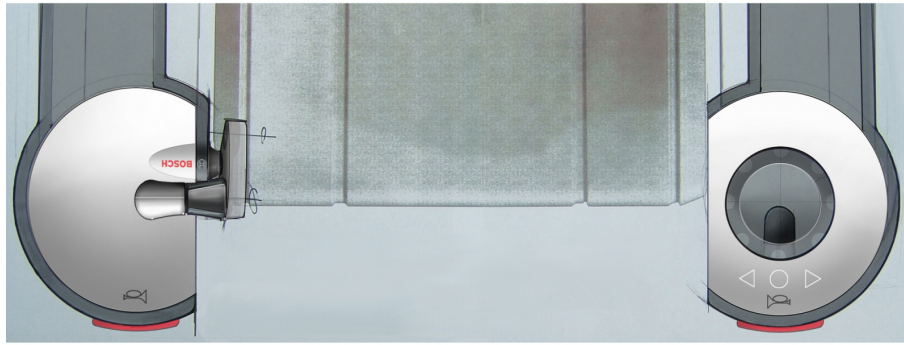
**Abbildung 4.4:** Intuitives Bedienkonzept aus Sicht des Fahrers

Das Bedienelement ist im vorgeschlagenen Entwurf mit Aktoren ausgestattet, um eine Positionsregelung zur Synchronisation von Bedienelement und Arbeitsarm sowie die Integration von Assistenzsystemen mit haptischem Feedback zu ermöglichen.

Über das in Bild 4.6b dargestellte Drehrad wird mit der linken Hand das Drehwerk bedient. Das Bedienelement ist in ein äußeres, hellgrau dargestelltes, und ein inneres, dunkelgrau dargestelltes Drehrad unterteilt. Mit Hilfe des inneren Rades kann ein gewünschter Winkel für den Oberwagen eingestellt werden. Dies ist für große, schnelle Drehungen sinnvoll. Das äußere Rad ist federzentriert und lässt eine Vorgabe der Winkelgeschwindigkeit des Oberwagens zu. Damit kann der Oberwagen langsam und feinfühlig positioniert werden.

Über einen Aktor zeigt die Griffmulde des inneren Rades immer in Richtung des Auslegers, auch wenn der Oberwagen mit dem äußeren Drehrad verfahren wurde. Dies ist für den Fahrer u. a. hilfreich, wenn er den Oberwagen mechanisch in der Fahrposition verriegeln möchte.

Die Bedienung des Baggers erfolgt bei diesem Bedienkonzept immer noch bewegungsgleich. Allerdings werden die zuvor unter Abschnitt 4.3 genannten Nachteile der ursprünglichen koordinierten Steuerung behoben. Die Steuerung des TCP in der x-y-Ebene, des Löffels sowie der Oberwagendrehung wird aus Gründen der besseren Ergonomie auf beide Hände verteilt. Die zur Bedienung notwendigen Handbewe-



(a) Handskizzen der Bedienelemente



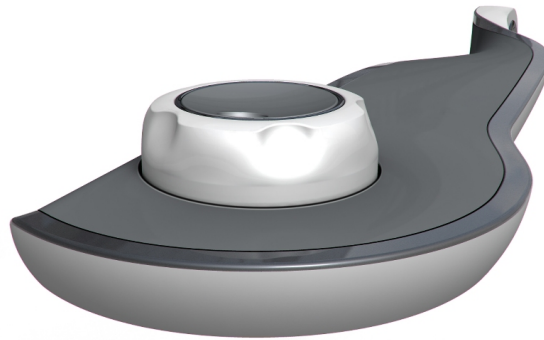
(b) Polystyrolmodelle der Bedienelemente [99]

**Abbildung 4.5:** Prozessschritte beim Entwurf der Bedienelemente

gungen sind klein. Die Hände können dabei auf den Armlehnen abgestützt werden. Idealerweise stimmen der Bewegungsraum des Auslegerbedienelements sowie der Arbeitsraum des Arbeitsarms skaliert überein. Ist dies nicht der Fall, kann dies über die hinterlegte Software ausgeglichen werden. Eine variable Anpassung der Skalierung in Abhängigkeit von der Arbeitsaufgabe ist ebenfalls denkbar. Beispielsweise könnte in einem Feinsteuermodus die Positioniergenauigkeit des TCP des Arbeitsarms in einem eingeschränkten Arbeitsbereich erhöht werden. Die Umschaltung in den Feinsteuermodus könnte entweder manuell durch den Fahrer oder automatisch in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit des TCP des Bedienelements geschehen. Grundsätzlich wird bei dem vorgeschlagenen Bedienkonzept vom Fahrer mit dem rechten Bedienelement eine Position als Führungsgröße für den TCP des Arbeits-



(a) Bedienelement für die Steuerung von TCP und Löffel



(b) Drehrad für die Bedienung des Oberwagens

**Abbildung 4.6:** Detailansichten der Bedienelemente

arms vorgegeben. Alternativ wäre für schnelle Bewegungen auch eine Vorgabe der Geschwindigkeit denkbar. Bei dem linken Bedienelement für den Oberwagen können über die zwei Drehräder wahlweise Position oder Geschwindigkeit vorgegeben werden. In der englischsprachigen Literatur werden dafür die Begriffe *position control* und *rate control* verwendet [92].

Von den Einzelteilen, die vom Bediener in der Hand gehalten werden, also dem Drehrad und dem Element zur Bedienung des Löffels, wurden per Rapid Prototyping die in Bild 4.7 gezeigten Kunststoffmodelle angefertigt. Die Modelle wurden durch mehrere Nutzer mit unterschiedlich großen Händen getestet. Sie bestätigten die Ergonomie der Bedienelemente hinsichtlich der Dimensionierung und der Proportionen, da alle Bedienimpulse einfach und komfortabel ausgeführt werden konnten. Es sind keine großen Hand- oder Fingerbewegungen notwendig, was Ermüdungserscheinungen reduziert.



(a) Drehrad für die Bedienung des Oberwagens



(b) Bedienelement für die Steuerung des Löffels

**Abbildung 4.7:** Kunststoffmodelle der Bedienelemente

## 4.5 Machbarkeitsnachweis des Bedienkonzepts mit verfügbaren Bediengeräten

Zur Verifikation der Gebrauchstauglichkeit dieses Bedienkonzepts im Nutzungskontext (Machbarkeitsnachweis, engl. proof of concept) werden kommerziell erhältliche Bediengeräte verwendet, die den entworfenen Bedienelementen in Form und Funktion ähneln. Für das Bedienelement der rechten Hand wird ein SensAble Phantom Omni ausgewählt. Es werden nur die für das vorgeschlagene Konzept notwendigen Segmente des Geräts verwendet. Die drehbare Plattform und die rotatorischen Freiheitsgrade des Stifts werden nicht benötigt. An Stelle des äußeren Drehrads für die Vorgabe der Geschwindigkeit des Oberwagens wird eine sogenannte 3D-Maus von Typ 3Dconnexion SpaceBall 5000 eingesetzt (siehe Bild 4.8) [1]. Dieses Gerät erfüllt die Funktion eines 6D-Joysticks und besteht aus einem kugelförmigen Bedienelement, dessen Translation und Rotation über Sensoren erfasst werden. Die Verschiebung der Kugel ist nur auf einem sehr kleinen Wegbereich möglich. Nach Betätigung wird die Kugel durch eine Feder wieder in der Ausgangslage zentriert. Für die Nachbildung des Drehrads wird nur der Sensorwert für die Drehung der Hand des Bedieners, die auf dem Ball aufliegt, benötigt.

Der aus den kommerziell verfügbaren Geräten bestehende Aufbau zur Bedienung des Versuchsbaggers ist in Bild 4.9 zu sehen. Die Geräte werden in einer ergonomisch günstigen Position vor dem Fahrer in der Kabine montiert. Der drehbare Stift des SensAble Phantom Omni ist nicht federzentriert. Durch die dadurch fehlende deut-



**Abbildung 4.8:** 3Dconnexion SpaceBall 5000 [1]

lich fühlbare Rückstellkraft überlagern sich die Bedienimpulse für TCP und Löffel. Daher wird die Bedienung des Löffels auf die zwei Tasten des Stifts gelegt. Damit ist die Bedienung des Löffels zwar nicht mehr bewegungsgleich, aufgrund mangelnder Hardwarealternativen aber für die Verifikation des Bedienkonzepts am Versuchsbagger ausreichend.

Das alternative Bedienkonzept wurde in der beschriebenen Form am Virtual Reality Baggersimulator und an der Versuchsmaschine appliziert und durch Probanden getestet. Die Ergebnisse werden in Kapitel 8 erläutert.

## 4.6 Zusammenfassung

Es wird ein neues Bedienkonzept für Hydraulikbagger als Alternative zur herkömmlichen Bedienung mit Joysticks vorgeschlagen. Ziel ist die intuitive Bedienung der Maschine. Das Konzept basiert auf der koordinierten Steuerung, wird aber ergonomisch und funktional verbessert. Es besteht aus einem Bedienelement für die rechte Hand des Fahrers, welches die kinematische Kette des Arbeitsarms des Baggers verkleinert nachbildet, und einem drehbaren Bedienelement, das mit der linken Hand bedient wird. Mit der rechten Hand wird der Tool Center Point des Baggers in einer vertikalen Ebene, mit der linken Hand die Drehung des Oberwagens gesteuert. Die Rotation des Löffels wird ebenfalls mit der rechten Hand bedient. Da das arbeitsarmähnliche Bedienelement grundsätzlich positionsgeregelt sein muss, um die Positionen von Bagger und Bediengerät ständig zu synchronisieren, wird ein mit Aktoren ausgestattetes Bedienelement benötigt. Diese Aktoren werden zusätzlich verwendet, um das Bedienkonzept um haptische Assistenzfunktionen zu erweitern.





**Abbildung 4.9:** Proof-of-Concept des neuen Bedienkonzepts

Das alternative Bedienkonzept wird als virtuelles Modell umgesetzt. Einzelteile werden per Rapid Prototyping als Kunststoffmodelle hergestellt. Zur Evaluierung werden kommerziell erhältliche Bediengeräte verwendet, um das vorgeschlagene Bedienkonzept an einem Versuchsbagger zu applizieren.

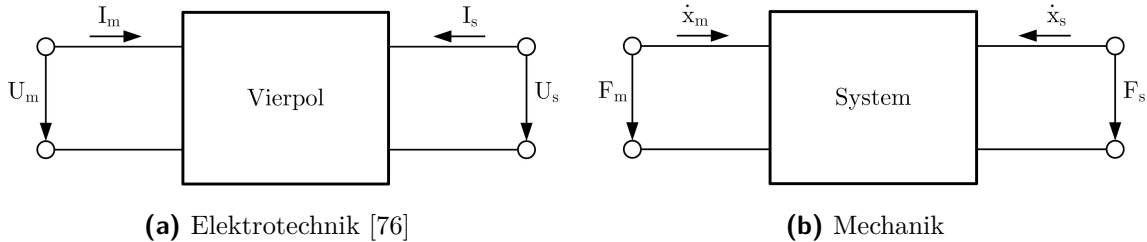
## 5 Methode zur Erzeugung von haptischem Feedback bei Master-Slave-Systemen

Bei dem vorgeschlagenen Bedienkonzept aus Kapitel 4 handelt es sich um ein typisches Master-Slave-System, bei dem der Bediener mit einem Bedienelement (Master) über den Manipulator (Slave) mit der Umgebung (Umwelt) interagiert. Der Arbeitsarm des Hydraulikbaggers, also das Slave-System, folgt der Führungsgröße, die über das Master-Bedienelement vorgegeben wird. Die Führungsgröße ist die auf das Koordinatensystem des Hydraulikbaggers skalierte Position des TCP des Bedienelements für die rechte Hand des Fahrers. Ähnliche Konzepte existieren auch für Telemanipulationssysteme. Bei diesen sind Master und Slave, im Gegensatz zur Anwendung als alternative Baggersteuerung, bei der sich das Bediengerät in der Fahrerkabine befindet, meist räumlich getrennt. Telemanipulatoren, welche den haptischen Sinneskanal des Bedieners nutzen, um Kontaktkräfte zu übermitteln, werden als bilaterale Systeme bezeichnet. Auch das visuelle Feedback an den Bediener ist bei Telemanipulationssystemen eingeschränkt, da es oft nur per Videoübertragung stattfindet. Ähnlich wie bei der Anwendung als Baggersteuerung wird bei Telemanipulatoren die Führungsgröße auf den spezifischen Arbeitsraum des Slave-Systems skaliert, z. B. in der Mikrochirurgie oder bei der Montage von mikrotechnischen Baugruppen. Ein bekannter Telemanipulator für medizinische Anwendungen ist das da Vinci Surgical System für minimalinvasive Eingriffe [79]. Der erste bilaterale Telemanipulator wurde Anfang der 50er-Jahre entwickelt [56].

### 5.1 Transparenz von Telemanipulationssystemen

Obwohl bilaterale Telemanipulatoren inzwischen intensiv betrachtet wurden, gibt es keinen allgemeinen Standard für die Regelung solcher Systeme [27]. In der Literatur

werden Master-Slave-Systeme zur Telemanipulation oft analog zur Netzwerktheorie der Elektrotechnik als Vierpol (Zweitor) betrachtet [66, 76, 119, 136, 137, 150, 172]. Die Schaltung eines Vierpols ist in Bild 5.1a dargestellt.



**Abbildung 5.1:** Vierpol

Die Vierpolgleichung in Hybridform lautet:

$$\begin{pmatrix} U_m \\ I_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h_{11} & h_{12} \\ h_{21} & h_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} I_m \\ U_s \end{pmatrix} . \quad (5.1)$$

Die Spannung wird mit  $U$ , der Strom mit  $I$  bezeichnet. Die Indizes m und s stehen für Master bzw. Slave.  $h_{11}$  bis  $h_{22}$  sind Parameter. In der Elektrotechnik wird der komplexe Widerstand als Impedanz  $Z$ , dessen Kehrwert als Admittanz  $Y$  bezeichnet:

$$Z = \frac{U}{I} = \frac{1}{Y} . \quad (5.2)$$

Die Vierpol-Theorie lässt sich auch auf mechanische Systeme übertragen. Dann entspricht gemäß Bild 5.1b die Spannung  $U$  der Kraft  $F$  und der Strom  $I$  der Geschwindigkeit  $\dot{x}$ . Die mechanische Impedanz  $Z_{mech}$  wird folglich als

$$Z_{mech} = \frac{F}{\dot{x}} \quad (5.3)$$

definiert. Am Beispiel eines einfachen Feder-Dämpfer-Systems lässt sich die Impedanz nach Laplacetransformation als

$$Z_{mech}(s) = \frac{F(s)}{\dot{x}(s)} = \frac{F(s)}{s \cdot x(s)} = ms + \frac{c}{s} + d , \quad (5.4)$$



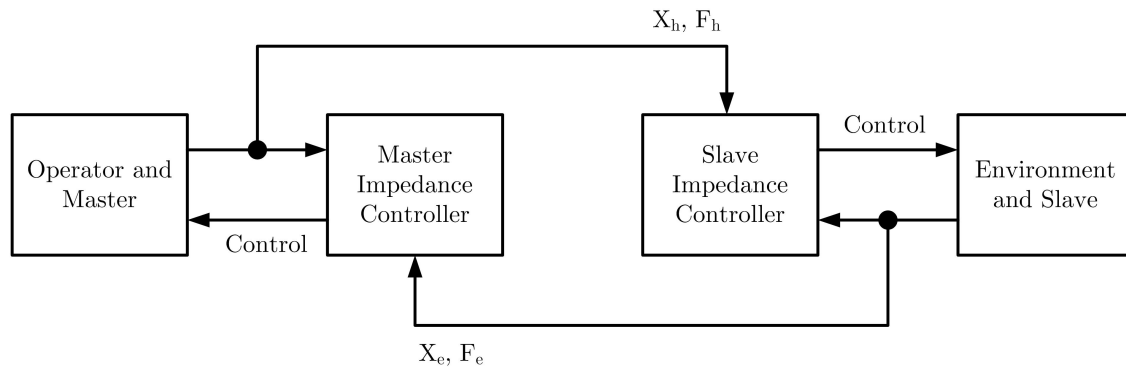
mit der Masse  $m$ , der Federkonstante  $c$  und der Dämpfungskonstante  $d$  beschreiben [76]. Dieser Zusammenhang wird u. a. in der Robotik für sogenannte Impedanzregelungen verwendet. Die vier Parameter  $h_{11}$ ,  $h_{12}$ ,  $h_{21}$  und  $h_{22}$  der Vierpolgleichung in Hybridform für mechanische Systeme (5.5) beschreiben das Übertragungsverhalten zwischen dem menschlichen Bediener des aktiven Bedienelements (Master) und der Umgebung (Slave):

$$\begin{pmatrix} F_m \\ \dot{x}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h_{11} = \frac{F_m}{\dot{x}_m} |_{F_s=0} & h_{12} = \frac{F_m}{F_s} |_{\dot{x}_m=0} \\ h_{21} = \frac{\dot{x}_s}{\dot{x}_m} |_{F_s=0} & h_{22} = \frac{\dot{x}_s}{F_s} |_{\dot{x}_m=0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_m \\ F_s \end{pmatrix} . \quad (5.5)$$

Der Parameter  $h_{11}$  wird als Master-Impedanz, der Parameter  $h_{21}$  als Geschwindigkeitsverstärkung bezeichnet. Die Parameter beschreiben den Spezialfall, bei welchem keine Kraft auf das Slave-System wirkt ( $F_s = 0$ ). Der Slave ist frei beweglich. In diesem Fall sollte die Master-Impedanz  $h_{11}$  idealerweise ebenfalls null sein, damit der Bediener am Master-System keine Kraft spürt. Die Geschwindigkeitsverstärkung  $h_{21}$  bleibt für ein realistisches Bediengefühl idealerweise im kompletten Frequenzbereich des Systems konstant. Die Parameter  $h_{12}$  und  $h_{22}$  werden als Krafrückwirkung bzw. Slave-Admittanz bezeichnet. Sie beschreiben das Verhalten des Systems bei einem Master mit der Geschwindigkeit null ( $\dot{x}_m = 0$ ). Der Master wird also nicht durch den Bediener bewegt und ist fixiert. In diesem Fall ist die Krafrückwirkung  $h_{12}$  ebenfalls idealerweise im kompletten Frequenzbereich konstant und die Slave-Admittanz null. Die Hybridmatrix wird dann mit den beiden Konstanten  $c_{12}$  und  $c_{21}$  zu

$$\begin{pmatrix} h_{11} & h_{12} \\ h_{21} & h_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & c_{12} \\ c_{21} & 0 \end{pmatrix} . \quad (5.6)$$

Die Konstante  $c_{12}$ , also die Krafrückwirkung, geht üblicherweise negativ in die Vierpolgleichung in Hybridform ein, da die Kräfte von Master und Slave in entgegengesetzte Richtungen wirken. Die Konstanten  $c_{12}$  und  $c_{21}$  können abhängig vom gewünschten Systemverhalten angepasst werden. Beispielsweise führt die Wahl von  $c_{12} > 1$  zu einer Unterstützung des Bedieners, was z. B. bei der Manipulation schwerer Lasten helfen kann. Über die Konstante  $c_{21}$  kann die Positioniergenauigkeit variiert werden. Der prinzipielle Aufbau einer Architektur für die Impedanzregelung eines Master-Slave-Systems mit haptischem Feedback ist in Bild 5.2 dargestellt. Der Index h steht für den menschlichen Bediener (engl. human operator) und der Index e für die Umgebung (engl. environment).



**Abbildung 5.2:** Blockschaltbild einer Impedanzregelung für ein bilaterales Telemanipulationssystem, nach [150]

Aus dem idealen Fall gemäß Gl. (5.6) lässt sich der Begriff der *Transparenz* von Telemanipulationssystemen herleiten. Transparente Master-Slave-Systeme geben dem Bediener einen realistischen haptischen Eindruck über die am Slave-System wirkenden Kräfte. Die Bedienung des Masters soll sich für den Bediener so anfühlen, als würde er die Arbeitsaufgabe, z. B. die Manipulation eines Gegenstandes mithilfe des Slave-Systems, direkt mit seiner Hand ausführen [172]. Dies bedeutet, dass Position und Kraft von Master und Slave übereinstimmen müssen. Wenn die Arbeitsräume und Kräfte von Master und Slave aufgrund der unterschiedlichen Dimensionen skaliert werden müssen, ist die Definition über die mechanische Impedanz besser geeignet: Die mechanische Impedanz  $Z_{mech}$  des Slave-Systems im Kontakt mit der Umgebung muss mit der vom Bediener am Master-System wahrgenommenen Impedanz übereinstimmen [172]. Für diese Aufgabe lassen sich entsprechende Regelkonzepte entwickeln [66]. Für Hydraulikbagger wird die Umsetzung transparenter Bedienkonzepte mit haptischem Feedback in [136, 137, 150] beschrieben.

In realen Master-Slave-Systemen können die Parameter  $h_{11}$  und  $h_{22}$  nicht gleich null gesetzt werden, da sowohl das aktive Bediengerät (Master-System) also auch die zu regelnde Strecke (Slave-System) aufgrund von Trägheit, Dämpfung und Steifigkeit der mechanischen Systeme und der Aktoren nicht im kompletten Frequenzbereich beliebig verändert werden können. Dies führt dazu, dass bei der Auslegung des gesamten Systems ein Kompromiss zwischen Transparenz und Stabilität getroffen werden muss [76].

Die vorgestellte Vierpol-Theorie für Manipulatoren mit Master-Slave-Aufbau eignet sich gut zur Veranschaulichung bilateraler Mensch-Maschine-Schnittstellen sowie des Begriffs der Transparenz. In einigen Arbeiten zu Master-Slave-Systemen wird die Vierpol-Theorie auch zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen den Größen

Moment und Winkel [60, 76] oder Kraft und Position [76] anstelle von Kraft und Geschwindigkeit verwendet. Im letzten Fall wird anstelle der mechanischen Impedanz  $Z_{mech}$  die sogenannte *dynamische Steifigkeit*  $K$  zur Beschreibung der Übertragungsfunktion der Strecke benutzt:

$$K(s) = \frac{F(s)}{x(s)} = ms^2 + c + ds \quad . \quad (5.7)$$

## 5.2 Regelkonzept und Systemarchitektur

### 5.2.1 Regelkonzepte für haptisch unterstützte Master-Slave-Systeme

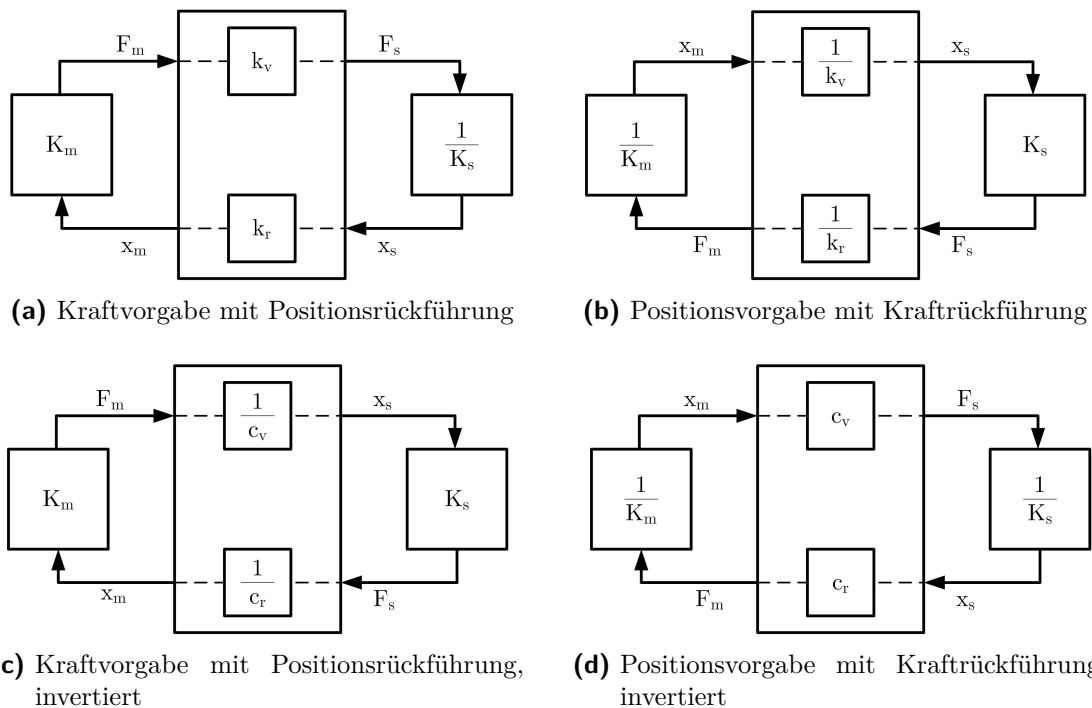
Prinzipiell kann in Master-Slave-Systemen zur Telemanipulation das haptische Feedback über das aktive Bedienelement (siehe Bild 2.3) auf verschiedene Arten an den Menschen übermittelt werden [154]:

- Kraftvorgabe mit Positionsrückführung,
- Positionsvorgabe mit Krafrückführung,
- Positionsvorgabe mit Kraftmodulation (Änderung von Steifigkeit oder Dämpfung des Bedienelements),
- Kraftvorgabe mit Geschwindigkeitsrückführung,
- Geschwindigkeitsvorgabe mit Krafrückführung,
- Geschwindigkeitsvorgabe mit Kraftmodulation (Änderung von Steifigkeit oder Dämpfung des Bedienelements).

Die Regelkonzepte für Positions- oder Geschwindigkeitsvorgabe mit Kraftmodulation werden im Folgenden nicht weiter betrachtet. Ein Regelkonzept für eine baggerähnliche Forstmaschine mit Geschwindigkeitsvorgabe und haptischem Feedback durch Änderung der Steifigkeit des Bedienelements findet sich in [125]. Sowohl die beiden Regelkonzepte Kraftvorgabe mit Positionsrückführung und Positionsvorgabe mit Krafrückführung als auch die Konzepte Kraftvorgabe mit Geschwindigkeitsrückführung und Geschwindigkeitsvorgabe mit Krafrückführung sind theoretisch äquivalent. In der realen Anwendung werden sie vom Bediener jedoch unterschiedlich wahrgenommen, da bei fast allen Anwendungen eine zeitliche Verzögerung (Totzeit)

zwischen der Vorgabe der Führungsgröße und dem Ausgang der Strecke, und somit dem haptischen Feedback, besteht.

Nach [76] existieren zur Regelung von Mensch-Maschine-Systemen mit haptischem Feedback u. a. die in Bild 5.3 dargestellten vier Regelkonzepte zur Bedienung des technischen Systems und zur Implementierung der haptischen Rückführung. Der Kasten repräsentiert die Berechnung der Führungsgröße für das Slave-System aus dem Signal des Bedienelements sowie die Generierung des haptischen Feedbacks aus einem Signal des Slave-Systems.  $K_m$  bzw.  $K_s$  bezeichnen gemäß [76] die dynamische Steifigkeit von Mensch (Index m) und Strecke (Index s) bzw. von Master- und Slave-System.  $k_v$ ,  $k_r$ ,  $c_v$  und  $c_r$  sind konstante oder auch variable Übersetzungen (Faktoren). Die rückwärts (Index r) gerichtete Übersetzung generiert das haptische Feedback. Der Index v bezeichnet die vorwärts gerichtete Übersetzung der Führungsgröße. Diese Konzepte bieten sich insbesondere an, wenn der Master eine kinematische Ähnlichkeit mit dem Slave hat.

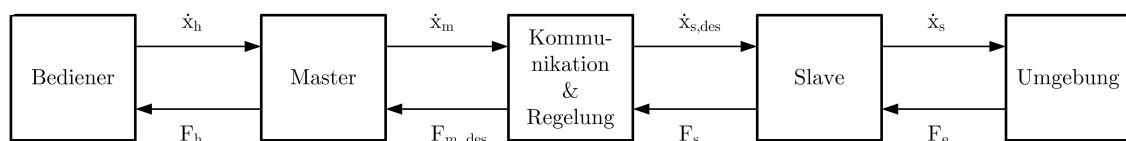


**Abbildung 5.3:** Regelkonzepte für die Telemanipulation mit haptischem Feedback, nach [76]

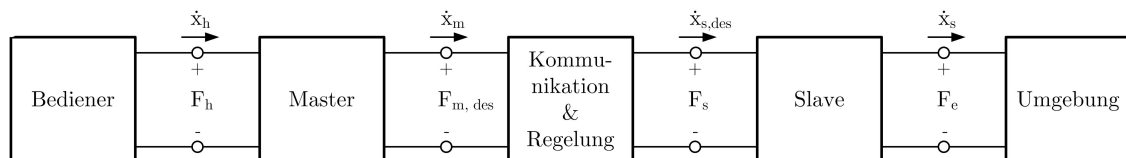
In frühen Systemen zur Telemanipulation waren Master und Slave mechanisch oder über einfache Schaltungen elektrisch miteinander verbunden. Es fand also immer eine direkte Vorgabe von Position oder Kraft über das Bedienelement statt. Bei elektronischer Kopplung von Master und Slave können auch andere Führungsgrößen,

wie z. B. die Geschwindigkeit, gewählt werden. Dies bietet sich bei der Bedienung mittels Joysticks an, bei der die Vorgabe der Geschwindigkeit des Slave-Systems abhängig von der Auslenkung des Joysticks aus der zentrierten Ausgangsposition interpretiert wird [172]. Zusätzlich zu den zuvor aufgelisteten lassen sich weitere Konzepte ableiten, wenn das Feedback nicht aus der Position des Slave-Systems  $x_s$ , wie z. B. in Bild 5.3a oder Bild 5.3d, sondern aus der Geschwindigkeit  $\dot{x}_s$  oder der Beschleunigung  $\ddot{x}_s$  berechnet wird.

Detailliert ist ein Telemanipulationssystem mit Geschwindigkeitsvorgabe und Kraft-rückführung in Bild 5.4 als Blockschaltbild und in Bild 5.5 in Netzwerkdarstellung gezeigt. Das System besteht aus dem Bediener, dem Bedienelement (Master), der Datenübertragung zwischen Master und Slave, dem Manipulator (Slave) sowie der Umgebung (Umwelt). Der Mensch gibt eine Geschwindigkeit  $\dot{x}_h$  vor, mit welcher sich der Slave in der Umgebung bewegen soll. Die Geschwindigkeit  $\dot{x}_h$  entspricht der Geschwindigkeit des Masters  $\dot{x}_m$ . Der Kommunikations- und Regelungsblock generiert als Führungsgröße eine gewünschte Geschwindigkeit des Slave-Systems  $\dot{x}_{s,des}$ . Als Feedback wird die Kontaktkraft zwischen Slave und Umwelt  $F_e$  über die einzelnen Blöcke zum Bediener als Kraft  $F_h$  zurückgeführt. Da es sich um ein bilaterales System handelt, können die Pfeile in Bild 5.4 auch umgekehrt werden, sodass die Kraft vorgegeben und die Geschwindigkeit zurückgeführt wird. Mit dieser Sichtweise wird klar, dass der Bediener entscheidet, ob er das Telemanipulationssystem geschwindigkeits- oder kraftgeführt steuern will [5].



**Abbildung 5.4:** Blockschaltbild eines bilateralen Telemanipulationssystems, nach [5, 119]



**Abbildung 5.5:** Netzwerkdarstellung eines bilateralen Telemanipulationssystems, nach [5]

### 5.2.2 Diskussion der Regelkonzepte

Die vorgestellten Konzepte eignen sich besonders gut zur Telemanipulation von Gegenständen durch den menschlichen Bediener, z. B. in der Robotik oder der Telepräsenz. Bei der zu lösenden Aufgabenstellung, der Implementierung der koordinierten Steuerung zur Vereinfachung des herkömmlichen Bedienkonzepts von Hydraulikbaggern, geht es primär um die Positionsregelung des TCP des Arbeitsarms. Hauptaufgabe der Regelung von Master und Slave ist die ständige Synchronisation beider Systeme bezüglich ihrer Positionen. Transparenz ist für das vorgeschlagene Bedienkonzept aus Kapitel 4 nicht notwendig, da ein direktes Feedback der Grabkraft an den Bediener nicht gefordert wird.

Die auf der Vierpol-Theorie basierenden Regelkonzepte können für das vorgeschlagene Bedienkonzept so nicht angewendet werden, da sowohl am Bedienelement als auch am Hydraulikbagger keine Sensoren zur Kraftmessung vorhanden sind. Beim Master-System (SensAble Phantom Omni) kann wahlweise eine Kraft in kartesischen Koordinaten oder der Strom der einzelnen Elektromotoren, die für die Bewegung der einzelnen Segmente verwendet werden, als Stellgröße vorgegeben werden. Der Motorstrom  $I_{Motor}$  ist über die Motorkonstante  $k_{Motor}$  proportional zum Drehmoment  $M_{Motor}$  des Gleichstrommotors, also zur ausgeübten Kraft des aktiven Bedienelements:

$$M_{Motor} = k_{Motor} \cdot I_{Motor} \quad . \quad (5.8)$$

Beim mit EFM ausgerüsteten Versuchsbagger kann der Volumenstrom in die einzelnen Hydraulikzylinder als Stellgröße vorgegeben werden. Der Volumenstrom  $Q_K$  ist über die Querschnittsfläche  $A_K$  des Zylinders proportional zur Vorschubgeschwindigkeit  $\dot{x}_{zyl}$  der Kolbenstange:

$$Q_K \sim A_K \cdot \dot{x}_{zyl} \quad . \quad (5.9)$$

Beim Ein- und Ausfahren ist die Kennlinie der Abhängigkeit von Kolbengeschwindigkeit und Volumenstrom aufgrund der unterschiedlichen Querschnittsflächen in beiden Kammern des Differenzialzylinders unterschiedlich.

Über eine Positionsregelung (siehe Abschnitt 7.3.2) des hydraulischen Arbeitsarms kann direkt eine Position als Führungsgröße für den TCP des Baggers vorgegeben

werden. Aufgrund der fehlenden Sensorik zur Kraftmessung am Versuchsbagger werden auf Kraft- oder Impedanzregelung basierende Konzepte nicht weiter verfolgt. Auch die Hybridparameter  $h_{11}$ ,  $h_{12}$ ,  $h_{21}$  und  $h_{22}$  der Vierpolgleichung konnten aus diesem Grund nicht durch Messungen quantifiziert werden.

Grundsätzlich bieten sich auch hybride Kraft-Positionsregelungen für Hydraulikbagger an: Wenn sich der Löffel im Erdreich befindet, wird die Grabkraft, ist er in der Luft, wird die Position geregelt. Diese Kraft- oder Impedanzregelkonzepte wurden speziell für die Anwendung in Hydraulikbaggern und Telemanipulatoren untersucht [41, 61, 88, 150]. Auch ein manuelles Umschalten zwischen Kraft- und Positionsregelung kann sinnvoll sein, wenn für bestimmte Arbeitsaufgaben definierte Grab- oder Greifkräfte erwünscht sind. Alternativ zu einem Kraftsensor am Arbeitsarm können die Kräfte auch über ein Grabkraftmodell aus den Drücken in den einzelnen Hydraulikzylindern geschätzt werden [125].

Der Aufbau des Master-Slave-Systems als reine Positionsregelung ist für die Evaluierung des alternativen Bedienkonzepts am Versuchsbagger völlig ausreichend. Eine Kraft- oder Impedanzregelung ist bei Telemanipulatoren üblicherweise notwendig, wenn das Slave-System auf Hindernisse trifft. Um z. B. Beschädigungen des Manipulators zu vermeiden, ist eine Begrenzung der Kontaktkraft zwischen Slave und Umgebung sinnvoll. Aufgrund des robusten und leistungsstarken Slave-Systems, des Arbeitsarms des Hydraulikbaggers, war dies bei der gegebenen Anwendung nicht notwendig. Auch in den Experimenten (siehe Abschnitt 8) traten - eventuell bedingt durch das relativ weiche Schüttgut - keine Probleme auf.

### **5.2.3 Reglerarchitektur zur Umsetzung des vorgeschlagenen Bedienkonzepts**

Basierend auf [68, 86, 154] wird eine Reglerarchitektur für Hydraulikbagger mit haptisch unterstütztem Bedienkonzept vorgeschlagen. Das Mensch-Maschine-System aus Bediener und Maschine ist in Bild 5.6 dargestellt. Der menschliche Bediener nimmt den aktuellen Zustand der Maschine  $y^*$  und der Umgebung entweder unmittelbar (direkt) oder indirekt über Sensoren wahr, deren Messwerte  $y$  ihm z. B. mittels Anzeigen zur Verfügung gestellt werden. Größen, die der menschliche Bediener direkt wahrnimmt, sind gestrichelt eingezeichnet. Zur Ausführung seiner Arbeitsaufgabe betätigt er ein Bedienelement. Die Betätigung des Bedienelements kann als Führungsgröße  $w^*$  interpretiert werden, die vom Bedienelement in das physikalische Sig-

nal  $w$  gewandelt wird. Der Bediener agiert als *Regler Mensch*. Wenn der Mensch als Regler des technischen Systems angesehen wird, kann die Führungsgröße  $w^*$  auch als Stellgröße betrachtet werden. Da das technische System ebenfalls geregelt betrieben werden kann, werden die Sensorsignale  $y$  in der Darstellung ebenfalls zur Maschine zurückgeführt.

Für einen elektrohydraulischen Bagger lässt sich die Systemarchitektur gemäß Bild 5.7 konkretisieren. Die zum System Bagger gehörenden Signale sind mit dem Index *ex* (engl. excavator) gekennzeichnet. Das Hydrauliksystem des Baggers besteht aus den hydraulischen Aktoren (Zylinder, Motoren) und den elektrisch vorgesteuerten Proportionalventilen, die zum Ventilblock zusammengefasst sind. Da das System geregelt betrieben wird, ist ein Steuergerät notwendig, auf dem die Regelalgorithmen berechnet werden. Der Regler wird mit  $Q_{\text{ex}}$  bezeichnet. Als Stellgröße  $u_{\text{ex,el}}$  wird der Volumenstrom des Hydraulikfluids in den Verbraucher  $\dot{V}$  verwendet. Diese Größe kann über das EFM-System des Baggers vorgegeben werden. In der Darstellung ist gekennzeichnet, in welcher physikalischen Form, mechanisch (*mec*), hydraulisch (*hyd*) oder elektrisch (*el*), die Systemgrößen übermittelt werden. Der Index *op* steht für den Bediener (engl. operator).

In Bild 5.8 wird das Modell um eine haptische Mensch-Maschine-Schnittstelle, also ein aktives Stellteil, erweitert. Die zum haptischen Bedienelement gehörenden Signale sind mit dem Index *hd* (engl. haptic device) markiert. Die Aktoren des aktiven Bedienelements werden von einem zweiten Regler  $Q_{\text{hd}}$  über die Stellgröße  $u_{\text{hd,el}}$  angesteuert. Die Stellgröße ist über Gleichung (5.8) proportional zum Moment der Elektromotoren. Bedingt durch die verwendete Treibersoftware des SensAble Phantom Omni kann der Motorstrom  $I_{\text{Motor}}$  bei der Implementierung des Bedienkonzepts am Versuchsbagger nicht direkt, sondern über eine dazu proportionale dimensionslose Größe vorgegeben werden. Es gilt also:

$$M_{\text{Motor}} \sim I_{\text{Motor}} \sim u_{\text{hd}} \quad \text{bzw.} \quad (5.10)$$

$$M_{\text{Motor}} = k_{\text{Motor}} \cdot I_{\text{Motor}} = k_{\text{hd}} \cdot u_{\text{hd}} \quad . \quad (5.11)$$

Der konstante Parameter  $k_{\text{hd}}$  ist nicht bekannt. Die Aufgabe dieses zweiten Reglers ist die Generierung eines haptischen Feedbacks aus den messbaren Systemgrößen  $w_{\text{ex,el}}$ ,  $u_{\text{ex,el}}$  und  $y_{\text{ex,el}}$ . Da das aktive Stellteil geregelt betrieben wird, entspricht das gemessene Ausgangssignal  $y_{\text{hd,el}}^*$  des Bedienelements der Führungsgröße der Maschi-



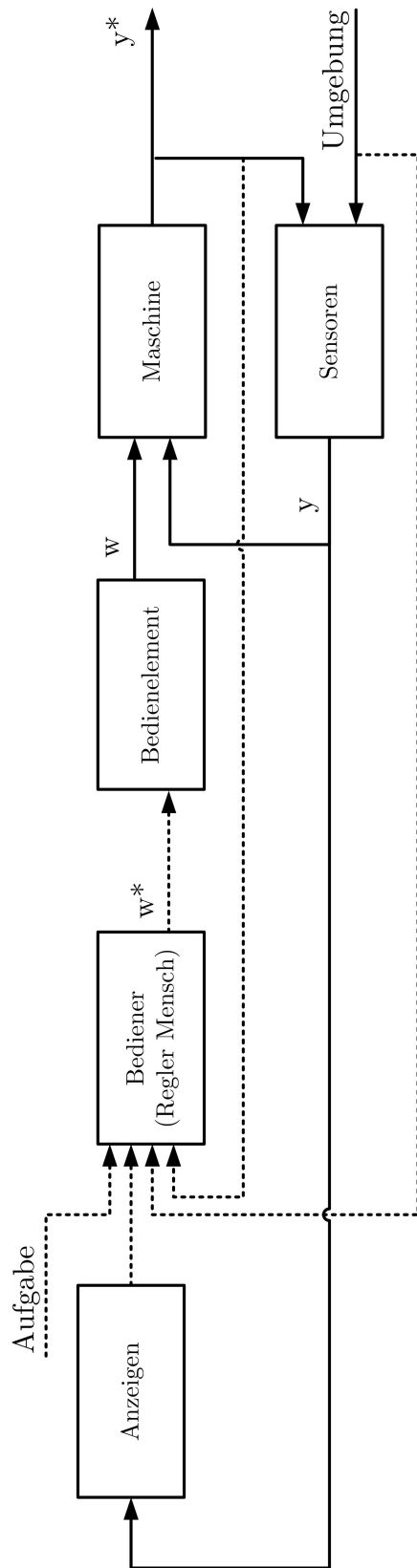


Abbildung 5.6: Mensch-Maschine-System zur Steuerung einer Maschine

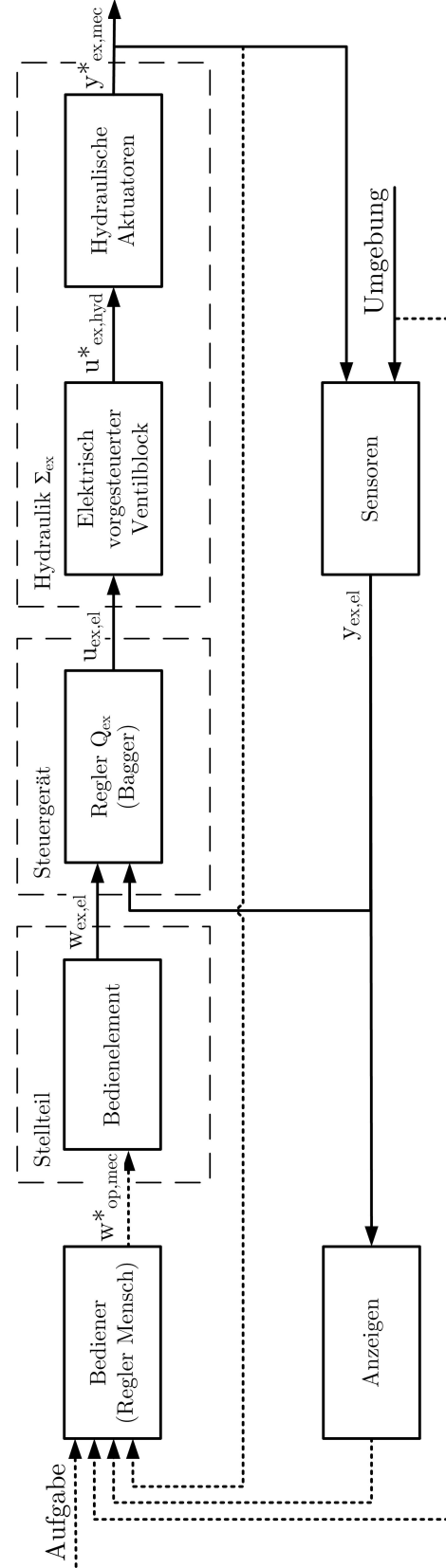
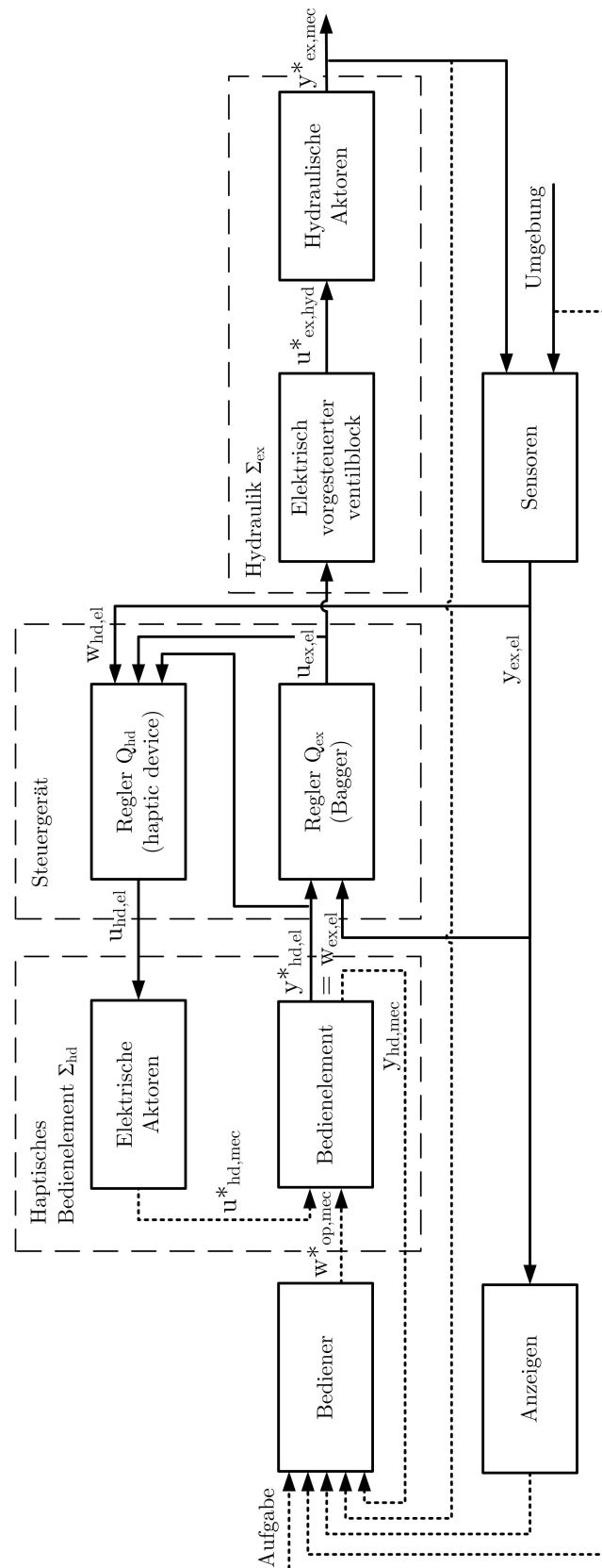


Abbildung 5.7: Mensch-Maschine-System am Beispiel eines elektrohydraulischen Baggers

ne  $w_{\text{ex,el}}$ . Die Größe  $y_{\text{hd,mec}}^*$  ist das vom Bediener direkt über das aktive Bedienelement wahrnehmbare haptische Feedback. Die Regelalgorithmen für beide Systeme (aktives Bedienelement und Hydraulikbagger) können entweder in einem einzigen oder zwei getrennten Steuergeräten implementiert werden.

Detailliert ist ein Modell des haptischen Bedienelements in Bild 5.9 dargestellt. Der menschliche Bediener nimmt als haptisches Feedback die Kräfte der Aktoren des Bedienelements  $F_{\text{Aktuator}}$  sowie Position  $x_{\text{hd}}$ , Geschwindigkeit  $\dot{x}_{\text{hd}}$  und Beschleunigung  $\ddot{x}_{\text{hd}}$  des Griffs wahr. Das Ausgangssignal des geregelten aktiven Bedienelements  $y_{\text{hd,el}}$  ist die von den Sensoren im Bedienelement erfasste Position des Griffs  $x_{\text{hd}}$ , also die Führungsgröße  $w_{\text{ex,el}}$  des Hydrauliksystems. Die Kraft auf den Handgriff des Bedienelements  $F_{\text{hd}}$  ist die Summe aus der Kraft des Bedieners  $F_{\text{h}}$  und der Kraft der elektrischen Aktoren  $F_{\text{Aktuator}}$ . Grundsätzlich handelt es sich hier also um eine Positionsvorgabe mit Kraftrückführung gemäß Bild 5.3b. Die Dynamik der Hand des Bedieners am Handgriff  $\Sigma_{\text{hd}}^*$  kann über die invertierte dynamische Steifigkeit  $\frac{1}{K_{\text{m}}}$  beschrieben werden, was einer Wandlung der Kraft  $F_{\text{hd}}$  in die Position  $x_{\text{hd}}$  entspricht. Im Fall einer Geschwindigkeitsregelung (Geschwindigkeitsvorgabe und Kraftrückführung) würde  $\Sigma_{\text{hd}}^*$  als Impedanz  $Z_{\text{mech}}$  modelliert werden. Hat der Bediener den Griff nicht in der Hand, entfällt der Block Bediener, und die Übertragungsfunktion des Griffs  $\Sigma_{\text{hd}}^*$  entspricht der Dynamik der Mechanik des Bedienelements abhängig von Reibung, Schwerkraft und Trägheit. Es wird deutlich, dass der Bediener auch als Störung betrachtet werden kann.  $F_{\text{h}}$  wirkt als Eingangsstörung vor der Strecke  $\Sigma_{\text{hd}}^*$  auf das Signal  $u_{\text{hd,mec}}^*$  ( $w_{\text{op}} = d_{\text{op}}$ ).

Ohne den menschlichen Bediener und die von diesem wahrgenommenen Größen vereinfacht sich die Systemarchitektur zu dem in Bild 5.10 dargestellten Blockschaltbild. Dieses Regelkonzept wird am Versuchsbagger implementiert. Es wird in dieser Darstellung nicht mehr zwischen dem tatsächlichen Ausgangssignal  $y^*$  und dem über Sensoren gemessenen Signal  $y$  unterschieden. Die Aktoren sowie der Handgriff inklusive der Mechanik des aktiven Stellteils werden zu  $\Sigma_{\text{hd}}$  zusammengefasst. Das Hydrauliksystem des Baggers, bestehend aus Ventilblock und Aktoren, ist in der Strecke  $\Sigma_{\text{ex}}$  enthalten. Die Bedienimpulse des Fahrers gehen als Störung  $d_{\text{op}}$  auf die Strecke des Stellteils  $\Sigma_{\text{hd}}$  ein. Der Regler für das aktive Bedienelement benötigt im betrachteten Fall die Signale  $y_{\text{hd}}^*$  und  $u_{\text{ex}}$  nicht. Es wird lediglich  $y_{\text{hd}}^*$  als Führungsgröße  $w_{\text{hd}}$  verwendet.  $K_{\text{ex}}$  und  $K_{\text{hd}}$  sind lineare Gleichungen (Übersetzungen) der Form



**Abbildung 5.8:** Mensch-Maschine-System mit haptischer Schnittstelle am Beispiel eines elektrohydraulischen Baggers

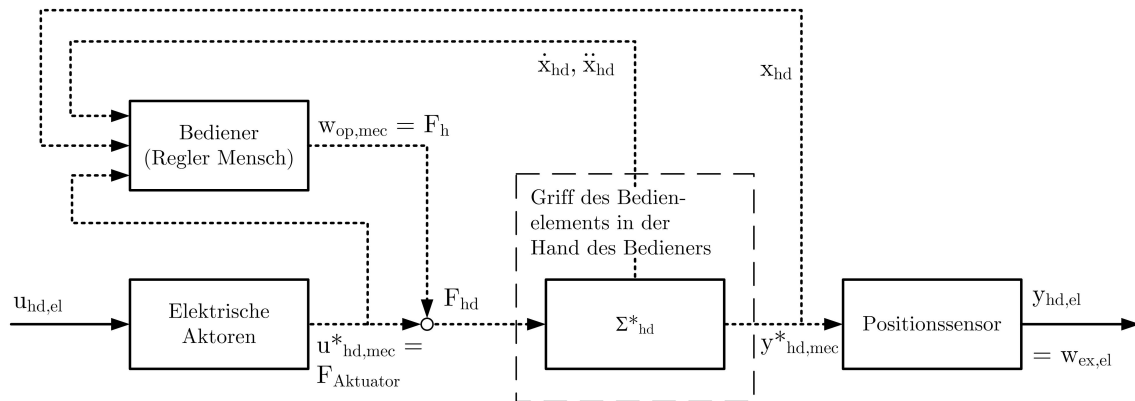


Abbildung 5.9: Haptisches Bedienelement in der Hand des Bedieners

$$K_{ex} : w_{ex} = k_1 \cdot y_{hd} + k_2 \quad , \quad (5.12)$$

$$K_{hd} : w_{hd} = \frac{1}{k_1} \cdot y_{ex} - \frac{k_2}{k_1} \quad , \quad (5.13)$$

welche die Dimensionen der Arbeitsräume von Bediengerät und Arbeitsarm ineinander umrechnen. Sie können einfach als Kennlinie implementiert werden. Die Gleichungen projizieren den Wertebereich des Arbeitsraums des SensAble Phantom Omni durch Multiplikation mit einem Faktor  $k_1$  unter Berücksichtigung eines Offsets  $k_2$  auf den Arbeitsraum des Baggers und umgekehrt. Die Regler für den Arbeitsarm des Hydraulikbaggers  $Q_{ex}$  und des SensAble Phantom Omni  $Q_{hd}$  regeln die Position des jeweiligen TCP. Hauptaufgabe der gezeigten Systemarchitektur ist die gegenseitige Synchronisation der Positionen von Bedienelement und Arbeitsarm des Baggers.

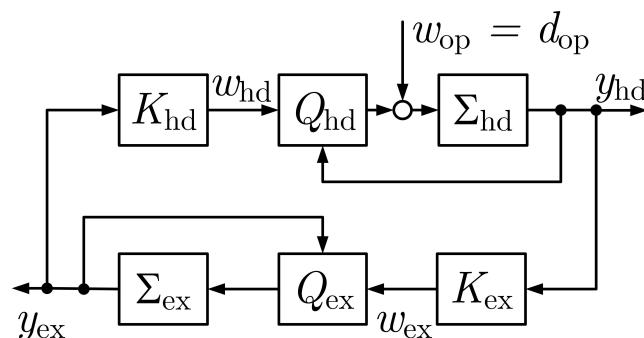


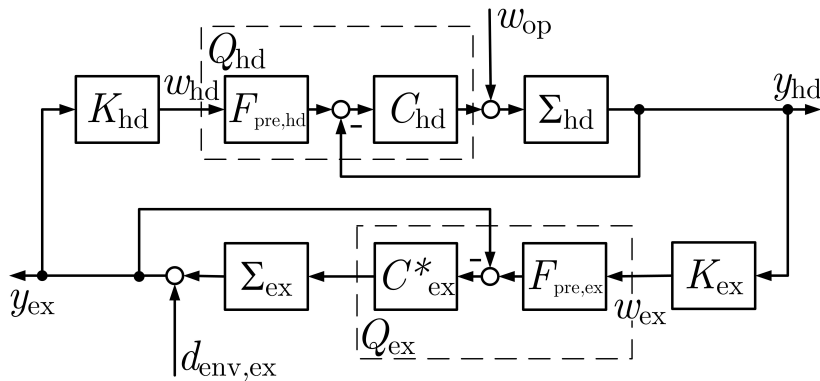
Abbildung 5.10: Regelkreis zur Synchronisation der Positionen von Master und Slave

Regler für den Einsatz in Kraft- und Nutzfahrzeugen besitzen die folgenden Eigenschaften bzw. Anforderungen [143]:

1. Anforderungen an den Regler, zum Beispiel bezüglich Einschwingzeit, Überschwingen oder des Dämpfungsverhaltens des geregelten Systems, sind im Zeitbereich gegeben.
2. Der geschlossene Regelkreis soll trotz Fertigungstoleranzen des technischen Systems und konstanter Störungen ein stabiles Verhalten ohne bleibende Regelabweichung zeigen.
3. Der Regelalgorithmus muss in Echtzeit auf einem Steuergerät für den Kraft- und Nutzfahrzeugsbereich ausführbar sein.
4. Der Regler muss einstellbare Parameter haben, über welche das Verhalten des geschlossenen Regelkreises angepasst werden kann. Die Einstellung bzw. Kalibrierung des Systemverhaltens kann idealerweise online an einem Prüfstand oder bei Testfahrten erfolgen.
5. Da die Parameter des Reglers üblicherweise manuell eingestellt werden, sollten die Struktur und Funktionsweise des Reglers für den ausführenden Applikationsingenieur einfach zu verstehen und zu erlernen sein.

Die Regler für die einzelnen Aktoren von Hydraulikbagger und Bediengerät werden mit dem Reglerentwurfsverfahren Internal Model Control (IMC) ausgelegt. IMC erfüllt die zuvor genannten industriellen Anforderungen an Entwurfsverfahren für Regler zum Einsatz in Kraft- und Nutzfahrzeugen sowie mobilen Arbeitsmaschinen. Neben den grundlegenden technischen Anforderungen an den Regler bezüglich der gewünschten Eigenschaften des geschlossenen Regelkreises und der benötigten Rechenleistung des Steuergeräts liegt ein grundlegender Vorteil der IMC-Entwurfsmethode in der Einfachheit der Parametrierung. Im Vergleich mit einem klassischen PID-Regler ist die Parametrierung eines IMC-Reglers deutlicher unkomplizierter. Außerdem ist die hier verwendete IMC-Entwurfsmethode leicht verständlich.

Die Regler  $Q$  bestehen aus einem IMC-Regler  $C_{hd}$  bzw.  $C_{ex}^*$  und einem Vorfilter  $F_{pre}$ , wie in Bild 5.11 dargestellt. Die am Versuchsbagger implementierte Reglerstruktur wird detailliert in Abschnitt 7.1 erläutert. Die Störgröße  $d_{env,ex}$  steht für Störungen aus der Umgebung (engl. environment) auf den Bagger, also z. B. für die Interaktion des Löffels mit dem Erdreich.



**Abbildung 5.11:** Ausführung der Regler  $Q$  als IMC-Regler  $C_{hd}$  bzw.  $C_{ex}^*$  mit Vorfilter  $F_{pre}$

## 5.2.4 Stabilität

Eine wichtige Forderung an Regelkonzepte für haptische Mensch-Maschine-Schnittstellen ist die nach Stabilität. Darunter wird hier verstanden, dass der Regelkreis auf konstante Führungsgrößen oder Störungen mit einem konstanten Ausgangssignal reagiert. Verschwinden die äußeren Erregungen, klingen die freie Bewegung und das Übergangsverhalten des Systems ab und der Regelkreis kehrt in seine Ruhelage zurück [111].

Es ist bekannt, dass Verzugszeiten (Totzeiten) in der Signalübertragung von Reglerstrukturen bilateraler Telemanipulationssysteme, z. B. dargestellt in Bild 5.4 durch den Block Kommunikation, zu Instabilität führen können. Lange Verzugszeiten treten insbesondere bei Anwendungen in der Raumfahrttechnik sowie der Steuerung von Tiefseerobotern auf. Lösungsansätze für dieses Problem werden u. a. in [5, 8, 75, 119, 147, 159] vorgestellt.

Die Dauer der Übertragung von Signalen vom Steuergerät des Bediengeräts (Windows-Rechner mit MATLAB/Simulink) zum Steuergerät des Baggers (dSPACE Microautobox) und zurück ist mit der verwendeten Hard- und Software nicht messbar. Die Microautobox arbeitet als echtzeitfähiger Rechner mit einer Abtastfrequenz von 100 Hz. Es kann also davon ausgegangen werden, dass die Signalübertragung hin und zurück zwischen Bediengerät und Maschine deutlich weniger als 10 ms benötigt. Zudem ist die Bandbreite des geregelten Systems signifikant niedriger als die der möglicherweise auftretenden Störungen durch Verzugszeiten. Auch in den Experimenten am Versuchsbagger traten keine Instabilitäten oder andere Probleme aufgrund zu langer Signalübertragungszeiten auf. Für die gegebene Anwendung

kann aufgrund der hohen Übertragungsgeschwindigkeiten auf eine weitere Untersuchung von durch die Signalübertragung bedingten Stabilitätsproblemen verzichtet werden.

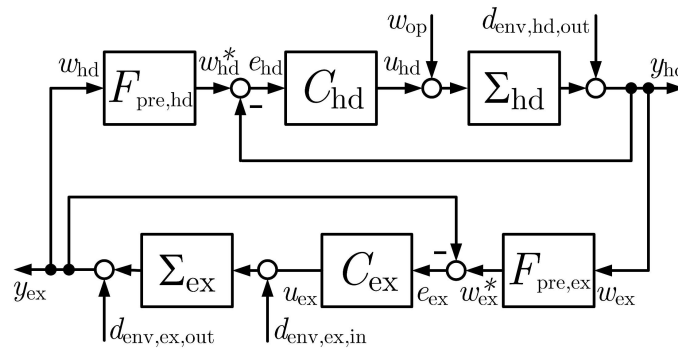
Eine einfache Maßnahme, um Stabilität sicherzustellen, ist die Integration von zusätzlichen dämpfenden Elementen auf der Seite des Slave-Systems [147]. Es ist offensichtlich, dass auch das Halten des Bedienelements durch den Bediener eine stabilisierende Wirkung auf das System hat. Das System muss aber auch stabil sein, wenn der Bediener den Handgriff des Bedienelements loslässt. Eine einfache Variante ist naheliegend: Über einen Sensor könnte erkannt werden, ob sich die Hand des Bedieners am Griff befindet. Lässt der Bediener den Griff los, stoppt das System. Da die Handerkennung über einen Sensor mit zusätzlichen Kosten, konstruktivem Aufwand und Sicherheitsrisiken verbunden wäre, ist diese Variante nicht wünschenswert. Es wird also gefordert, dass das System auch ohne zusätzliche Sicherheitssysteme stabil bleibt, wenn der Bediener den Handgriff plötzlich loslässt.

Allgemein sind bilaterale Telemanipulationssysteme mit Geschwindigkeitsvorgabe unter Gesichtspunkten der Stabilität kritisch, da diese Systeme allein durch die Integration der Führungsgröße  $x_{\text{hd}}$  instabil werden. Dagegen verhalten sich Telemanipulationssysteme mit Positionsvorgabe und Krafterückführung im Normalfall wie einfache Masse-Feder-Systeme [125]. Ohne eine externe Anregung sind diese stabil. Die Stabilität der vorgeschlagenen Systemarchitektur wird im Folgenden gezeigt:

Die Stabilität des bilateralen Master-Slave-Systems wird zunächst an einem System mit nur einem Freiheitsgrad, also nur einem angetriebenen Gelenk, untersucht. Beispielhaft werden hier das erste Segment des SensAble Phantom Omni und der Ausleger betrachtet. Das heißt, dass eine Drehung des ersten Gelenks des Bediengeräts den Auslegerzylinder und somit den Winkel des Auslegers zum Oberwagen steuert. Da sowohl die Hand des Bedieners als auch eine weiche Umgebung des Löffels (Schüttgut, Erdreich) dämpfend und somit stabilisierend wirken, wird die kritische Situation betrachtet, in welcher der Bediener den Griff nicht in der Hand hat ( $\Sigma_{\text{hd}}^*$  in Bild 5.9 modelliert nur das Verhalten des Bedienelements) und sich der Löffel in der Luft befindet (keine Modellierung der Umgebung z. B. über ein Grabkraftmodell). Grundsätzlich können die Bedienimpulse  $d_{\text{op}}$  (entspricht der Führungsgröße  $w_{\text{op}}$ ) sowie Störungen aus der Umgebung  $d_{\text{env}}$  als für die Stabilität des Systems relevante Eingänge angesehen werden.

Für die Untersuchung der Stabilität werden die in Abschnitt 7.2.1 und 7.3.1 identifizierten Modelle sowie die in Abschnitt 7.2.2 und 7.3.2 entworfenen Regler verwendet.

Die Reglerstruktur wird als lineares, zeitinvariantes System (LTI-System) betrachtet. In Abschnitt 7.1 wird die am Versuchsbagger implementierte Systemarchitektur detailliert erläutert. Das System wird dort basierend auf dem Blockschaltbild in Bild 5.11 auf mehrere Aktoren erweitert. Dazu wird es um Führungsgrößengeneratoren zur koordinierten Ansteuerung mehrerer Aktoren und um Kennlinien ergänzt. Für nur einen Aktor im Master- und Slave-System lässt sich das Blockschaltbild aus Bild 7.1 wie in Bild 5.12 dargestellt vereinfachen. Die beiden Übersetzungen  $K_{\text{ex}}$  und  $K_{\text{hd}}$  heben sich gegenseitig auf. Die Führungsgrößengeneratoren fallen bei nur einer Regelgröße ebenfalls weg. Der Regler  $C_{\text{ex}}^*$  wird durch den Regler  $C_{\text{ex}}$  ersetzt, da sich die Kennlinien  $CC^{-1}$  des Reglers  $C_{\text{ex}}^*$  und des Hammerstein-Modells  $CC$  ebenfalls gegenseitig aufheben.



**Abbildung 5.12:** Vereinfachtes Blockschaltbild zur Untersuchung der Stabilität

Im Folgenden wird die innere Stabilität des Regelkreises in Bild 5.12 untersucht. Ist der Regelkreis intern stabil, ist damit bei linearen Systemen auch die Eingangsausgangs-Stabilität bewiesen. In Bild 5.13 sind die untersuchten Störsignale eingezeichnet. Um die Stabilitätsbetrachtung übersichtlicher zu machen, werden die als Eingang verwendeten Signale mit  $d_1$  bis  $d_6$  bezeichnet.  $d_3$  und  $d_6$  entsprechen  $w_{\text{op}}$  bzw.  $d_{\text{env},\text{in}}$ .

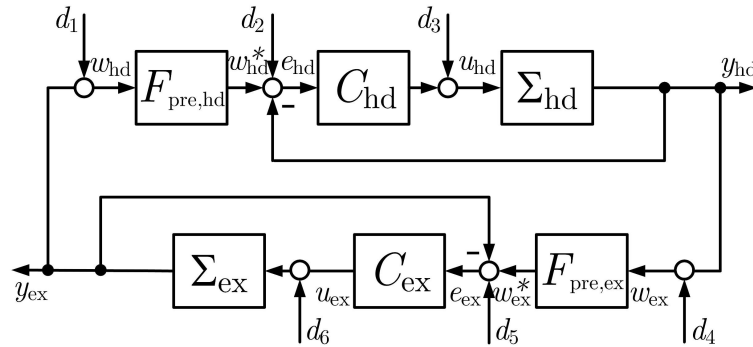
Da sich sowohl im Master- als auch im Slave-System die Signale  $y$  und  $e$  nur um  $w^*$  unterscheiden und die Eingänge  $d_{\text{env},\text{out}}$  dieselbe Wirkung bezüglich der Stabilität wie  $d_2$  und  $d_5$  haben, genügt es, bei der Untersuchung des Regelkreises auf innere Stabilität, die Signale  $d_1$  bis  $d_6$  als Eingänge zu betrachten [111]. Es wird also mit  $d_{\text{env},\text{out}} = 0$  gerechnet. Die relevanten Ausgangssignale sind  $y$ ,  $u$  und  $w^*$ . Aus den insgesamt zu betrachtenden sechs Eingangs- ( $d_1$  bis  $d_6$ ) und sechs Ausgangssignalen ( $y_{\text{hd}}$ ,  $y_{\text{ex}}$ ,  $u_{\text{hd}}$ ,  $u_{\text{ex}}$ ,  $w_{\text{hd}}^*$ ,  $w_{\text{ex}}^*$ ) ergibt sich das Übertragungsverhalten für den Regelkreis bezüglich dieser Signale zu:



$$\begin{pmatrix} Y_{\text{hd}}(s) \\ Y_{\text{ex}}(s) \\ U_{\text{hd}}(s) \\ U_{\text{ex}}(s) \\ W_{\text{hd}}^*(s) \\ W_{\text{ex}}^*(s) \end{pmatrix} = \mathbf{G}_{\text{EA}}(s) \begin{pmatrix} D_1(s) \\ D_2(s) \\ D_3(s) \\ D_4(s) \\ D_5(s) \\ D_6(s) \end{pmatrix} \quad (5.14)$$

mit

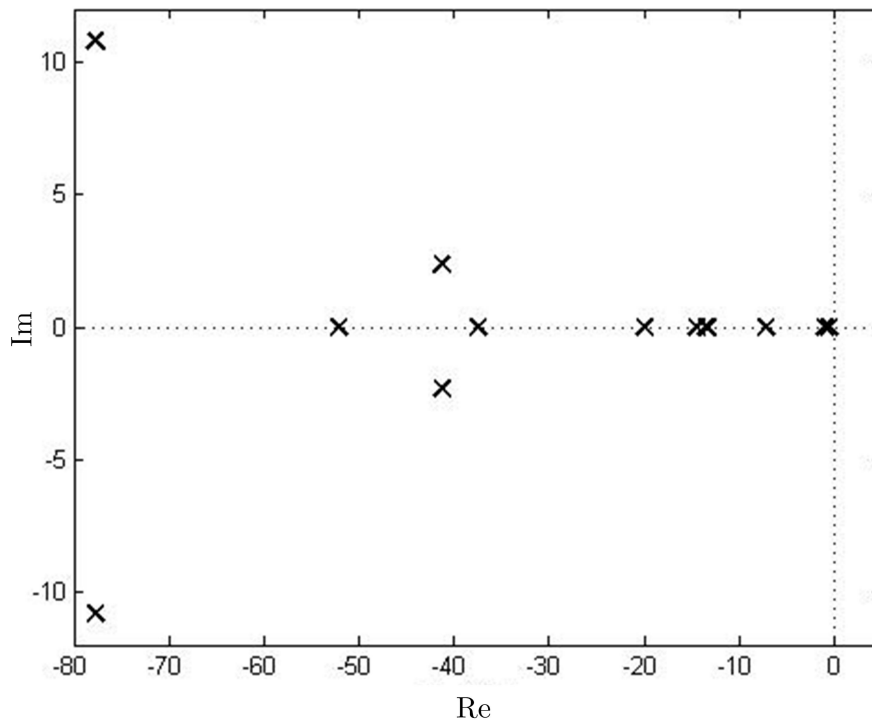
$$\mathbf{G}_{\text{EA}}(s) = \begin{pmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) & \cdots & G_{16}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) & \cdots & G_{26}(s) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{61}(s) & G_{62}(s) & \cdots & G_{66}(s) \end{pmatrix} . \quad (5.15)$$



**Abbildung 5.13:** Betrachtete Störgrößen zur Untersuchung der Stabilität

Die Berechnung der Übertragungsfunktionen  $G_{11}(s)$  bis  $G_{16}(s)$  wird beispielhaft in Abschnitt A.1 gezeigt. Die berechneten Übertragungsfunktionen für das beschriebene System finden sich in Abschnitt A.2.

Alle Übertragungsfunktionen besitzen das gleiche Nennerpolynom. Zur Überprüfung der Stabilität wird anhand der Nullstellen des Nenners überprüft, ob alle Pole negativ sind (siehe Abschnitt A.1). In Bild 5.14 sind die Pole aller Übertragungsfunktionen von  $\mathbf{G}_{\text{EA}}(s)$  als Kreuze eingezeichnet. Pole nahe Null sind verantwortlich für das hier gewünschte nahezu integrierende Verhalten des Systems bei Störungen. Da alle Pole in der offenen linken Halbebene liegen, ist das modellierte System intern stabil. Auch im Versuch konnte kein instabiles Verhalten beobachtet werden. Das gleiche



**Abbildung 5.14:** Pole der untersuchten Übertragungsfunktionen

Ergebnis erhält man bei Überprüfung der Stabilität mit den Modellen für das zweite Segment des SensAble Phantom Omni in Kombination mit dem Stiel.

In den Publikationen [67, 137, 138, 150, 172] wird das Nyquist-Kriterium verwendet, um Stabilität von bilateralen Master-Slave-Systemen nachzuweisen.

### 5.3 Generierung eines haptischen Feedbacks

Die vom aktiven Bedienelement auf die Hand des Fahrers ausgeübte Kraft kann über verschiedene Wege und gemäß Bild 5.9 aus unterschiedlichen Informationen vom Regler  $Q_{hd}$  berechnet werden. Sie kann z. B. proportional zur gemessenen Kraft am TCP der Maschine, zum Abstand zu virtuellen Begrenzungen des Arbeitsraums oder abhängig vom Positionsfehler zwischen Master und Slave sein. Bei einer Rückführung des Positionsfehlers entsteht eine virtuelle Feder zwischen den TCP von Master und Slave. Werden alle genannten Wege berücksichtigt, berechnet sich die Kraft des aktiven Bedienelements nach [92] allgemein nach:

$$\mathbf{F}_{\text{total}} = \mathbf{F}_{\text{measured}} + \mathbf{F}_{\text{virtual}} + \mathbf{F}_{\text{error}} \quad . \quad (5.16)$$

Der Abstand zu virtuellen Begrenzungen sowie der Positionsfehler müssen vom Arbeitsraum des Bedienelements auf den Arbeitsraum des Baggers skaliert werden. Diese Skalierung wird in der Anwendung an der Versuchsmaschine über Kennlinien appliziert. Da am Versuchsträger keine Kraftsensoren am Arbeitsarm zur Verfügung stehen, wird die Rückführung der Grabkräfte  $\mathbf{F}_{\text{measured}}$  auf das Bedienelement nicht berücksichtigt. Die Kraft der Aktuatoren des eingesetzten Bediengeräts  $\mathbf{F}_{\text{Aktuator}}$  setzt sich also aus

$$\mathbf{F}_{\text{Aktuator}} = \mathbf{F}_{\text{virtual}} + \mathbf{F}_{\text{error}} \quad (5.17)$$

zusammen. Das vorgestellte System gibt dem Bediener also zu zwei verschiedenen Informationen ein haptisches Feedback. Die Kräfte sind Vektoren, die sich aus den drei Kräften des SensAble Phantom Omni in kartesischen Koordinaten zusammensetzen. Da das Bedienelement beim vorgeschlagenen Bedienkonzept nur in einer zweidimensionalen Ebene bewegt wird, fällt die z-Komponente gemäß Bild 4.2 weg. Diese Komponente wird über eine entsprechende Ansteuerung der Aktoren des Geräts an der gewünschten Position fixiert und während des Betriebs nicht verändert.

### 5.3.1 Feedback des Positionsfehlers zwischen Master und Slave

Obwohl im vorgeschlagenen Bedienkonzept kein direktes Feedback der Grabkraft, also keine Transparenz gefordert wird, erhält der Bediener durch die gewählte Reglerstruktur indirekt ein Feedback des Positionsfehlers  $\mathbf{F}_{\text{error}}$  zwischen Master und Slave. Übersteigt nämlich die vom Bediener mit dem Bedienelement vorgegebene Geschwindigkeit die Geschwindigkeit, mit welcher der TCP der Maschine folgen kann, z. B. dadurch, dass sich der Löffel im Erdboden befindet, wird der Positionsfehler zwischen dem TCP des Bedienelements und dem TCP des Baggers größer. Da der Positionsfehler der Regelabweichung entspricht, die der Regler des haptischen Bedienelements minimiert, kann der Bediener den Positionsfehler über die ansteigende Stellgröße, also den größer werdenden Motorstrom der Aktoren des aktiven Bedienelements, fühlen. Dadurch erhält der Benutzer ein Feedback der Trägheit des Slave-Systems. Eine hohe Kraft des Bedienelements kann vom Bediener als Indiz gewertet werden, dass die Maschine an ihrer Leistungsgrenze arbeitet. Dieses Feedback der Trägheit des Arbeitsarms ist, wie schon in Abschnitt 2.4.4 beschrieben, für eine gute Bedienung der Maschine mit dem beschriebenen Bedienkonzept notwendig.

### 5.3.2 Implementierung zusätzlicher haptischer Assistenzfunktionen

Das alternative Bedienkonzept ist insbesondere für unerfahrene Bediener geeignet. Diese Zielgruppe kann durch zusätzliche haptische Fahrerassistenzfunktionen zur Erhöhung der Sicherheit oder zum präziseren bzw. schnelleren Arbeiten unterstützt werden.

Als zusätzliche haptische Assistenzfunktionen werden eine Planier- und Böschungsbaufunktion (siehe Abschnitt 2.4.5), eine Arbeitsraumbeschränkung (siehe Abschnitt 2.4.6) sowie eine Bahnführung (siehe Abschnitt 2.4.7) am Versuchsbagger implementiert. Diese Funktionen lassen sich über virtuelle Begrenzungen des haptischen Bediengeräts realisieren. Die Berührung einer virtuellen Begrenzung mit dem haptischen Bedienelement soll sich für den Bediener wie die Berührung eines realen, steifen, nicht kompressiblen Objekts anfühlen. Beim Eindringen in das Objekt, was möglich ist, da der Bediener stärker als die Aktoren des Bediengeräts ist, wird das Bedienelement federähnlich auf die Begrenzungslinie zurückgezogen.

Die virtuellen Begrenzungen im Arbeitsraum des Bediengeräts für die einzelnen Assistenzfunktionen sind in Bild 5.15 dargestellt. Für die Planier- und Böschungsbaufunktion wird eine Begrenzung in Form einer Geraden in den Arbeitsraum des Bediengeräts gelegt. Der Winkel der Gerade ist frei wählbar, sodass wahlweise ein Planum oder eine Böschung nachgebildet werden kann. Die senkrechte Gerade in Bild 5.15b soll zusätzlich die Kabine vor Beschädigungen mit dem Löffel schützen. Mit mehreren Geraden lässt sich der Arbeitsraum des TCP einfach beschränken. Beispielhaft ist in Bild 5.15c eine rechteckige Beschränkung gezeigt. Die haptische Bahnführung in Bild 5.15d wird durch jeweils paarig angeordnete Geraden bzw. Halbkreise realisiert. In einem eng beschränkten Bereich zwischen den Begrenzungslinien kann das Bedienelement frei bewegt werden. Die engen Grenzen dieses Bereichs vermitteln dem Bediener das Gefühl einer Führung.

Statt Geraden können auch beliebige weitere mathematisch beschreibbare Formen wie Kreise, Splines oder andere Relationen in den Arbeitsraum gelegt werden. Lediglich der Abstand des TCP zur Begrenzungslinie muss berechnet werden können. Beim am Versuchsbagger umgesetzten Bedienkonzept ist eine zweidimensionale Implementierung ausreichend, da das Bedienelement für das Drehwerk nicht aktiv ausgelegt ist. Bei einer dreidimensionalen Implementierung müssen die zweidimensionalen Relationen durch

dreidimensionale Relationen, wie z. B. Ebenen oder Kugeln, ersetzt werden.

Üblicherweise werden haptische Begrenzungen als sogenannte virtuelle Wände gemäß [24] implementiert. Die Kraft der virtuellen Wand auf des Bedienelement wird als sehr steife Feder mit der Gleichung

$$\mathbf{F}_{\text{virtual}}(x) = \begin{cases} k_{\text{wall}}\Delta d + b\dot{d} & , \text{für } \dot{d} < 0 \\ k_{\text{wall}}\Delta d & , \text{für } \dot{d} \geq 0 \end{cases} \quad (5.18)$$

modelliert. Der Abstand zwischen dem TCP und der Begrenzungslinie wird mit  $d$  bezeichnet.  $k_{\text{wall}}$  ist eine Feder- und  $b$  eine Dämpfungskonstante. Die geschwindigkeitsabhängige Dämpfung führt dazu, dass die virtuelle Wand beim Herausfahren des Bedienelements passiv wirkt. Im anderen Fall würde die Wand beim Herausfahren aktiv wirken, also Energie erzeugen, was zum einen dem natürlichen Empfinden beim Berühren eines nicht deformierbaren Objekts widerspricht und zum anderen zu unerwünschten Schwingungen und Instabilität führen kann.  $\mathbf{F}_{\text{virtual}}$  wirkt nur auf das Bedienelement, wenn der TCP in die virtuelle Wand eindringt. Sonst gilt  $\mathbf{F}_{\text{virtual}} = 0$ .

Die zuvor beschriebene, aus der Literatur bekannte Implementierung virtueller Wände kann für das vorgeschlagene Master-Slave-System nicht verwendet werden: In der beschriebenen Reglerarchitektur ist es nicht vorgesehen, eine Kraft  $\mathbf{F}_{\text{virtual}}$  auf das Bedienelement vorzugeben, da es sich um eine Positions- und nicht um eine Kraftregelung handelt. Auch ein zusätzlicher Eingriff in die Stellgröße  $u_{\text{hd}}$ , z. B. über die Addition einer Größe zur Erzeugung einer fühlbaren Kraft soll unbedingt vermieden werden, da dies eine Störung des Regelkreises zur Folge hätte. Ein Umschalten zwischen verschiedenen Regelalgorithmen zur Positionsregelung des aktiven Bedienelements und zur Generierung haptischer Effekte ist ebenfalls nicht empfehlenswert. Folglich muss ein neuer Ansatz entwickelt werden, um ein zusätzliches haptisches Feedback über das Bedienelement zu ermöglichen.

Als alternativer Ansatz wird zur Implementierung der haptischen Assistenzfunktionen die Stellgröße  $u_{\text{hd}}$  so modifiziert, dass diese dem Bedienelement ein federähnliches Verhalten aufprägt. Dazu wird die in Abschnitt 6.4.2 beschriebene Stellgrößenbeschränkung verwendet. Der Algorithmus zur Erzeugung der haptischen Feedbackeffekte funktioniert folgendermaßen:

1. Aus der aktuellen Position des TCP des Bedienelements und der Position der virtuellen Begrenzung wird die distanzabhängige Federkraft  $\mathbf{F}_{\text{virtual}}$  berechnet:

$$\mathbf{F}_{\text{virtual}} = \begin{pmatrix} f_{\text{virtual},x} \\ f_{\text{virtual},y} \end{pmatrix} = k_{\text{wall}} \mathbf{n} = k_{\text{wall}} \begin{pmatrix} d_x \\ d_y \end{pmatrix} . \quad (5.19)$$

$\mathbf{n}$  ist ein Normalenvektor. Die Länge des Vektors beschreibt den Abstand  $d$  zwischen TCP und Begrenzungslinie.

2. Wenn der TCP in eine Begrenzung eindringt ( $d \leq 0$ ), werden zwei Momente  $M_{\text{virtual}}$  für die beiden Segmente des Bedienelements zu

$$M_{\text{virtual},1} = u_{\text{hd,feedback},1} = \frac{k_{\text{wall}}}{l_1} \cdot \frac{d_x \sin \varphi_2 - d_y \sin \varphi_2}{\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \varphi_1 \cos \varphi_2} , \quad (5.20)$$

$$M_{\text{virtual},2} = u_{\text{hd,feedback},2} = \frac{k_{\text{wall}}}{l_2} \cdot \frac{-d_x \cos \varphi_1 - d_y \sin \varphi_1}{\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \varphi_1 \cos \varphi_2} \quad (5.21)$$

bestimmt, welche die gewünschte Kraft am TCP erzeugen. Die Berechnung ergibt sich aus der in Abschnitt C angegebenen Kinematik des Bedienelements.  $l$  bzw.  $\varphi$  bezeichnen gemäß Bild C.1 die Armlängen bzw. die Winkel zwischen den Segmenten. Das berechnete Moment ist gemäß Gleichung (5.11) proportional zur Stellgröße  $u_{\text{hd}}$  und somit auch zum Motorstrom  $I_{\text{Motor}}$ . Da die Momente  $M_{\text{virtual}}$  für die Erzeugung des haptischen Feedbacks in die Terme zur Stellgrößenbeschränkung einfließen, werden sie mit  $u_{\text{hd,feedback}}$  bezeichnet.

3. Die Grenzen für die Stellgrößenbeschränkung  $u_{\text{hd,min}}$  und  $u_{\text{hd,max}}$  werden für die jeweiligen Segmente nach den folgenden Gleichungen bestimmt:

$$u_{\text{hd,min},1} = u_{\text{hd,limit,min},1} + u_{\text{hd,gravity},1} + u_{\text{hd,feedback},1} , \quad (5.22)$$

$$u_{\text{hd,max},1} = u_{\text{hd,limit,max},1} + u_{\text{hd,gravity},1} + u_{\text{hd,feedback},1} , \quad (5.23)$$

$$u_{\text{hd,min},2} = u_{\text{hd,limit,min},2} + u_{\text{hd,gravity},2} + u_{\text{hd,feedback},2} , \quad (5.24)$$

$$u_{\text{hd,max},2} = u_{\text{hd,limit,max},2} + u_{\text{hd,gravity},2} + u_{\text{hd,feedback},2} . \quad (5.25)$$

$u_{\text{hd,gravity}}$  ist die Einflussgröße der Schwerkraftkompensation (siehe Abschnitt 7.2.1). Diese bewirkt, dass der TCP des Bediengeräts in seiner aktuellen Position bleibt, auch wenn die Regelabweichung null ist.  $u_{\text{hd,limit}}$  bezeichnet die physikalischen Stellgrößenbeschränkungen der jeweiligen Strecken. Die Grenzen  $u_{\text{hd,min}}$  und  $u_{\text{hd,max}}$  werden gemäß Gleichungen (7.14) bis (7.15) für die Stellgrößenbeschränkung verwendet.

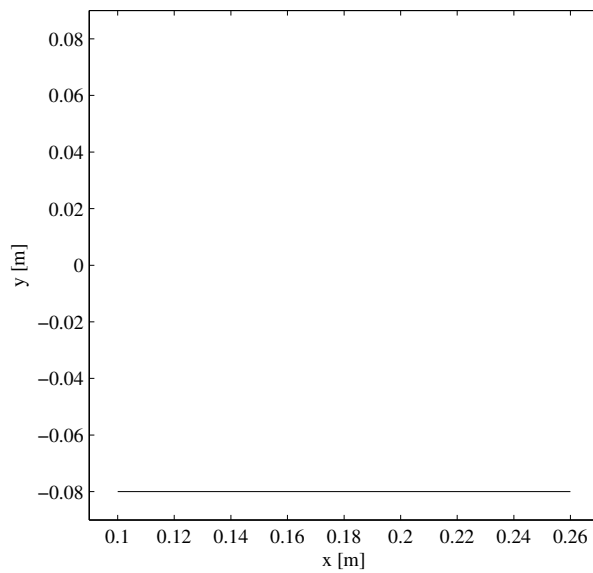
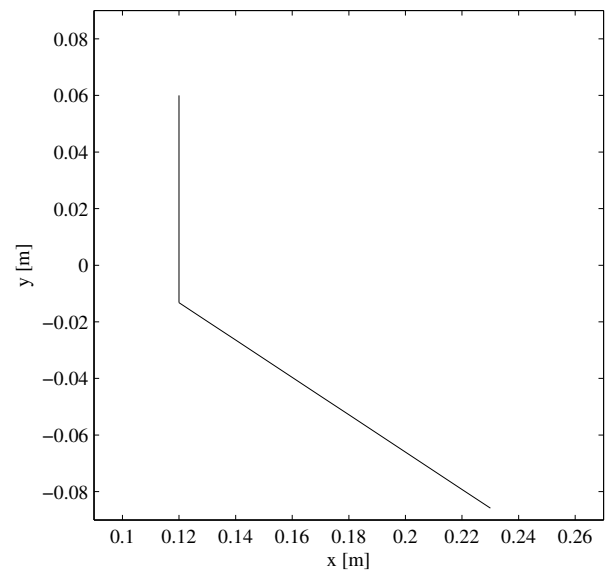
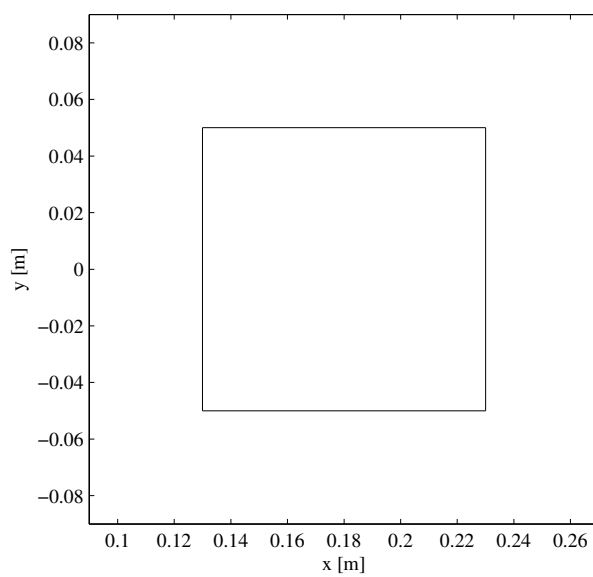
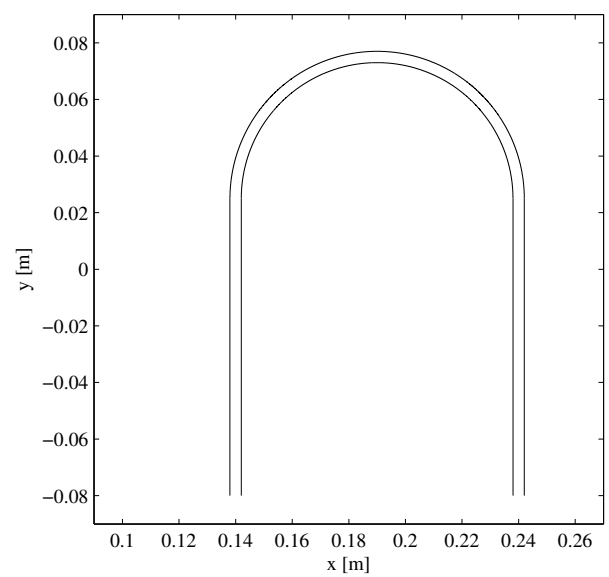
Die beschriebene Vorgehensweise prägt dem Bedienelement bei Berührung zwischen dem TCP und den Begrenzungen das gewünschte Verhalten einer virtuellen Wand auf. Der Positionsregler für das aktive Bedienelement bleibt stets aktiv, wird aber in Teilen des Arbeitsraums durch die Stellgrößenbeschränkung dazu gezwungen, sich wie eine steife Feder zu verhalten. Eine zusätzliche Dämpfung beim Herausfahren aus der Begrenzung wird auf diese Weise nicht realisiert. Über eine geeignete Einstellung des Parameters  $k_{\text{wall}}$  lassen sich aber gute haptische Effekte erzielen, die vom Bediener klar als Begrenzung identifiziert werden können.

## 5.4 Zusammenfassung

Es wird eine Reglerarchitektur zur Umsetzung des neuen Bedienkonzepts an einem Hydraulikbagger vorgeschlagen. Bekannte Konzepte für die Regelung von bilateralen Master-Slave-Systemen, die auf der Vierpol-Theorie basieren, lassen sich aufgrund der fehlenden Kraftsensoren nicht anwenden, sind aber auch nicht zwingend notwendig, da die bei Systemen dieser Art oft gestellte Forderung nach Transparenz nicht vorliegt. Die Reglerarchitektur besteht aus zwei miteinander positiv rückgekoppelten Regelkreisen, die das aktive Bediengerät (Master) bzw. den Hydraulikbagger (Slave) positionsregeln. Dadurch wird erreicht, dass die Positionen der TCP von Master und Slave immer synchronisiert werden. Zusätzlich gibt diese Funktionalität dem Bediener ein haptisches Feedback über die Trägheit des Arbeitsarms. Es wird gezeigt, dass die vorgeschlagene Reglerarchitektur stabil ist. Zusätzliche haptische Assistenzsysteme auf Basis virtueller Begrenzungen werden mithilfe der in Abschnitt 6.4.2 eingeführten dynamischen Stellgrößenbeschränkung implementiert. Dieses Verfahren zur Ansteuerung eines aktiven Bediengeräts zur Erzeugung von fühlbaren virtuellen Wänden ist aus der Literatur bisher nicht bekannt.

Zusammengefasst finden sich die Grundlagen des Regelkonzepts für das haptisch unterstützte Bedienkonzept sowie der Implementierung am Versuchsbagger in [69].

Ein entscheidender Vorteil der haptischen implementierten Assistenzsysteme ist der sicherheitstechnische Aspekt: Der Bediener behält bei den vorgestellten Assistenzfunktionen permanent die Kontrolle über die Maschine und kann sich bei Bedarf gegen die Vorgabe des elektronischen Assistenzsystems entscheiden, indem er die Kraft des Bediengeräts auf seine Hand einfach übersteuert. Dabei wird davon ausgegangen, dass der Bediener immer stärker als der Aktor des Bedienelements ist.

**(a)** Planierfunktion**(b)** Böschungsbaufunktion**(c)** Arbeitsraumbeschränkung**(d)** Bahnführung**Abbildung 5.15:** Virtuelle Begrenzungen im Arbeitsraum des SensAble Phantom Omni



---

## 6 Reglerentwurfverfahren Internal Model Control

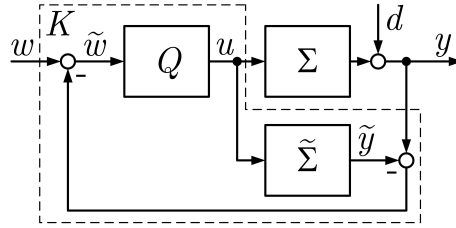
Moderne Regler für komplexe regelungstechnische Aufgaben lassen sich oft nur unter großem Applikations- und Parametrieraufwand auslegen. Modellbasierte Regler erfordern eine bekannte Übertragungsfunktion der Strecke, die Grundlage für die Reglerauslegung ist. Die Bestimmung der zugrundeliegenden Übertragungsfunktion erfordert umfangreiche Kenntnisse über das zu regelnde System. IMC zählt zu den modellbasierten Regelungen und bezieht Wissen über das System durch die Einbindung eines Streckenmodells in den Regler ein. Dies führt speziell bei IMC zu einem leicht zu parametrierenden Regler und geringem Applikationsaufwand. Grundlagen zu IMC-Reglungen finden sich in [51, 111, 114].

### 6.1 Grundlagen Internal Model Control

Im Folgenden werden die Grundlagen des Reglerentwurfverfahrens IMC für lineare Eingrößensysteme (SISO-Systeme) erläutert. Zunächst wird das Entwurfverfahren für Strecken ohne integrierendes Verhalten, also z. B. Strecken, deren Pole  $p$  in der negativen komplexen Halbebene liegen ( $\text{Re}(p) < 0$ ), beschrieben. Im darauf folgenden Abschnitt wird das Entwurfverfahren auf Strecken mit integrierendem Verhalten erweitert.

Die Grundidee des Internal Model Control ist die Verwendung eines Modells im Regler, wie in Bild 6.1 gezeigt wird. Die Strecke wird mit  $\Sigma$ , das Modell mit  $\tilde{\Sigma}$ , der IMC-Regler mit  $Q$  bezeichnet. Die gesamte Reglerstruktur  $K$  für die Strecke  $\Sigma$  besteht aus dem IMC-Regler  $Q$  und dem Streckenmodell  $\tilde{\Sigma}$ .

Im nominellen Fall, d. h. wenn das Streckenmodell  $\tilde{\Sigma}$  die Strecke  $\Sigma$  exakt modelliert und keine Störungen vorhanden sind ( $d = 0$ ), ist das zurückgeführte Signal null ( $y(t) - \tilde{y}(t) = 0$ ). In diesem Fall agiert der IMC-Regler  $Q$  als Vorsteuerung.

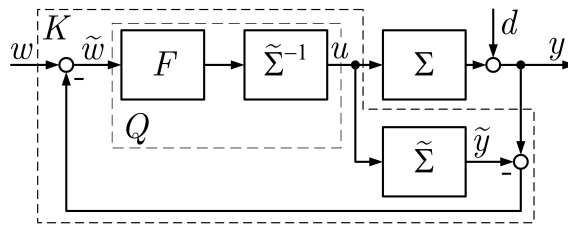


**Abbildung 6.1:** Struktur eines IMC-Regelkreises

Der IMC-Regler  $Q$  besteht aus einer Reihenschaltung des inversen Modells der Strecke  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  und eines Filters  $F$ :

$$Q = \tilde{\Sigma}^{-1} F \quad . \quad (6.1)$$

Das resultierende Blockschaltbild ist in Bild 6.2 dargestellt.



**Abbildung 6.2:** Struktur eines IMC-Regelkreises mit Filter  $F$  und inversem Modell  $\tilde{\Sigma}^{-1}$

Für Strecken ohne integrierendes Verhalten wird in [51] und [114] die Struktur eines Tiefpasses für das Filter  $F$  vorgeschlagen:

$$F(s) = \frac{1}{\left(\frac{1}{\lambda}s + 1\right)^r} \quad \text{mit} \quad \lambda > 0 \quad . \quad (6.2)$$

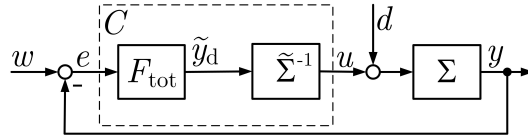
$\lambda$  ist ein Entwurfsparameter und  $r$  ist der relative Grad des Modells  $\tilde{\Sigma}$ . Bei linearen Systemen entspricht der relative Grad  $r$  der Differenz der Ordnungen von Nenner- und Zählerpolynom der Übertragungsfunktion [54]. Der Entwurfsparameter  $\lambda$  bestimmt die Anstiegszeit, also die Aggressivität der Regelung. Über eine Anpassung von  $\frac{1}{\lambda}$  kann die Bandbreite des geschlossenen Kreises vorgegeben werden.

Die IMC-Struktur kann in die in Bild 6.3 gezeigte Form eines Standardregelkreises gebracht werden [143]:

$$C = \frac{1}{1-F} Q = \frac{F}{1-F} \tilde{\Sigma}^{-1} = F_{\text{tot}} \tilde{\Sigma}^{-1} \quad . \quad (6.3)$$

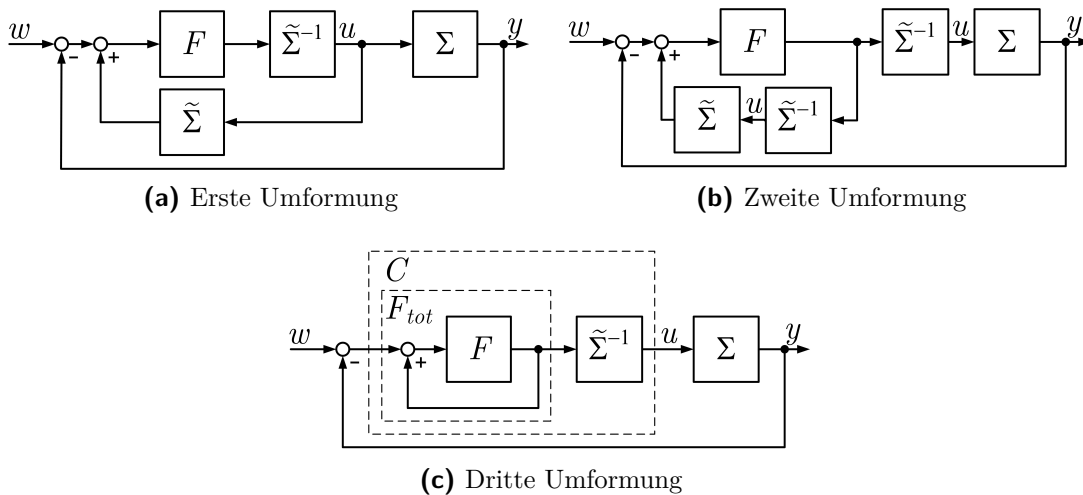
Das gesamte Filter  $F_{\text{tot}}$  ist definiert als

$$F_{\text{tot}} = \frac{F}{1 - F} \quad (6.4)$$



**Abbildung 6.3:** IMC-Struktur in Form eines Standardregelkreises implementiert

Die erforderlichen Zwischenschritte zur Implementierung der Regelung in Form eines Standardregelkreises, also die Überführung von der Form in Bild 6.2 in die Form in Bild 6.3, lassen sich durch Umformungen des Blockschaltbildes nachvollziehen. Die Zwischenschritte sind in Bild 6.4 dargestellt. Im ersten Schritt wird das Ausgangssignal  $\tilde{y}$  des Modells  $\tilde{\Sigma}$  vor das Filter  $F$  verschoben. In einer zweiten Umformung wird das Ausgangssignal des Filters  $F$  anstelle des Signals  $u$  für die Rückkopplung verwendet. Dadurch entsteht eine Reihenschaltung des Modells  $\tilde{\Sigma}$  und der Modellinverse  $\tilde{\Sigma}^{-1}$ . Diese Reihenschaltung ist im nominellen Fall 1, sodass daraus im nächsten Schritt eine Mitkopplung des Filters  $F$  folgt. Diese positive Rückkopplung wird gemäß Gleichung (6.3) als Filter  $F_{\text{tot}}$  bezeichnet.



**Abbildung 6.4:** Äquivalenzumformungen des Blockschaltbildes

Die gezeigte Aufteilung des Reglers  $C$  in das Filter  $F_{\text{tot}}$  und die Modellinverse  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  ist für die in Abschnitt 6.4 vorgeschlagene Stellgrößenbeschränkung notwendig. Wird eine andere Art der Stellgrößenbeschränkung verwendet, kann der Regler  $C$  in einer einzigen Übertragungsfunktion implementiert werden.

## 6.2 Internal Model Control für Systeme mit integrierendem Verhalten

Das zuvor in Gleichung (6.2) vorgeschlagene Filter  $F$  sowie das daraus resultierende Filter  $F_{\text{tot}}$  sind nicht für Strecken  $\Sigma$  mit integrierendem Verhalten geeignet, da sprungförmige Eingangsstörungen  $d$  bei solchen Systemen zu einer bleibenden Regelabweichung führen [114]. Das Filter  $F_{\text{tot}}$  muss mindestens den gleichen relativen Grad  $r$  wie das Modell der Strecke  $\tilde{\Sigma}$  und  $i + 1$  reine Integratoren (d. h. Pole im Ursprung) besitzen, damit ein realisierbarer Regler  $C$  entworfen werden kann.  $i$  bezeichnet die Anzahl der Integratoren. Ein Regler ist realisierbar, wenn die Übertragungsfunktion des Reglers *proper* ist. *Proper* bedeutet, dass der Grad des Zählerpolynoms gleich oder kleiner als der Grad des Nennerpolynoms der Übertragungsfunktion ist. Ist eine Übertragungsfunktion *streng proper*, ist der Zählergrad kleiner als der Nennergrad [111]. In [114] wird für diese Art von Strecken mit integrierendem Verhalten ein Reglerentwurfsverfahren vorgeschlagen, bei dem ein lineares Gleichungssystem gelöst werden muss, um das Filter  $F$  zu bestimmen. Um dies zu vermeiden, wird eine modifizierte Entwurfsregel für das Filter  $F$  vorgeschlagen. Über diese Regel kann ein Internal Model Controller  $C$  für lineare, minimalphasige Systeme mit integrierendem Verhalten im Standardregelkreis entworfen werden.

Um das Filter  $F_{\text{tot}}$  mit den gewünschten Eigenschaften aus dem mit sich selbst positiv rückgekoppelten Filter  $F$  (siehe Gleichung (6.3)) zu erhalten, wird das Filter  $F$  so gewählt, dass sich die Terme  $\beta_i s^i (= \frac{\alpha_i}{\lambda^i} s^i)$  bis zur  $i$ -ten Ordnung des Nennerpolynoms von  $F$  durch die Subtraktion des Nenners aufheben. Das entsprechende Filter  $F$  lautet:

$$\begin{aligned}
 F(s) &= \frac{\beta_i s^i + \beta_{i-1} s^{i-1} + \dots + \beta_2 s^2 + \beta_1 s + 1}{\left(\frac{1}{\lambda} s + 1\right)^{r+i}} & (6.5) \\
 &= \frac{\frac{\alpha_i}{\lambda^i} s^i + \frac{\alpha_{i-1}}{\lambda^{i-1}} s^{i-1} + \dots + \frac{\alpha_2}{\lambda^2} s^2 + \frac{\alpha_1}{\lambda} s + 1}{\frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}} s^{r+i} + \dots + \frac{\alpha_i}{\lambda^i} s^i + \dots + \frac{\alpha_1}{\lambda} s + 1} .
 \end{aligned}$$

Das Zählerpolynom von  $F$  besteht aus allen Summanden bis zur  $i$ -ten Ordnung des ausmultiplizierten Nennerpolynoms von  $F$  ( $(\frac{1}{\lambda} s + 1)^{r+i}$ ). Dies entspricht den letzten  $i + 1$  Summanden des Nennerpolynoms.  $\lambda$  ist der Entwurfsparameter und  $r$  der relative Grad des Modells  $\tilde{\Sigma}$ .  $\alpha$  und  $\beta$  bezeichnen konstante Koeffizienten. Das gesamte Filter  $F_{\text{tot}}$  ergibt sich damit zu

$$\begin{aligned}
F_{\text{tot}}(s) &= \frac{F}{1-F} = \frac{\text{numerator}(F)}{\text{denominator}(F) - \text{numerator}(F)} & (6.6) \\
&= \frac{\beta_i s^i + \beta_{i-1} s^{i-1} + \dots + \beta_2 s^2 + \beta_1 s + 1}{\left(\frac{1}{\lambda} s + 1\right)^{r+i} - \beta_i s^i - \dots - \beta_2 s^2 - \beta_1 s - 1} \\
&= \frac{\frac{\alpha_i}{\lambda^i} s^i + \frac{\alpha_{i-1}}{\lambda^{i-1}} s^{i-1} + \dots + \frac{\alpha_2}{\lambda^2} s^2 + \frac{\alpha_1}{\lambda} s + 1}{\frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}} s^{r+i} + \dots + \frac{\alpha_{i+1}}{\lambda^{i+1}} s^{i+1}} \\
&= \frac{\frac{\alpha_i}{\lambda^i} s^i + \frac{\alpha_{i-1}}{\lambda^{i-1}} s^{i-1} + \dots + \frac{\alpha_2}{\lambda^2} s^2 + \frac{\alpha_1}{\lambda} s + 1}{s^i \left( \frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}} s^r + \frac{\alpha_{r+i-1}}{\lambda^{r+i-1}} s^{r-1} + \dots + \frac{\alpha_{i+1}}{\lambda^{i+1}} s \right)} \\
&= \frac{\frac{\alpha_i}{\lambda^i} s^i + \frac{\alpha_{i-1}}{\lambda^{i-1}} s^{i-1} + \dots + \frac{\alpha_2}{\lambda^2} s^2 + \frac{\alpha_1}{\lambda} s + 1}{s^{i+1} \left( \frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}} s^{r-1} + \frac{\alpha_{r+i-1}}{\lambda^{r+i-1}} s^{r-2} + \dots + \frac{\alpha_{i+1}}{\lambda^{i+1}} \right)}.
\end{aligned}$$

Dies resultiert in einem Filter  $F_{\text{tot}}$  mit der gewünschten Anzahl an Integratoren. Die vorgeschlagene Entwurfsvorschrift für das IMC-Filter  $F_{\text{tot}}$  führt zu einer Regelung, die auch rampenförmigen Führungsgrößen folgen kann, und entfernt die bleibende Regelabweichung bei sprungförmigen Eingangstörungen. Diese Entwurfsvorschrift, die sich aufgrund ihrer Einfachheit gut für einen automatisierten Reglerentwurf eignet (siehe Abschnitt B), führt zum gleichen Resultat wie die in [114] vorgeschlagene kompliziertere Methode.

Ein MATLAB-Skript zum IMC-Reglerentwurf für Strecken mit Integratoren findet sich in Abschnitt B.1. Im Skript wird die vorgeschlagene Entwurfsvorschrift in MATLAB m-Code implementiert. Als Hilfsgröße wird ein zusätzliches Entwurfsfilter  $F_{\text{des}}$  verwendet. Im Folgenden wird der Reglerentwurf mit dem vorgeschlagenen Verfahren anhand von drei beispielhaften Übertragungsfunktionen für die Strecke  $\Sigma$  demonstriert.

### Beispiel 6.2.1 Übertragungsfunktion ohne Nullstellen und einem Integrator

Das Modell der Strecke mit der Übertragungsfunktion

$$\tilde{\Sigma} = \frac{1}{s(s+1)} \quad (6.7)$$

besitzt einen reinen Integrator ( $i = 1$ ) und den relativen Grad zwei ( $r = 2$ ). Daraus ergeben sich mit dem Entwurfparameter  $\lambda = 1$  das IMC-Filter

$$F = \frac{3s + 1}{s^3 + 3s^2 + 3s + 1} \quad (6.8)$$

und das Gesamtfilter

$$F_{\text{tot}} = \frac{3s + 1}{s^3 + 3s^2} \quad . \quad (6.9)$$

In Serie mit dem inversen Modell der Strecke lautet die Übertragungsfunktion des Reglers:

$$C = \frac{3s^2 + 4s + 1}{s(s + 3)} \quad . \quad (6.10)$$

### Beispiel 6.2.2 Übertragungsfunktion mit Nullstellen und einem Integrator

Analog zum vorherigen Beispiel lässt sich auch für das Modell

$$\tilde{\Sigma} = \frac{s^2 + s + 1}{s(s^4 + s^3 + s^2 + s + 1)} \quad (6.11)$$

ein Regler entwerfen. Das Modell besitzt ebenfalls einen Integrator ( $i = 1$ ), aber jetzt den relativen Grad drei ( $r = 3$ ). Dies führt mit der angegebenen Entwurfsmethode und  $\lambda = 1$  zu den Filtern

$$F = \frac{4s + 1}{s^4 + 4s^3 + 6s^2 + 4s + 1} \quad (6.12)$$

und

$$F_{\text{tot}} = \frac{4s + 1}{s^4 + 4s^3 + 6s^2} \quad (6.13)$$

sowie zur Übertragungsfunktion des Reglers

$$C = \frac{4s^5 + 5s^4 + 5s^3 + 5s^2 + 5s + 1}{s(s^4 + 5s^3 + 11s^2 + 10s + 6)} \quad . \quad (6.14)$$

**Beispiel 6.2.3** Übertragungsfunktion ohne Nullstellen und zwei Integratoren

Das Modell

$$\tilde{\Sigma} = \frac{1}{s^2(s+1)} \quad (6.15)$$

mit zwei Integratoren ( $i = 2$ ) und dem relativen Grad drei ( $r = 3$ ) führt unter Nutzung des Skripts in Abschnitt B.1 mit  $\lambda = 1$  zu den Filtern

$$F = \frac{10s^2 + 5s + 1}{s^5 + 5s^4 + 10s^3 + 10s^2 + 5s + 1} \quad (6.16)$$

und

$$F_{\text{tot}} = \frac{10s^2 + 5s + 1}{s^5 + 5s^4 + 10s^3} \quad (6.17)$$

sowie zur Übertragungsfunktion des Reglers

$$C = \frac{10s^3 + 15s^2 + 6s + 1}{s(s^2 + 5s + 10)} \quad (6.18)$$

## 6.3 Entwurf eines Vorfilters

Der beschriebene Reglerentwurf ist aufgrund des einzigen einstellbaren Parameters  $\lambda$  einfach in der Anwendung. Es muss jedoch immer ein Kompromiss zwischen einer möglichst großen Bandbreite (kurze Anstiegszeit) und einem möglichst geringen Überschwingen sowie der Robustheit der Regelung eingegangen werden. Um einen zweiten Freiheitsgrad zur Parametrierung des Verhaltens des geschlossenen Kreises einzuführen, kann ein Vorfilter  $F_{\text{pre}}$  verwendet werden, wie in Bild 5.11 dargestellt ist. Insbesondere zur Minimierung des Überschwingens bietet sich diese Methode an.

Zum Entwurf des Vorfilters wird dem geschlossenen Kreis ein Wunschverhalten  $F_d$  vorgegeben. Wenn  $\tilde{\Sigma}$  ein ideales Modell der Strecke  $\Sigma$  ist und keine Störungen  $d$  auftreten, wird das Verhalten des geschlossenen Kreises nur durch die Übertragungsfunktion des Filters  $F_{\text{tot}}$  bestimmt (siehe Bild 6.2). Folglich kann das Wunschverhalten  $F_d$  des Systems über das Vorfilter

$$F_{\text{pre}} = F_{\text{d}} F_{\text{tot}}^{-1} \quad (6.19)$$

erzungen werden. Das Wunschverhalten  $F_{\text{d}}$  ist üblicherweise ein Tiefpass-Filter

$$F_{\text{d}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\lambda_{\text{d}}}s + 1\right)^{r_{\text{d}}}} \quad (6.20)$$

mit dem Parameter  $\lambda_{\text{d}}$ . Dies gilt, wenn der relative Grad  $r_{\text{d}}$  des Vorfilters größer oder gleich dem relativen Grad  $r$  des Filters  $F$  ist ( $r_{\text{d}} \geq r$ ). Ein MATLAB-Skript für den Entwurf des Vorfilters  $F_{\text{pre}}$  findet sich ebenfalls in Abschnitt B.1.

## 6.4 Stellgrößenbeschränkung

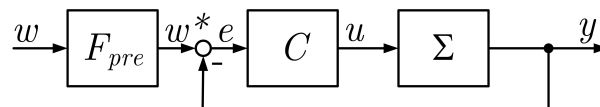
Bei allen physikalischen Systemen ist die Stellgröße beschränkt ( $u_{\text{min}} < u < u_{\text{max}}$ ). Die Stellgröße kann z. B. der maximale Strom zur Ansteuerung eines Elektromotors oder der maximale Volumenstrom eines Hydraulikfluids durch ein Ventil in einen Zylinder sein. Oft darf oder kann die Stellgrößenbeschränkung nicht verletzt werden, um Schäden am technischen System zu vermeiden. Bei einer Implementierung des Reglers in MATLAB/Simulink kann dazu das Ausgangssignal des Reglers, also die Stellgröße, z. B. mit einem Saturation-Block auf die zulässigen Werte begrenzt werden.

### 6.4.1 Windup-Effekte

Die Stellgrößenbeschränkung physikalischer Systeme führt oft zu unerwünschten Windup-Effekten. Unter Windup wird eine unkontrollierte Integration des I-Anteils eines Reglers z. B. auf Grund einer vorliegenden Stellgrößenbeschränkung verstanden. Dazu kommt es beispielsweise, wenn eine konstante Störung auf ein Regelsystem wirkt. Wenn die Störung durch eine Erhöhung der Stellgröße nicht ausgeglichen werden kann, wächst die Stellgröße ins Unendliche bzw. bis zur in der Software hinterlegten Beschränkung, da der Regelfehler nicht abnimmt. Wenn die Störung verschwindet, reagiert der Regler aufgrund der Integratoren im Regler zu langsam. Dies führt zu unerwünschten Schwingungen, den Windup-Effekten. Wenn der Regler nur Stellsignale  $u_{\text{min}} < u < u_{\text{max}}$  generiert, treten keine Windup-Effekte auf.

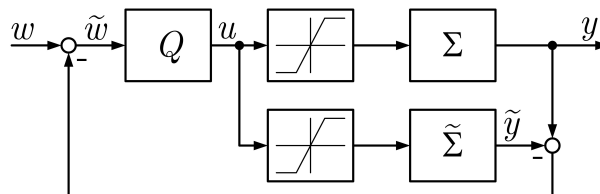


Bei dem umzusetzenden Bedienkonzept für Hydraulikbagger handelt es sich um eine Folgeregelung ohne Trajektorienplanung. Die Führungsgröße kann beliebig und unvorhersehbar vom Bediener vorgegeben werden. Folglich kann der Regler prinzipiell eine Stellgröße  $u$  generieren, die außerhalb der physikalischen Stellgrößenbeschränkungen liegt. Ein üblicher Ansatz, um dieses Problem zu verhindern (sogenanntes Anti-Windup), ist die Glättung der Führungsgröße  $w$  durch ein Vorfilter, welches so ausgelegt wird, dass durch die modifizierte Führungsgröße  $w^*$  die Stellgrößenbeschränkungen nicht verletzt werden. Dies ist in Bild 6.5 im Standardregelkreis gezeigt.



**Abbildung 6.5:** Erste Anti-Windup-Methode

Eine zweite Methode zur Behandlung von Stellgrößenbeschränkungen in der IMC-Struktur ist in Bild 6.6 dargestellt. Der Eingang der Strecke und des Modells werden mit der gleichen Beschränkung versehen.



**Abbildung 6.6:** Zweite Anti-Windup-Methode

Ein dritter Ansatz ist die Begrenzung des Ausgangssignals des Reglers, wie in Bild 6.7 im Standardregelkreis dargestellt. Um Windup-Effekte zu verhindern, wird die gewichtete Differenz des Stellsignals des Reglers und des auf die Stellgrößenbeschränkung begrenzten Stellsignals auf den Regelfehler negativ zurückgeführt. Dies verringert den Regelfehler proportional zur Abweichung des Stellsignals von der erlaubten Stellgröße. Die Verstärkung  $K_{\text{windup}}$  muss experimentell ermittelt werden. Soll der dargestellte Anti-Windup-Ansatz in MATLAB/Simulink implementiert werden, ist ein zusätzlicher Tiefpass mit kleiner Zeitkonstante in der Rückführung notwendig, um eine algebraische Schleife zu verhindern. Dies kann vermieden werden, indem der integrierende Anteil des Reglers als Parallelschaltung implementiert wird. Das gewichtete Differenzsignal muss dann negativ vor den Integrator des Reglers zurückgeführt werden.

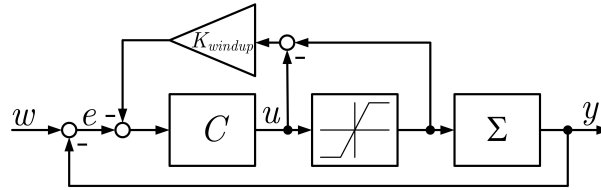
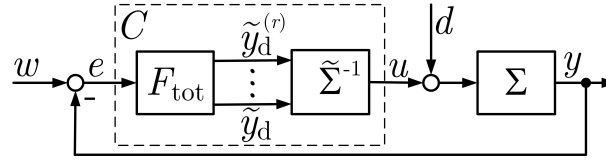


Abbildung 6.7: Dritte Anti-Windup-Methode

### 6.4.2 Alternativer Ansatz zur Stellgrößenbeschränkung in Internal Model Control-Strukturen

Ein Nachteil der genannten drei Methoden zur Stellgrößenbeschränkung ist die Reduzierung der Regelgüte, da der Regelalgorithmus selbst keine Information über die Höhe der Beschränkung enthält. Hier wird ein alternativer Ansatz zur Stellgrößenbeschränkung vorgestellt [36, 143]. Dabei wird im Regler das von der IMC-Auslegung bekannte Modell  $\tilde{\Sigma}$  der Strecke benutzt, um Ausgangssignale zu generieren, welche die Stellgrößenbeschränkung nicht verletzen. Die Stellgröße wird direkt im Regler  $C$  beschränkt, anstatt das Signal nachträglich zu begrenzen. Im Vergleich zu anderen Methoden hat dies den Vorteil, dass unerwünschte Windup-Effekte implizit vermieden werden. Zusätzliche Bedeutung erhält dieser Ansatz im Rahmen dieser Arbeit, da er verwendet wird, um die haptischen Assistenzfunktionen, wie in Abschnitt 5.3.2 beschrieben, zu implementieren.

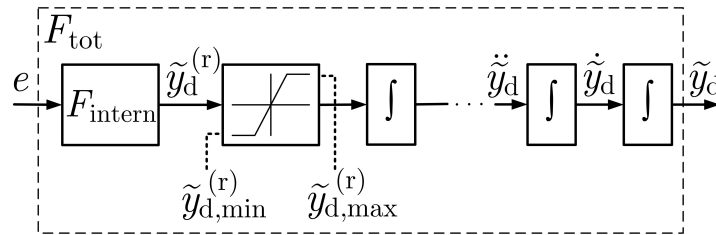
Zur Umsetzung der alternativen Stellgrößenbeschränkung muss der entworfene Regler  $C$  gemäß Bild 6.3 als Reihenschaltung des Filters  $F_{\text{tot}}$  und des inversen Modells  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  implementiert werden.  $F_{\text{tot}}$  wird als Zustandsvariablenfilter (ZVF) und  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  als algebraische Gleichung programmiert. Das Zustandsvariablenfilter liefert, wie in Bild 6.8 dargestellt, als Ausgang die Solltrajektorie  $\tilde{y}_d$  der Regelgröße  $y$  sowie die Zustände  $\dot{\tilde{y}}_d$  bis  $\tilde{y}_d^r$ . Dies entspricht dem Wunschverhalten des Systems. Am Ausgang des Filters  $F_{\text{tot}}$  wird die höchste im Filter vorkommende Ableitung des Ausgangssignals  $\tilde{y}_d^r$  beschränkt, was wie gewünscht zu einer Begrenzung des Stellgrößensignals  $u$ , dem Ausgangssignal von  $\tilde{\Sigma}^{-1}$ , führt. Die Beschränkung der höchsten Ableitung gewährleistet einen stetigen Verlauf des Stellgrößensignals  $u$  und die differentiellen Abhängigkeiten der Signale bleiben erhalten. Die Werte für die Begrenzung der höchsten Ableitung ergeben sich durch Einsetzen der Stellgrößenbeschränkungen  $u_{\text{min}}$  bzw.  $u_{\text{max}}$  in die nach der höchsten Ableitung aufgelöste algebraische Gleichung des Modells  $\tilde{\Sigma}$ . Durch dieses Vorgehen kann der Regler die maximal zulässige Bandbreite der Stellgröße  $u$  ausnutzen, ohne die Beschränkung zu verletzen.



**Abbildung 6.8:** IMC-Struktur in Form eines Standardregelkreises mit Zustandsvariablenfilter  $F_{\text{tot}}$  und inversem Modell  $\tilde{\Sigma}^{-1}$

#### 6.4.2.1 Implementierung als Zustandsvariablenfilter

Das Filter  $F_{\text{tot}}$  wird über eine Ähnlichkeitstransformation in die Regelungsnormalform transformiert, sodass möglichst viele Ableitungen der Solltrajektorie  $\tilde{y}_d$  als eine Serienschaltung von Integratoren abgebildet werden. In Bild 6.9 ist das Schema des Filters  $F_{\text{tot}}$  als Zustandsvariablenfilter dargestellt. Das Filter  $F_{\text{intern}}$  enthält den dynamischen Anteil des Filters  $F_{\text{tot}}$ , welcher nicht Teil der Integratorkette ist. Im Folgenden werden die Schritte zur Überführung des entworfenen Filters  $F_{\text{tot}}$  in ein Zustandsvariablenfilter erläutert.



**Abbildung 6.9:** Zustandsvariablenfilter  $F_{\text{tot}}$

Erster Schritt der Umformung des Filters  $F_{\text{tot}}$  in ein Zustandsvariablenfilter ist das Aufstellen der zeitabhängigen Übertragungsfunktion aus der bekannten Übertragungsfunktion von  $F_{\text{tot}}$  im Laplacebereich gemäß Gleichung (6.21):

$$\frac{Y(s)}{E(s)} = F_{\text{tot}}(s) = \frac{\frac{\alpha_i}{\lambda^i} s^i + \frac{\alpha_{i-1}}{\lambda^{i-1}} s^{i-1} + \dots + \frac{\alpha_2}{\lambda^2} s^2 + \frac{\alpha_1}{\lambda} s + 1}{s^{i+1} \left( \frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}} s^{r-1} + \frac{\alpha_{r+i-1}}{\lambda^{r+i-1}} s^{r-2} + \dots + \frac{\alpha_{i+1}}{\lambda^{i+1}} \right)} \quad (6.21)$$

Die Übertragungsfunktion hat im Zeitbereich die Form

$$y_d^{(i+r)} + \frac{\alpha_{r+i-1}}{\lambda^{r+i-1}} y_d^{(i+r-1)} + \dots + \frac{\alpha_{i+1}}{\lambda^{i+1}} y_d^{(r)} = \frac{\alpha_i}{\lambda^i} e^{(i)} + \frac{\alpha_{i-1}}{\lambda^{i-1}} e^{(i-1)} + \dots + \frac{1}{\lambda^{r+i}} e \quad (6.22)$$

was der Gleichung einer linearen gewöhnlichen Differenzialgleichung  $i + r$ -ter Ordnung entspricht. Die Schreibweise der Ableitungen wird hier zu  $\frac{d^m y}{dt^m} = y^{(m)}$  vereinfacht.  $m$  bezeichnet die Ordnung der Ableitung. Die analoge Vereinfachung gilt für das Signal  $e$ . Im Folgenden werden die Signale nicht mehr, wie in Bild 6.8 dargestellt, mit  $y_d$  bzw.  $e$ , sondern mit  $y$  bzw.  $u$  bezeichnet, um mit den in der Literatur üblichen Bezeichnungen der Ein- und Ausgänge allgemeiner linearer Systeme übereinzustimmen. Auch die Koeffizienten der Differenzialgleichung werden mit  $a_i$  und  $b_i$  bezeichnet.  $n$  ist die Ordnung der Differenzialgleichung.  $q$  bezeichnet die höchste Ableitung der rechten Seite der Differenzialgleichung (6.22). Es gilt also:

$$a_{n-1} = \frac{\frac{\alpha_{r+i-1}}{\lambda^{r+i-1}}}{\frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}}} \quad , \quad a_{n-2} = \frac{\frac{\alpha_{r+i-2}}{\lambda^{r+i-2}}}{\frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}}} \quad , \quad \dots \quad , \quad (6.23)$$

$$b_q = \frac{\frac{\alpha_i}{\lambda^i}}{\frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}}} \quad , \quad b_{q-1} = \frac{\frac{\alpha_{i-1}}{\lambda^{i-1}}}{\frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}}} \quad , \quad \dots \quad . \quad (6.24)$$

Dies führt zu einer linearen Differenzialgleichung der Form

$$y^{(n)} + a_{n-1}y^{(n-1)} + \dots + a_1\dot{y} + a_0y(t) = b_q u^{(q)} + b_{q-1}u^{(q-1)} + \dots + b_1\dot{u} + b_0u(t) \quad (6.25)$$

mit  $q < n$ . Für das für die Stellgrößenbeschränkung entworfene Filter  $F_{\text{tot}}$  gilt  $a_0, a_1, \dots, a_i = 0$ ,  $n = r + i$  und  $q = i$ . In einem zweiten Schritt wird die Differenzialgleichung nach [111] in ein Modell

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}, u), & \mathbf{x}(0) &= \mathbf{x}_0, \\ y &= h(\mathbf{x}) \quad , \end{aligned} \quad (6.26)$$

bzw. in die Zustandsraumdarstellung in Regelungsnormform

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{b}u(t), & \mathbf{x}(0) &= \mathbf{x}_0, \\ y(t) &= \mathbf{c}'\mathbf{x}(t) + du(t) \end{aligned} \quad (6.27)$$

mit

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \ddots & 1 \\ -a_0 & -a_1 & -a_2 & \cdots & -a_{n-1} \end{pmatrix} \quad (6.28)$$

$$\mathbf{b} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (6.29)$$

$$\mathbf{c}' = (b_0 \quad b_1 \dots b_q \quad 0 \dots 0) \quad (6.30)$$

$$d = 0 \quad (6.31)$$

überführt. Das System kann also durch eine Integratorkette dargestellt werden. Dies wird deutlich, wenn man das System mithilfe einer Transformationsmatrix  $\Phi$  gemäß der Gleichung

$$\tilde{\mathbf{x}}(t) = \Phi^{-1} \mathbf{x}(t) \quad (6.32)$$

in eine möglichst einfach zu modellierende Form, z.B. in die Byrnes-Isidori-Normalform, überführt. Bei einem System in Byrnes-Isidori-Normalform bilden die ersten  $r - 1$  Zustände eine Integratorkette. Mit den Abkürzungen

$$\tilde{\mathbf{A}} = \Phi^{-1} \mathbf{A} \Phi \quad (6.33)$$

$$\tilde{\mathbf{b}} = \Phi^{-1} \mathbf{b} \quad (6.34)$$

$$\tilde{\mathbf{c}}' = \mathbf{c}' \Phi \quad (6.35)$$

erhält man über die resultierende Beziehung

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}}(t) = \Phi^{-1} \dot{\mathbf{x}}(t) \quad (6.36)$$

das Zustandsraummodell

$$\begin{aligned}\dot{\tilde{\mathbf{x}}}(t) &= \tilde{\mathbf{A}}\tilde{\mathbf{x}}(t) + \tilde{\mathbf{b}}u(t), & \tilde{\mathbf{x}}(0) &= \mathbf{\Phi}^{-1}\mathbf{x}_0, \\ y(t) &= \tilde{\mathbf{c}}'\tilde{\mathbf{x}}(t) + du(t) \quad ,\end{aligned}\tag{6.37}$$

welches zu dem in Gleichung (6.26) äquivalent ist. In der Byrnes-Isidori-Normalform bilden das Ausgangssignal  $y$  und dessen Ableitungen die Zustände des Modells:

$$y(t) = h(\mathbf{x}) = \tilde{x}_1(t)\tag{6.38}$$

$$\dot{y}(t) = \frac{d}{dt}(h(\mathbf{x})) = \tilde{x}_2(t)\tag{6.39}$$

$$\vdots$$

$$y^{(r)}(t) = g(u(t)) = \tilde{x}_r(t) \quad .\tag{6.40}$$

Die Ableitung  $y^{(r)}(t)$  ist eine Funktion des Eingangssignals  $u(t)$ . Um eine passende Transformationsmatrix  $\mathbf{\Phi}$  zu finden, wird im nächsten Schritt das Ausgangssignal  $y(t)$  des Systems abgeleitet, bis zum ersten Mal das Eingangssignal  $u(t)$  auftritt. Daraus kann die Inverse der Transformationsmatrix  $\mathbf{\Phi}^{-1}$

$$\mathbf{\Phi}^{-1} = \begin{pmatrix} \tilde{x}_1(t) \\ \tilde{x}_2(t) \\ \vdots \\ \tilde{x}_r(t) \\ \vdots \\ \tilde{x}_n(t) \end{pmatrix}\tag{6.41}$$

mit den Transformationen  $\phi_1$  bis  $\phi_n$  definiert werden:

$$\tilde{x}_1(t) = \phi_1 \mathbf{x} \quad (6.42)$$

$$\tilde{x}_2(t) = \phi_2 \mathbf{x} \quad (6.43)$$

$$\vdots$$

$$\tilde{x}_r(t) = \phi_r(\mathbf{x}) \quad (6.44)$$

$$\vdots$$

$$\tilde{x}_n(t) = \phi_n(\mathbf{x}) \quad (6.45)$$

Die Transformationen  $\phi_{r+1}(\mathbf{x})$  bis  $\phi_n(\mathbf{x})$  sind nicht eindeutig. Da eine einzige Lösung

$$\tilde{\mathbf{x}} = \phi(\mathbf{x}) \quad (6.46)$$

gesucht wird, sodass immer eine Inverse

$$\mathbf{x} = \phi^{-1}(\tilde{\mathbf{x}}) \quad (6.47)$$

existiert, müssen passende Transformationen  $\phi_{r+1}(\mathbf{x})$  bis  $\phi_n(\mathbf{x})$  gewählt werden. Üblicherweise passt es, die Zustände  $\phi_{r+1}(t) = x_{r+1}(t)$ ,  $\phi_{r+2}(t) = x_{r+2}(t)$  usw. bis  $\phi_n(t) = x_n(t)$  zu verwenden. Die Gültigkeit der Transformation kann über die Vorschrift

$$\text{rang} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) = n \quad (6.48)$$

überprüft werden. Im folgenden Schritt wird die Transformationsmatrix  $\Phi$  berechnet, indem man das entstandene Gleichungssystem invertiert, also nach den ursprünglichen Zuständen  $x_1$  bis  $x_n$  auflöst. Im letzten Schritt wird das dynamische Verhalten des transformierten Systems  $\dot{\tilde{\mathbf{x}}}(t)$  über

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}}(t) = \frac{d}{dt}(\Phi^{-1}) \quad (6.49)$$

ermittelt. Von  $x(t)$  oder  $\dot{x}(t)$  abhängige Terme werden durch von  $\tilde{x}(t)$  abhängige Terme substituiert. Die beschriebenen Schritte zur Umformung des Filters  $F_{\text{tot}}$  in

ein Zustandsvariablenfilter können z. B. mit Hilfe des Softwarepakets Wolfram Mathematica berechnet werden.

### 6.4.2.2 Algebraische Implementierung des inversen Modells

Nach [57] kann die Inverse eines Modells  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  allgemein wie folgt bestimmt werden: Ein Modell  $\tilde{\Sigma}$  gemäß Gleichung (6.26) eines SISO-Systems mit dem relativen Grad  $r$ , definiert als

$$r = \arg \min_i \left\{ \frac{\partial}{\partial u} L_f^i h(\mathbf{x}, u) \neq 0 \right\} \quad , \quad (6.50)$$

kann mit  $\alpha(\cdot) = L_f^r h \circ \phi^{-1}$  und  $\beta(\cdot) = L_f \phi_{n,i} \circ \phi^{-1}$  sowie der Zustandstransformation

$$\begin{aligned} [\tilde{y}, \dot{\tilde{y}}, \dots, \tilde{y}^{(r-1)}, \boldsymbol{\eta}]^T &= \boldsymbol{\phi}(\mathbf{x}) \quad \text{mit} \\ \tilde{y}^{(i)} &= L_f^i h(\mathbf{x}) = \phi_{i+1}, \quad i = 0, \dots, r-1 \\ \boldsymbol{\eta} &= \boldsymbol{\phi}_\eta(\mathbf{x}) \in \mathbb{R}^{n-r} \end{aligned} \quad (6.51)$$

in die nichtlineare Ein-/Ausgangs-Normalform

$$\begin{aligned} \tilde{y}^{(r)} &= \alpha(\tilde{y}, \dot{\tilde{y}}, \dots, \tilde{y}^{(r-1)}, \boldsymbol{\eta}, u) \\ \dot{\boldsymbol{\eta}} &= \boldsymbol{\beta}(\boldsymbol{\eta}, \tilde{y}, \dot{\tilde{y}}, \dots, \tilde{y}^{(r-1)}, u) \end{aligned} \quad (6.52)$$

transformiert werden.  $L_f h$  bezeichnet die Lie-Ableitung von  $h$  entlang des Vektorfelds  $\mathbf{f}$ . Die Inverse des Modells  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  ist dann

$$\begin{aligned} u &= \alpha^{-1}(\tilde{y}_d, \dot{\tilde{y}}_d, \dots, \tilde{y}_d^{(r)}, \boldsymbol{\eta}) \\ \dot{\boldsymbol{\eta}} &= \boldsymbol{\beta}(\boldsymbol{\eta}, \tilde{y}_d, \dot{\tilde{y}}_d, \dots, \tilde{y}_d^{(r-1)}, u) \quad , \end{aligned} \quad (6.53)$$



wobei die Funktion  $\alpha^{-1}$  die Lösung von Gleichung (6.52) für  $u$  ist. Die Inverse des Modells  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  benötigt als Eingangssignale die Solltrajektorie  $\tilde{y}_d$  sowie die Zustände  $\dot{\tilde{y}}_d$  bis  $\tilde{y}_d^{(r)}$ . Diese werden vom Zustandsvariablenfilter  $F_{\text{tot}}$  berechnet.

Für LTI-Systeme  $\tilde{y}_d = \tilde{\Sigma}u$  ohne Nullstellen kann das Ausgangssignal des Reglers (also des inversen Modells)  $u = \tilde{\Sigma}^{-1}\tilde{y}_d$  als eine Funktion des Signals  $\tilde{y}_d$  und dessen Ableitungen beschrieben werden [36]:

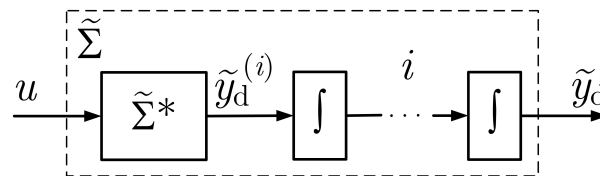
$$u = u(\tilde{y}_d, \dot{\tilde{y}}_d, \dots, \tilde{y}_d^{(r-1)}, \tilde{y}_d^{(r)}) = a_0\tilde{y}_d + a_1\dot{\tilde{y}}_d + \dots + a_{(r-1)}\tilde{y}_d^{(r-1)} + a_r\tilde{y}_d^{(r)} \quad . \quad (6.54)$$

Das Ausgangssignal des Filters  $F_{\text{tot}}$  entspricht dem Ausgang des Modells  $\tilde{\Sigma}$ . Dieses Signal wächst, bedingt durch das Verhalten des integrierenden Systems, unbeschränkt an. Dies verursacht interne Instabilität des Reglers. Bei Modellen der Form

$$\tilde{\Sigma} = \frac{1}{s^i} \tilde{\Sigma}^* \quad , \quad (6.55)$$

also mit  $i$  Integratoren am Streckenausgang (siehe Bild 6.10), kann die Inverse des Modells als Dynamik  $\tilde{\Sigma}^{-1*}$  mit  $i$  idealen Differenziergliedern am Streckeneingang interpretiert werden:

$$\tilde{\Sigma}^{-1} = \tilde{\Sigma}^{-1*} s^i \quad . \quad (6.56)$$



**Abbildung 6.10:** System  $\tilde{\Sigma}$  mit  $i$  Integratoren am Streckenausgang

Für lineare Modelle der Form  $\tilde{y}_d = \tilde{\Sigma}u$  ohne Nullstellen und mit  $i$  Integratoren am Streckenausgang ist die Inverse  $u = \tilde{\Sigma}^{-1}\tilde{y}_d$  nicht von  $\tilde{y}_d$  und den Ableitungen dieses Signals bis zur Ordnung  $i - 1$ , sondern nur von den Ableitungen der Ordnung  $\geq i$  abhängig:

$$u = u(\tilde{y}_d^{(i)}, \tilde{y}_d^{(i+1)}, \dots, \tilde{y}_d^{(r-1)}, \tilde{y}_d^{(r)}) = a_i \tilde{y}_d^{(i)} + a_{i+1} \tilde{y}_d^{(i+1)} + \dots + a_{(r-1)} \tilde{y}_d^{(r-1)} + a_r \tilde{y}_d^{(r)} \quad . \quad (6.57)$$

Für die Inverse von Systemen mit einem Integrator ( $i = 1$ ) wird also das Ausgangssignal  $\tilde{y}_d$  des Filters  $F_{\text{tot}}$  nicht benötigt. Lediglich die Ableitungen des Signals und nicht die unbeschränkt integrierten Signale werden für die Inverse des Modells gebraucht. Dies entspricht der Kürzung von Polen mit Nullstellen, die durch die ursprünglich vorgeschlagene Implementierung des Filters  $F_{\text{tot}}$  und der Inversen des Modells  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  in einem einzigen Übertragungsglied, dem Regler  $C$  in Bild 6.3, ermöglicht wurde. Im MATLAB-Skript in Abschnitt B.1 wird die notwendige Pol-Nullstellen-Kürzung mithilfe des Befehls `minreal()` durchgeführt.

Zur Beschränkung der Stellgröße  $u$  über die Beschränkung der höchsten Ableitung  $\tilde{y}_d^{(r)}$  wird die algebraische Gleichung des Streckenmodells nach  $\tilde{y}_d^{(r)}$  aufgelöst:

$$\tilde{y}_d^{(r)} = \tilde{y}_d^{(r)}(\tilde{y}_d^{(k)}, \tilde{y}_d^{(k+1)}, \dots, \tilde{y}_d^{(r-1)}, u) \quad . \quad (6.58)$$

In diese Gleichung werden die minimal bzw. maximal zulässigen Stellgrößen  $u_{\min}$  bzw.  $u_{\max}$  für  $u$  eingesetzt. Zulässige Werte für die höchste Ableitung  $\tilde{y}_d^{(r)}$  werden nach

$$\tilde{y}_d^{(r)} = \begin{cases} \tilde{y}_{d,\min}^{(r)} & , \text{ für } \tilde{y}_d^{(r)} \leq \tilde{y}_{d,\min}^{(r)} \\ \tilde{y}_d^{(r)} & , \text{ für } \tilde{y}_{d,\min}^{(r)} < \tilde{y}_d^{(r)} < \tilde{y}_{d,\max}^{(r)} \\ \tilde{y}_{d,\max}^{(r)} & , \text{ für } \tilde{y}_d^{(r)} \geq \tilde{y}_{d,\max}^{(r)} \end{cases} \quad (6.59)$$

berechnet. Der alternative Ansatz zur Stellgrößenbeschränkung ist in Bild 6.11 im Standardregelkreis dargestellt. Die Umformung eines Filters  $F_{\text{tot}}$  in ein Zustandsvariablenfilter sowie die Bestimmung der algebraischen Gleichung für die Inverse des Modells  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  werden exemplarisch am Beispiel der Reglerauslegung für das Bediengerät SensAble Phantom Omni in Abschnitt 7.2.2.1 gezeigt.

Die Beschränkungen  $\tilde{y}_{d,\min}^{(r)}$  und  $\tilde{y}_{d,\max}^{(r)}$  können dynamisch in jedem Simulations- bzw. Abtastschritt neu gesetzt werden. Die dynamische Änderung der Beschränkungen wird für die Implementierung der haptischen Assistenzfunktionen verwendet.

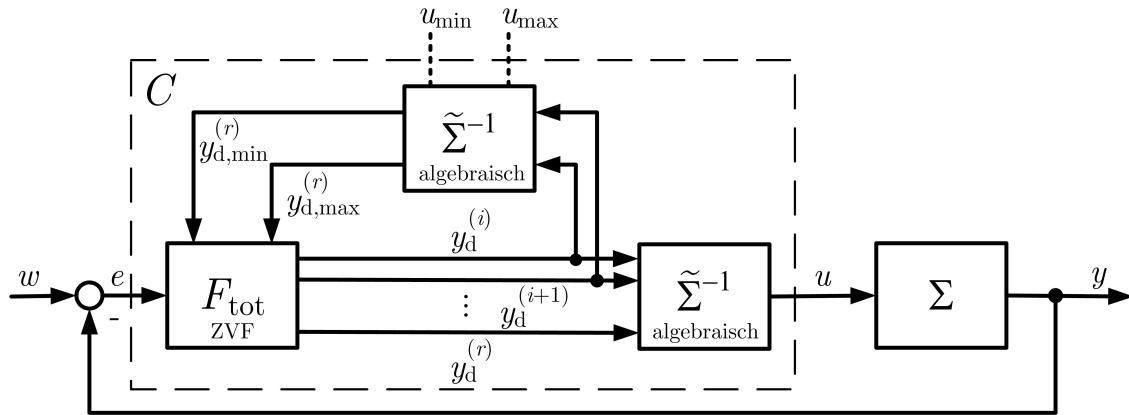


Abbildung 6.11: Alternative Anti-Windup-Methode

Für die Positionsregelung des aktiven Bediengeräts wird zusätzlich zu den physikalischen Beschränkungen  $u_{\min}$  und  $u_{\max}$  eine Schwerkraftkompensation gemäß Abschnitt 7.2.1 implementiert. Die Beschränkungen werden beim haptischen Bediengerät mit  $u_{\text{hd,limit,min}}$  und  $u_{\text{hd,limit,max}}$  bezeichnet. Die zulässigen Werte für die höchste Ableitung  $\tilde{y}_d^{(r)}$  werden durch Einsetzen von  $u_{\text{hd,min}}$  bzw.  $u_{\text{hd,max}}$  in Gleichung (6.58) und (6.59) berechnet:

$$u_{\text{hd,min}} = u_{\text{hd,limit,min}} + u_{\text{hd,gravity}} \quad , \quad (6.60)$$

$$u_{\text{hd,max}} = u_{\text{hd,limit,max}} + u_{\text{hd,gravity}} \quad . \quad (6.61)$$

Durch die Addition des Signals der Schwerkraftkompensation  $u_{\text{hd,gravity}}$  zur Stellgröße werden die Einflüsse der Schwerkraft auf die beiden Segmente des Bedienelements reduziert.

## 6.5 Zusammenfassung

Die benötigten Regler für das aktive Bediengerät und den Hydraulikbagger werden als Internal Model Controller ausgelegt. Da die zu regelnden Strecken ein integrierendes Verhalten besitzen, wird eine bekannte Methode zur IMC-Auslegung auf Systeme mit integrierendem Verhalten erweitert. Die Auslegung eines Vorfilters zur Minimierung des Überschwingens der geregelten Strecke wird erläutert.

Als Stellgrößenbeschränkung wird ein alternativer Ansatz verwendet, um Windup-Effekte zu verhindern. Dazu müssen das im IMC-Regler verwendete Filter  $F_{\text{tot}}$  als Zustandsvariablenfilter und die Inverse des Modells  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  als algebraische Gleichung implementiert werden. Aus den Grenzen der Stellgrößenbeschränkung werden mit Hilfe des invertierten algebraischen Modells die Beschränkungen der höchsten Ableitung des Signals des Zustandsvariablenfilters berechnet. Diese gehen als Eingangsgrößen in den Filteralgorithmus ein.

Die einzelnen Schritte zur Umformung des Filters  $F_{\text{tot}}$  in ein Zustandsvariablenfilter werden erläutert. Exemplarisch wird dies in Abschnitt 7.2.2.1 gezeigt.

Außer zur Verhinderung von Windup-Effekten wird die Stellgrößenbeschränkung verwendet, um über eine dynamische Anpassung der Grenzen verschiedene haptische Assistenzfunktionen zu realisieren.

## 7 Regelung von Bediengerät und Bagger

Die in Abschnitt 5.2.3 vorgeschlagene Reglerarchitektur wurde am Versuchsbagger mit den zur Verfügung stehenden Bediengeräten implementiert. Die dazu benötigten Regler  $Q_{hd}$  und  $Q_{ex}$  gemäß Bild 5.11 wurden mit dem in Kapitel 6 erläuterten Verfahren Internal Model Control entworfen. Zur vollständigen Umsetzung des intuitiven Bedienkonzepts mussten außerdem Regler für den Löffelzylinder und den hydraulischen Drehwerksantrieb entworfen werden.

Die Reglerarchitektur und der Reglerentwurf für das alternative Bedienkonzept für Hydraulikbagger unterscheiden sich von Konzepten zur Automatisierung von solchen Maschinen: Bei elektronisch vorgesteuerten Maschinen gibt der Bediener die Trajektorie beliebig vor. Dagegen wird beim vollautomatisierten Baggern die Trajektorie vom Regelalgorithmus bestimmt. Die Auslegung einer adaptiven Trajektorienfolgeregelung (Bahnregelung) für einen Hydraulikbagger anhand eines detaillierten Modells findet sich in [30].

### 7.1 Architektur zur Regelung des bilateralen Master-Slave-Systems

Im an der Versuchsmaschine implementierten bilateralen Master-Slave-System bekommt der Bediener nur bei der Steuerung des TCP des Baggers in der x-y-Ebene ein haptisches Feedback. Prinzipiell kann dem Bediener mit der vorgeschlagenen Reglerstruktur ein haptisches Feedback von allen Aktoren vermittelt werden. Am Versuchsträger kann die Bedienung von Oberwagen und Löffel aufgrund der mangelnden Aktoren in den verwendeten Bediengeräten nicht haptisch unterstützt werden. Bei vorhandener Hardware ließe sich das Konzept aber auf diese Elemente übertragen. Beispielsweise könnte die Drehung des Oberwagens mit dem Drehrad zur Bedienung

mit der linken Hand bilateral mit dem Drehwerksantrieb gekoppelt werden. Am Versuchsbagger ist dies nicht möglich, da das verwendete Bediengerät zur Drehung des Oberwagens, der 3Dconnexion SpaceBall 5000, kein aktives Stellteil ist. Als aktives Stellteil steht nur ein SensAble Phantom Omni zur Verfügung, welcher zur Steuerung des TCP in der x-y-Ebene eingesetzt wird.

### 7.1.1 Reglerarchitektur des am Versuchsbagger implementierten Systems

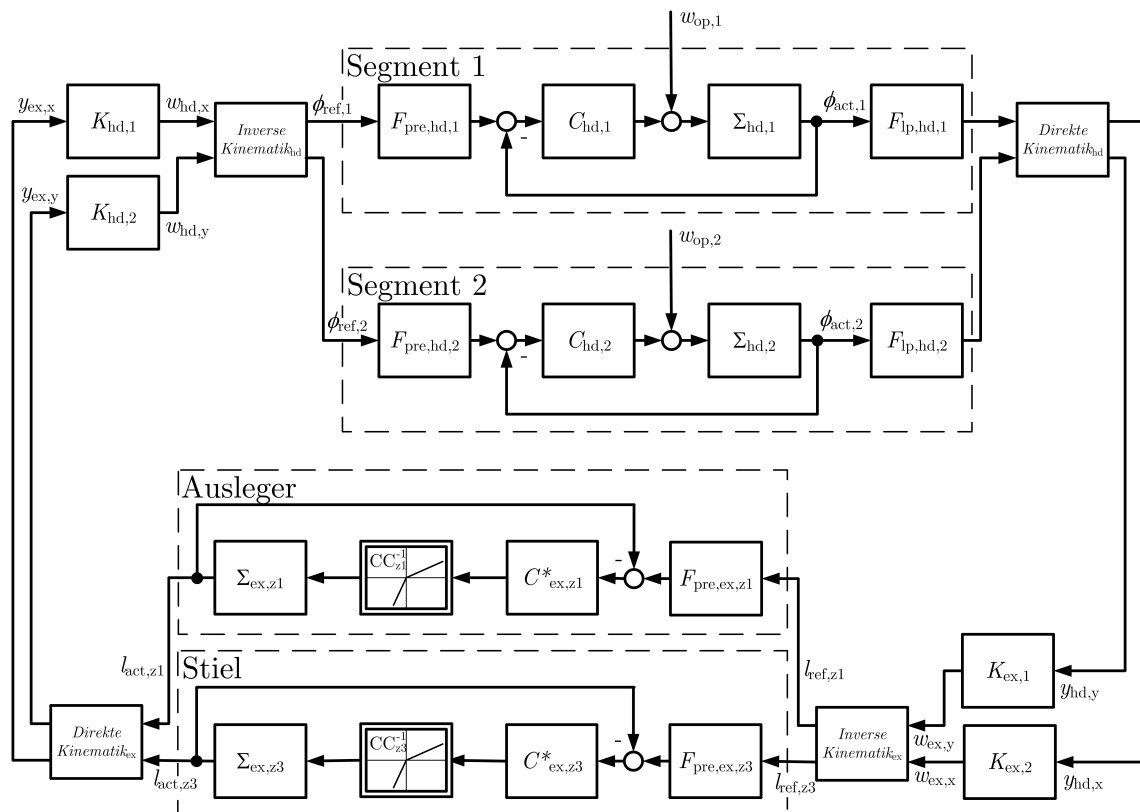
Die am Versuchsbagger implementierte Lösung zur Regelung des TCP im bilateralen Master-Slave-Systems ist in Bild 7.1 dargestellt. Der TCP muss in kartesischen Koordinaten geregelt werden, da die Geometrien von Bediengerät und Arbeitsarm nur ähnlich sind und nicht maßstabsgerecht übereinstimmen. Ansonsten hätte man den Winkel des ersten Elements des Bediengeräts als Führungsgröße für die Länge des Auslegerzylinders und somit für den Winkel des Auslegers verwenden können. Analog hätte das zweite Segment die Führungsgröße für den Stielzylinder vorgegeben. Dies hätte genau dem in der Stabilitätsbetrachtung in Abschnitt 5.2.4 untersuchten Fall entsprochen.

Für die Regelung des TCP von aktivem Stellteil und Bagger wird ein Führungsgrößengenerator eingesetzt. Der Führungsgrößengenerator besteht aus der inversen Kinematik des Bediengeräts bzw. des Arbeitsarms. Er generiert aus den gemessenen Positionen des TCP in kartesischen Koordinaten  $(y_{hd,x}, y_{hd,y}, y_{ex,x}, y_{ex,y})$  Führungsgrößen für die Regler des aktiven Stellteils und des Baggers. Die Führungsgrößen für das Stellteil sind die Drehwinkel  $\phi_{ref,1}$  und  $\phi_{ref,2}$  der beiden Armsegmente. Für den Bagger werden als Führungsgrößen die Zylinderlängen von Ausleger  $l_{ref,z1}$  und Stiel  $l_{ref,z3}$  vorgegeben. Detailliert wird der Führungsgrößengenerator in Abschnitt 7.3.4 beschrieben. Da über die Sensoren von Bediengerät und Versuchsbagger die aktuellen Winkel  $\phi_{act}$  bzw. die aktuellen Zylinderlängen  $l_{act,z}$  am Versuchsträger zur Verfügung stehen, werden diese Werte über die direkte Kinematik in die Position des jeweiligen TCP umgerechnet. Die Berechnung der direkten Kinematik des Arbeitsarms findet sich in Abschnitt D.1. Am Versuchsträger werden die gemessenen

Signale  $\phi_{act}$  zusätzlich über einen Tiefpass  $F_{lp,hd}$  gefiltert, um die unbeabsichtigten, kleinen Bewegungen der Hand des Bedieners (z. B. Zittern) nicht als Führungsgröße auf den Bagger zu übertragen. Als Filter  $F_{lp,hd}$  wird ein Tiefpass mit dem Parameter  $T_{lp} = 0,1$  gewählt:

$$F_{lp,hd}(s) = \frac{1}{(T_{lp}s + 1)^2} \quad (7.1)$$

Der Regler  $C_{ex}^*$  aus Bild 5.11 setzt sich aus einem IMC-Regler  $C_{ex}$  und einer invertierten, nichtlinearen Kennlinie  $CC^{-1}$  (engl. characteristic) zusammen. Über die Kennlinie wird aus dem linearen Ausgang des Reglers die statisch nichtlineare Führungsgröße, nämlich der Volumenstrom des Hydraulikfluids durch das Ventil in den Zylinder, berechnet. Die Kennlinien  $CC$  wurden im Rahmen der Identifikation der Hammerstein-Modelle für die hydraulischen Aktoren bestimmt (siehe Abschnitt 7.3.1). Die im Regler verwendeten Kennlinien  $CC^{-1}$  sind die invertierten Kennlinien  $CC$  aus Abb 7.15.



**Abbildung 7.1:** Am Versuchsbagger implementierte Struktur zur Realisierung des alternativen Bedienkonzepts

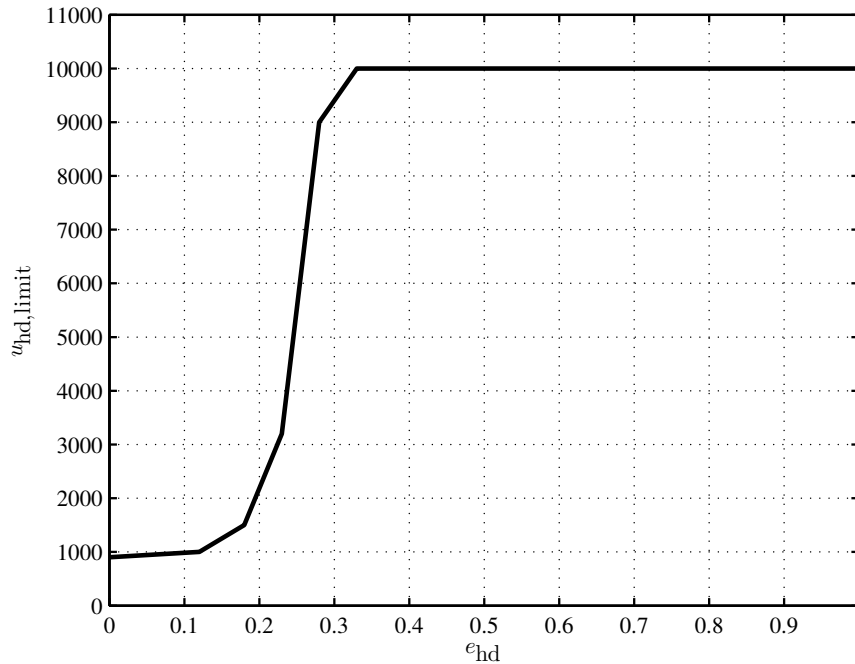
### 7.1.2 Nutzung der Stellgrößenbeschränkung zur Verbesserung des Bedingefühls

Das vorgeschlagene Bedienkonzept zeigte in ersten Experimenten in einer Situation ein unerwünschtes Verhalten: Auch wenn die Positionen von Master und Slave übereinstimmten, die Regelabweichung also verschwand, musste der Bediener trotzdem eine fühlbare Kraft aufwenden, um den Griff des Bediengeräts in seiner aktuellen Position zu halten. Das aktive Bedienelement gab also trotz verschwindender Regelabweichung eine Kraft auf den Griff. Ließ der Bediener den Griff los, bewegte sich der Griff des Bediengeräts eine kurze Strecke in Richtung der vom Bedienelement zuvor ausgeübten Kraft, bis die Positionen von Master und Slave wieder auf eine synchronisierte Position eingeschwungen waren. Der Grund liegt in der gewählten Reglerarchitektur. Da die Kraft der Hand des Bedieners  $F_{\text{Hand}}$  als Störung  $d_{\text{op}}$  wirkt, wird diese Störung über die entsprechende Stellgröße kompensiert. Selbst wenn die Regelabweichung zwischen den Positionen der TCP von Bedienelement und Arbeitsarm verschwindet, kompensiert der Regler weiterhin die Bedienimpulse. Beim Loslassen des Griffs beim Stillstand des Baggers fällt die konstante Störung durch die Bedienimpulse des Fahrers weg, was wiederum durch den Regler kompensiert werden muss. Diese Kompensation ist, bedingt durch die sensible haptische Wahrnehmung des Menschen, deutlich beim Loslassen spürbar.

Dieses Problem wird gelöst, indem die in Abschnitt 6.4.2 beschriebene Stellgrößenbeschränkung dynamisch verändert wird. Bei abnehmender Regelabweichung  $\phi_{\text{ref}} - \phi_{\text{act}}$  werden auch die Grenzen für die Stellgröße  $u_{\text{hd,limit,min}}$  und  $u_{\text{hd,limit,max}}$  dynamisch reduziert. Daraus resultiert, dass die Grenzen bei verschwindender Regelabweichung ebenfalls sehr klein werden. Dieses Verhalten ist für den Bediener angenehm, da er keine Kraft aufwenden muss, um den TCP des Bedienelements in Position zu halten. Auch beim Loslassen verharret der TCP wie gewünscht auf seiner aktuellen Position. In der Anwendung wird das gewünschte Verhalten über die in Bild 7.2 dargestellte Kennlinie  $CC_{\text{limit}}$  appliziert. Die Anpassung des Regelkreises zur dynamischen Beschränkung der Stellgröße ist in Bild 7.3 gezeigt.

Durch die dynamische Anpassung der Stellgröße werden keine ungültigen und instabilen Zustände im Regler generiert. Allerdings wird auch die Schwerkraft, die auf den TCP des Bedienelements wirkt, deutlich schlechter durch den Regler kompensiert. Zum Ausgleich wird eine Schwerkraftkompensation implementiert (siehe Abschnitt 6.4.2 und Abschnitt 7.2.1).





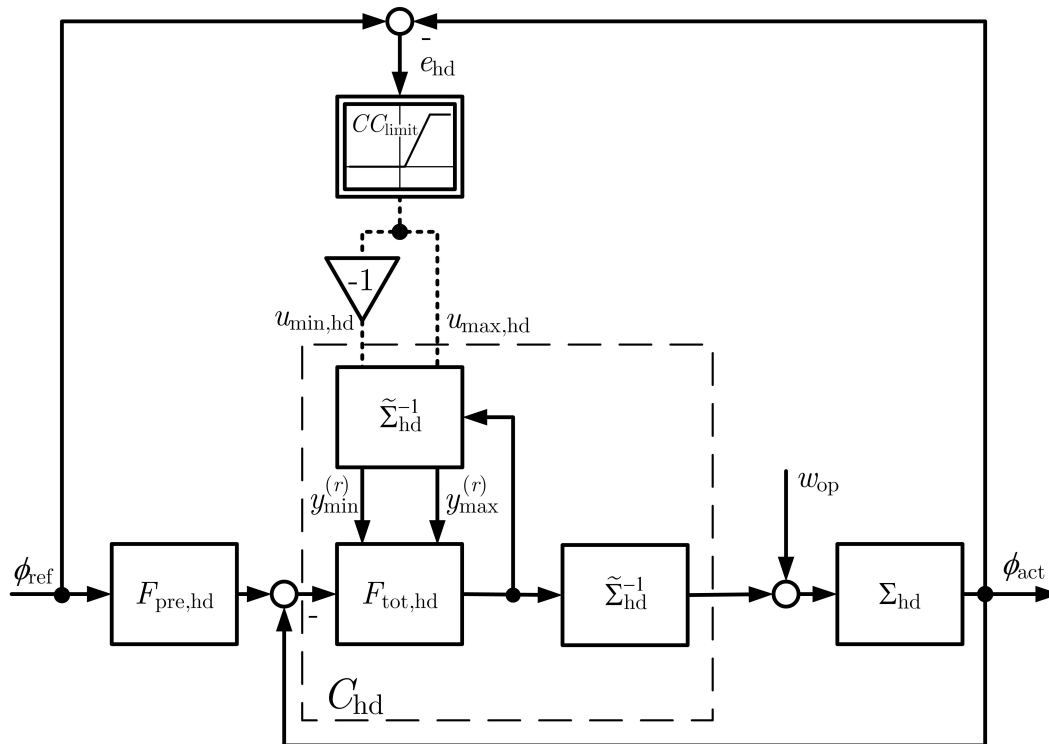
**Abbildung 7.2:** Kennlinie  $CC_{limit}$  zur dynamischen Stellgrößenbeschränkung

Das beschriebene Verfahren zur dynamischen Anpassung der Stellgröße des Reglers wird auch verwendet, um die in Abschnitt 5.3 beschriebenen haptischen Assistenzfunktionen zu realisieren. Dabei wird das aktive Bediengerät über die Stellgröße so gesteuert, dass sich ein für den Bediener gut fühlbares haptisches Feedback erzielen lässt.

### 7.1.3 Exemplarischer Reglerentwurf für einen Aktor

Zur Umsetzung des intuitiven Bedienkonzepts müssen SISO-Regler für die einzelnen Strecken entworfen werden. Es werden Regler für

- die Elektromotoren beider Segmente des aktiven Bediengeräts zur Positionsregelung des TCP,
- den Ausleger- und Stielzylinder zur Positionsregelung des TCP des Baggers,
- den Löffelzylinder zur Implementierung einer Planierfunktion,
- den hydraulischen Drehwerksantrieb zur Implementierung einer Positionsregelung und
- den hydraulischen Drehwerksantrieb zur Implementierung einer Geschwindigkeitsregelung



**Abbildung 7.3:** Dynamische Stellgrößenbeschränkung des Reglers

benötigt. Alle genannten Aktoren besitzen ein integrierendes Verhalten. Beim Reglerentwurf wird grundsätzlich für jeden einzelnen Actor in folgenden Schritten vorgegangen:

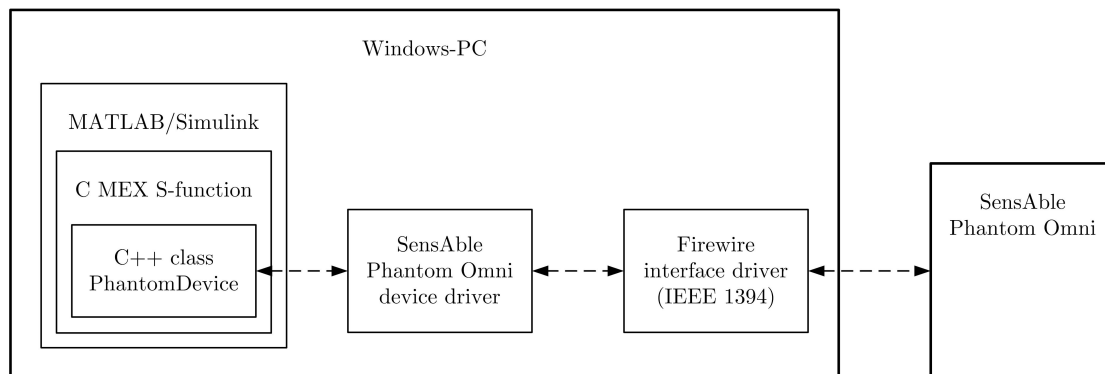
1. Identifikation eines Modells der zu regelnden Strecke.
2. Entwurf eines IMC-Reglers  $C$  mit der gewünschten Dynamik.
3. Entwurf eines Vorfilters  $F_{pre}$  zur Minimierung des Überschwingens.
4. Test des Reglers im Experiment.

Die Modellidentifikation wird experimentell durchgeführt. Dazu werden die statische Verstärkung sowie das dynamische Verhalten der Strecken über die Messung der Sprungantwort ermittelt. Da es sich bei der Umsetzung des Bedienkonzepts um eine Folgeregelung handelt, ist die Führungsübertragungsfunktion für das Systemverhalten maßgeblich. Das Störverhalten muss nur im Rahmen der Stabilitätsbetrachtungen berücksichtigt werden. Die Auslegung von Regler und Vorfilter erfolgt nach dem in Kapitel 6 erläuterten Verfahren unter Nutzung der Software MATLAB/Simulink. Die Regelung wird sowohl für jeden Actor einzeln als auch in der Architektur

des bilateralen Master-Slave-Systems getestet. Die einzelnen Schritte des Reglerentwurfs werden sowohl für das Bediengerät als auch für den Hydraulikbagger in den folgenden Abschnitten erläutert.

## 7.2 Regelung des Bediengeräts

Die Auslegung der Regler für das verwendete aktive Bediengerät wird gemäß der zuvor angegebenen Vorgehensweise durchgeführt. Zur Ansteuerung der Elektromotoren des SensAble Phantom Omni und zum Auslesen der im Gerät verbauten Winkelsensoren der einzelnen Segmente wurde eine Simulink C++ S-Function programmiert, die unter Nutzung einer C++ Bibliothek des Geräteherstellers und des Gerätetreibers aus MATLAB/Simulink heraus mit dem aktiven Bediengerät kommunizieren kann. Details zur Implementierung sowie der vollständige Sourcecode finden sich in [55]. Das Prinzip der Anbindung des SensAble Phantom Omni an MATLAB/Simulink ist in Bild 7.4 dargestellt.



**Abbildung 7.4:** Anbindung des SensAble Phantom Omni an MATLAB/Simulink

### 7.2.1 Modellierung des haptischen Bediengeräts

Die Drehung der einzelnen Armsegmente des Bediengeräts SensAble Phantom Omni verhält sich nahezu linear zur Stellgröße, also dem Motorstrom. Für die Elemente *Rotating Platform*, *Segment 1* und *Segment 2* gemäß Bild 4.2 wird das Modell

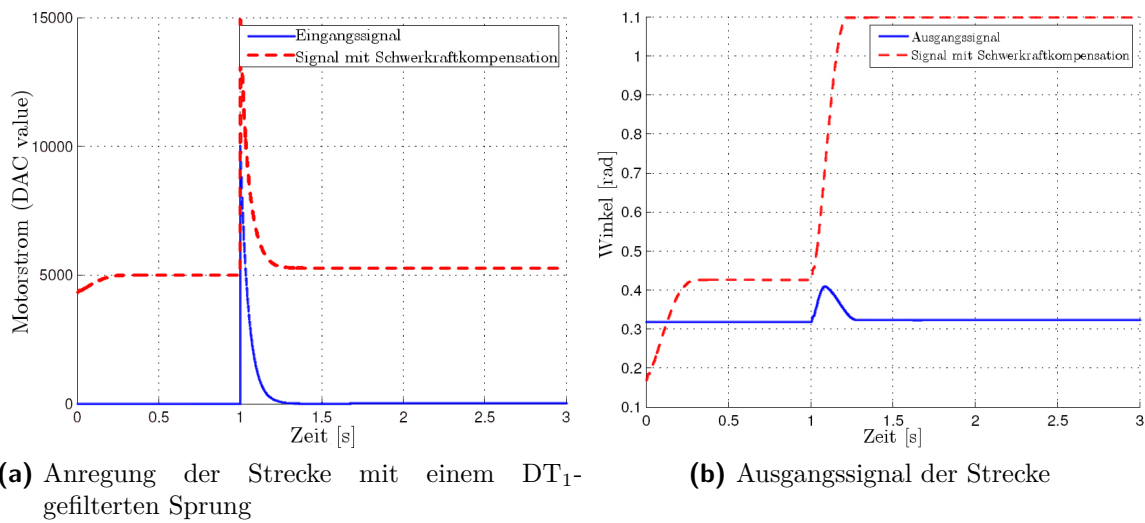
$$\tilde{\Sigma}_{\text{hd},i} = \frac{k}{s(T_1 s + 1)} \quad (7.2)$$

verwendet. Eingang des Modells ist eine zum Motorstrom des jeweiligen Aktors proportionale dimensionslose Größe, die zur Ansteuerung des Bediengeräts verwendet wird. Ausgang ist der Drehwinkel  $\phi$  des jeweiligen Segments.

Bei der Strecke handelt es sich um ein Übertragungsglied mit integrierendem Verhalten. Die direkte Messung der Sprungantwort zur Modellidentifikation ist am SensAble Phantom Omni wegen der Begrenzung der Strecke durch die mechanischen Anschläge der Segmente nicht möglich. Daher wird als Anregung ein mit einem  $DT_1$ -Glied gefilterter Sprung verwendet, was auch in der Modellidentifikation berücksichtigt wurde. Die Messung wird durch die Schwerkraft als konstante Störung beeinflusst. Daher wird eine Schwerkraftkompensation eingesetzt, um eine qualitativ gute Identifikation der Modelle zu ermöglichen. Die Schwerkraftkompensation liefert in Abhängigkeit der aktuellen Position des jeweiligen Segments einen zusätzlichen Motorstrom und somit ein zusätzliches Moment auf das jeweilige Armsegment, welches ausreicht, um den TCP des SensAble Phantom Omni auf seiner Position zu halten. Zur Ermittlung einer Schwerkraftkennlinie wurden vorgegebene Positionen bzw. Winkel mit dem jeweiligen Segment angefahren. Durch Erhöhen und Verringern der dem Motormoment proportionalen Stellgröße  $u_{hd}$  wurden die minimalen und maximalen Momente zum Halten dieser Positionen ermittelt. Aus den gemittelten Werten der Stellgröße wurde ein Polynom berechnet, das zu jedem Winkel des jeweiligen Armsegments ein Stellsignal  $u_{hd,gravity}$  zur Kompensation der Schwerkraft zurückgibt. Die Kompensation der Schwerkraft ist ein bekanntes Problem bei haptischen Bediengeräten [50]. Im geregelten System spielt die Schwerkraft eine untergeordnete Rolle, da sie als konstante Störung vom IMC-Regler kompensiert wird.

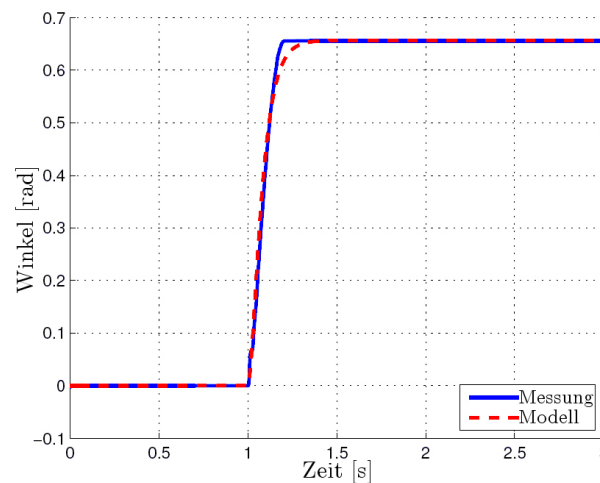
Das Signal zur Anregung des Systems, welches zur Modellidentifikation verwendet wird, ist beispielhaft für das erste Segment in Bild 7.5a zu sehen. Die Strecke wird sprungförmig angeregt. Das Ausgangssignal ist in Bild 7.5b gezeigt. Beide Messungen sind jeweils mit und ohne Schwerkraftkompensation dargestellt. Ohne Schwerkraftkompensation fällt das Armsegment nach der Anregung wieder in seine Ausgangslage, also den unteren mechanischen Anschlag, zurück. Mit Schwerkraftkompensation wird die Position beibehalten. In Bild 7.5b ist zu sehen, dass das Armsegment mit aktiver Schwerkraftkompensation zu Beginn der Aufzeichnung aus dem mechanischen Anschlag herausfährt, um eine Messung in der Mitte des Arbeitsbereichs, und nicht aus dem Anschlag heraus, zu ermöglichen.

Zur Modellierung des Systemverhaltens wird das  $IT_1$ -Glied aus Gl. (7.2) verwendet. Die Parameter der Strecke wurden mithilfe eines nichtlinearen Optimierungsverfahrens (Simplex-Algorithmus) gefunden. Als Gütekriterium wur-



**Abbildung 7.5:** Signale zur Modellidentifikation des haptischen Bediengeräts

de der quadratische Fehler der Ausgangssignale aus Messung und Simulation  $\int (y_{\text{simulation}} - y_{\text{measurement}})^2 dt$  gewählt. Dieses Modell gibt mit den zwei Parametern  $k$  und  $T_1$  das Streckenverhalten ausreichend wieder, wie in Bild 7.6 zu sehen ist.



**Abbildung 7.6:** Vergleich der Ausgänge von Modell und Messung

Die durch Messungen identifizierten Parameter für die einzelnen Armsegmente sind in Tabelle 7.1 angegeben. Die Modelle wurden für jedes Segment einzeln identifiziert. Das jeweils andere Segment wurde während der Messungen fixiert.

**Tabelle 7.1:** Modellparameter für das Bediengerät SensAble Phantom Omni

Element	Index $i$	$k$	$T_1$
Rotating Platform	0	0,0005	0,1004
Segment 1	1	0,0004	0,07407
Segment 2	2	0,001279	0,05725

## 7.2.2 Regelung der Elektromotoren

Für die beiden Elektromotoren des SensAble Phantom Omni werden nach dem IMC-Verfahren SISO-Regler  $C_{hd}$  für die Drehung der Armsegmente entworfen. Nach Verwendung des Skripts aus Abschnitt B.1 erhält man die Regler mit den Übertragungsfunktionen

$$C_{hd,1} = \frac{8,888 \times 10^5 s^2 + 2,385 \times 10^7 s + 1,6 \times 10^8}{s^2 + 120s}, \quad (7.3)$$

$$C_{hd,2} = \frac{3,357 \times 10^5 s^2 + 1,146 \times 10^7 s + 9,773 \times 10^7}{s^2 + 150s}, \quad (7.4)$$

für die Aktoren der beiden Segmente. Für das erste Segment wird der Entwurfsparameter  $\lambda = 40$ , für das zweite Segment wird  $\lambda = 50$  gewählt. Die Werte für  $\lambda$  werden experimentell so bestimmt, dass die Anstiegszeit minimal wird, ohne dass ein oszillierendes Verhalten des geregelten Systems auftritt. Bei Werten von ca.  $\lambda > 80$  wird der geschlossene Regelkreis instabil.

### 7.2.2.1 Implementierung der Stellgrößenbeschränkung

Beim SensAble Phantom Omni wird eine Stellgrößenbeschränkung nach dem in Abschnitt 6.4.2 vorgestellten Verfahren implementiert. Durch die Verwendung dieses Verfahrens werden unerwünschte Windup-Effekte vermieden. Bei anderen Methoden der Stellgrößenbeschränkung traten im Versuch Windup-Effekte auf, da der Bediener den Griff des Bedienelements in der Hand hält und die Regler den TCP dadurch nicht immer auf die vorgegebene Position regeln können. Auch für die Implementierung der haptischen Assistenzfunktionen ist diese Stellgrößenbeschränkung notwendig.

Die Stellgrößenbeschränkung wird über die Reihenschaltung des Filters  $F_{tot,hd}$  als

Zustandsvariablenfilter und der Inverse des Modells  $\tilde{\Sigma}_{\text{hd}}^{-1}$  realisiert. Die höchste Ableitung der Solltrajektorie, also das Signal  $\ddot{y}_{\text{hd}}$ , wird begrenzt.

Die Umformung des Filters  $F_{\text{tot,hd}}$  in ein Zustandsvariablenfilter gemäß Bild 6.9 wird im Folgenden beschrieben. Der IMC-Reglerentwurf liefert für die beiden Segmente des Bedienelements die Filter

$$F_{\text{tot,hd},1} = \frac{0,075s + 1}{1,563 \times 10^{-5}s^3 + 0,001875s^2} \quad , \quad (7.5)$$

$$F_{\text{tot,hd},2} = \frac{0,06s + 1}{8 \times 10^{-6}s^3 + 0,0012s^2} \quad , \quad (7.6)$$

was allgemein der Form

$$F_{\text{tot,hd},i} = \frac{\delta_1 s + 1}{\delta_3 s^3 + \delta_2 s^2} \quad (7.7)$$

entspricht.  $\delta_1$  bis  $\delta_3$  sind konstante Faktoren. Gleichung (7.7) entspricht über den Zusammenhang aus Gleichung (6.21)

$$\frac{Y_{\text{d,hd}}(s)}{E_{\text{hd}}(s)} = F_{\text{tot,hd},i}(s) \quad (7.8)$$

der Differenzialgleichung im Zeitbereich

$$y_{\text{d,hd}}^{(3)} + \frac{\delta_2}{\delta_3} \ddot{y}_{\text{d,hd}} = \frac{\delta_1}{\delta_3} \dot{e}_{\text{hd}} + \frac{1}{\delta_3} e_{\text{hd}} \quad . \quad (7.9)$$

Die konstanten Faktoren  $\frac{\alpha_i}{\lambda^i}$  bzw.  $\frac{\alpha_{r+i}}{\lambda^{r+i}}$  aus Gleichung (6.21) werden hier aus Gründen der besseren Lesbarkeit mit  $\delta_i$  bezeichnet. Dieses System kann gemäß Gleichung (6.32) mit der Transformation

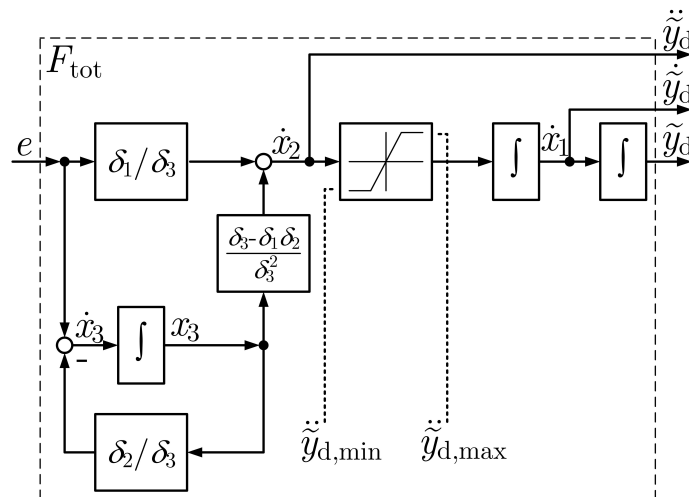
$$\Phi^{-1} = \begin{pmatrix} \frac{1}{\delta_3} & \frac{\delta_1}{\delta_3} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\delta_3} & \frac{\delta_1}{\delta_3} \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (7.10)$$

in Byrnes-Isidori-Normalform beschrieben werden [111]:

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}}(t) = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\delta_3 - \delta_1 \delta_2}{\delta_3^2} \\ 0 & 0 & -\frac{\delta_2}{\delta_3} \end{pmatrix} \tilde{\mathbf{x}} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{\delta_1}{\delta_3} \\ 1 \end{pmatrix} e \quad (7.11)$$

$$\tilde{y}_d = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \tilde{\mathbf{x}} \quad . \quad (7.12)$$

Dadurch wird das System in die in Bild 6.10 dargestellte und mit Gleichung (6.55) beschriebene Form überführt. Das transformierte System entspricht dem in Bild 7.7 dargestellten Blockdiagramm und kann so in MATLAB/Simulink implementiert werden. Die Integratorkette am Ausgang von  $F_{\text{tot,hd}}$  ist einfach zu erkennen. Der Saturation-Block zur Beschränkung der höchsten auftretenden Ableitung des Ausgangssignals  $\tilde{y}_d$  ist ebenfalls eingezeichnet.



**Abbildung 7.7:** Zustandsvariablenfilter  $F_{\text{tot,hd}}$  mit Stellgrößenbeschränkung

Unter Nutzung des algebraischen Modells der Segmente des Bediengeräts  $\Sigma_{\text{hd}}$  gemäß Abschnitt 6.4.2 lassen sich die Grenzen für die höchste verwendete Ableitung  $\ddot{y}_{\text{hd}}$  berechnen. Das Modell in algebraischer Form lautet:

$$k_{\text{segment},i} \cdot \ddot{y}_{\text{hd},i} + \dot{y}_{\text{hd},i} = T_{1,\text{segment},i} \cdot u_{\text{hd},i} \quad . \quad (7.13)$$

Für die zwei Segmente  $i$  des Arms gilt somit für die Grenzen der höchsten Ableitungen:



$$\ddot{y}_{\text{hd,min},i} = \frac{1}{k_{\text{segment},i}} (-\dot{y}_{\text{hd},i} + T_{1,\text{segment},i} \cdot u_{\text{hd,min},i}) \quad , \quad (7.14)$$

$$\ddot{y}_{\text{hd,max},i} = \frac{1}{k_{\text{segment},i}} (-\dot{y}_{\text{hd},i} + T_{1,\text{segment},i} \cdot u_{\text{hd,max},i}) \quad . \quad (7.15)$$

Die Stellgröße  $u_{\text{hd},i}$  wird gemäß Bild 6.8 über das inverse Modell  $\tilde{\Sigma}^{-1}$  algebraisch berechnet:

$$u_{\text{hd},i} = \frac{k_{\text{segment},i} \cdot \ddot{y}_{\text{hd},i} + \dot{y}_{\text{hd},i}}{T_{1,\text{segment},i}} \quad . \quad (7.16)$$

Diese Vorgehensweise führt zu SISO-Reglern für die Aktoren des Bedienelements, die keine unerwünschten Windup-Effekte aufweisen.

Beim verwendeten Bediengerät ist die Stellgröße für die Elektromotoren beider Segmente in der Treibersoftware auf den Wertebereich  $-20000 \leq u_{\text{hd}} \leq 20000$  beschränkt. Um das empfindliche Gerät im Experiment nicht an den Grenzen der mechanischen Belastbarkeit zu verwenden, werden die Grenzen der Stellgrößen für die Elektromotoren beider Segmente bei der Stellgrößenbeschränkung auf  $-10000 \leq u_{\text{hd}} \leq 10000$  limitiert:

$$u_{\text{hd,limit,min},1} = u_{\text{limit,min},2} = -10000 \quad , \quad (7.17)$$

$$u_{\text{hd,limit,max},1} = u_{\text{limit,max},2} = 10000 \quad . \quad (7.18)$$

$u_{\text{hd,assist}}$  wird nach Gleichung (5.21) bestimmt. Die Stellgröße des Geräts hängt, wie bereits in Abschnitt 5.2.3 erwähnt, nicht direkt physikalisch mit dem Motorstrom zusammen, sondern ist lediglich proportional zu diesem. Daraus folgt, dass auch die berechneten Werte für die Momente  $M_{\text{virtual}}$  nicht mit den tatsächlich am Bedienelement wirkenden Momenten übereinstimmen müssen. Daher wird der Wert  $k_{\text{wall}}$  experimentell ermittelt. Bei der Implementierung am Versuchsbagger wird  $k_{\text{wall}} = 500000$  gewählt. Bei dieser Einstellung sind die virtuellen Begrenzungen deutlich vom Bediener spürbar.

### 7.2.2.2 Entwurf eines Vorfilters

Für die Regler der Elektromotoren  $C_{hd}$  werden gemäß Abschnitt 6.3 Vorfilter  $F_{vor,hd}$  entworfen, damit die Regelgröße der Führungsgröße bei sprungförmiger Anregung ohne Überschwingen folgt. Dies ist notwendig, da der Bediener aufgrund der empfindlichen propriozeptiven menschlichen Wahrnehmung selbst kleines Überschwingen deutlich wahrnimmt. Auch die Übergänge bei Beschleunigungs- und Bremsvorgängen verlaufen mit einem Vorfilter gleichmäßiger, was zu einem angenehmeren Bedienungsfühl führt.

Das Wunschverhalten  $F_d$  der Regelung der Elektromotoren entspricht dem Tiefpass

$$F_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\lambda_d}s + 1\right)^{r_d}} \quad . \quad (7.19)$$

Aus der angegebenen Entwurfsvorschrift folgen mit den Parametern  $\lambda_d = 70$  und  $r_d = 3$  für die beiden Armsegmente die Vorfilter

$$F_{vor,hd,1} = \frac{1.563 \times 10^{-5}s^3 + 0.001875s^2 + 0.075s + 1}{2.187 \times 10^{-7}s^4 + 4.883 \times 10^{-5}s^3 + 0.003827s^2 + 0.1179s + 1} \quad , \quad (7.20)$$

$$F_{vor,hd,2} = \frac{8 \times 10^{-6}s^3 + 0,0012s^2 + 0,06s + 1}{1,749 \times 10^{-7}s^4 + 3,965 \times 10^{-5}s^3 + 0,003184s^2 + 0,1029s + 1} \quad . \quad (7.21)$$

### 7.2.3 Regelung des Tool Center Points des Bediengeräts

Wie in Bild 7.1 dargestellt dient die inverse Kinematik des Bedienelements als Führungsgrößengenerator für die SISO-Regler der Elektromotoren. Auf diese Weise wird der TCP des Geräts positionsgeregt. Diese Vorgehensweise lässt keine Beeinflussung der Trajektorie zu, auf welcher der TCP von seiner Ausgangs- auf seine Zielposition fährt. Beide SISO-Regler regeln die Armsegmente unabhängig voneinander auf die vorgegebenen Winkel. Für ein automatisiertes Verfahren des TCP, ähnlich einer Robotersteuerung, wäre dies nicht akzeptabel. Für die Umsetzung des Bedienkonzepts stört dieses Verhalten nicht, da erstens die Führungsgröße weder vom Bediener noch vom Bagger sprungförmig vorgegeben wird und zweitens die Hauptaufgabe der Regelung die Synchronisation der Positionen von Bediengerät und Bagger – und keine Automation – ist.

Sämtliche Übertragungsfunktionen der Reglerarchitektur werden in MATLAB für eine Simulationsschrittweite von 1 ms unter MATLAB/Simulink diskretisiert. Zur Diskretisierung wird die MATLAB-Funktion `c2d()` verwendet. Diese Funktion diskretisiert Übertragungsfunktionen mithilfe der Methode Zero-order hold [52]. Wenn benötigt, werden für die Implementierung in MATLAB/Simulink diskrete Integratoren benutzt. Da der Bediener die Regeleingriffe des aktiven Bediengeräts aufgrund der sensiblen haptischen Sinneswahrnehmung des Menschen unmittelbar spüren kann, ist eine hohe Regelgüte wichtig. Bei haptischen Bediengeräten wird eine Abtastfrequenz von 500 Hz, besser 1 kHz empfohlen [24]. Wenn die Regelung mit einer Frequenz unterhalb von 500 Hz betrieben wird, ist die diskrete Änderung der Stellgröße deutlich fühlbar.

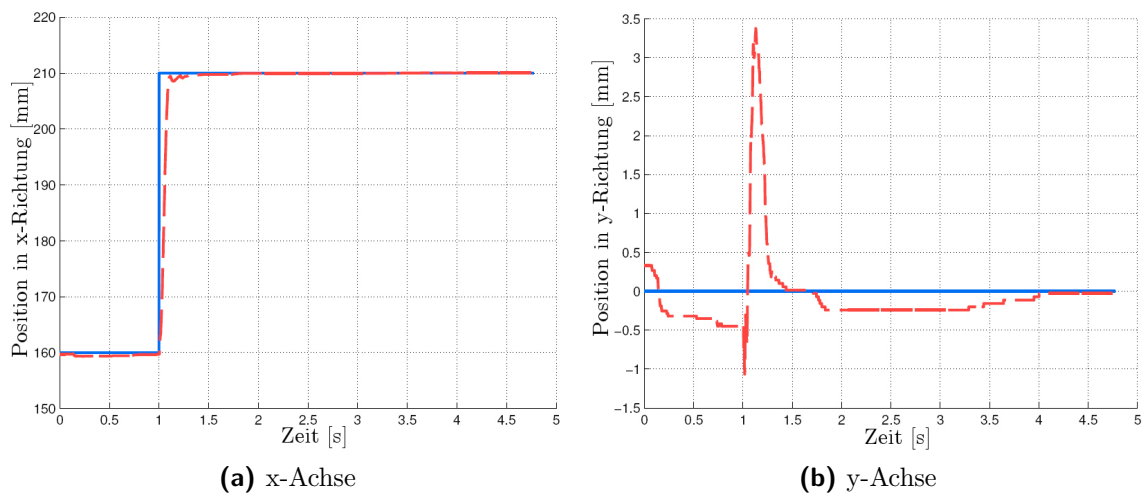
Der Regler für das Bediengerät läuft mit einer Simulationsschrittweite von 1 ms in weicher Echtzeit unter MATLAB/Simulink. Unter weicher Echtzeit wird verstanden, dass die Simulation mithilfe des Real-Time Blockset 7.1 for Simulink auf Echtzeit gebremst wird, die Ausführung in Echtzeit auf einem Windows-Rechner aber nicht garantiert werden kann [32].

## 7.2.4 Experimentelle Ergebnisse der Regelung des Bediengeräts

Um die Qualität des Reglers im Experiment zu untersuchen, wird das Verhalten des TCP nach einer Anregung mit einer sprungförmigen Führungsgröße in horizontaler und vertikaler Ebene (x- bzw. y-Achse) betrachtet. Der Koordinatenursprung liegt gemäß Bild 4.2 im Zentrum der drehbaren Plattform des SensAble Phantom Omni. Die Position des TCP wird in Millimetern angegeben.

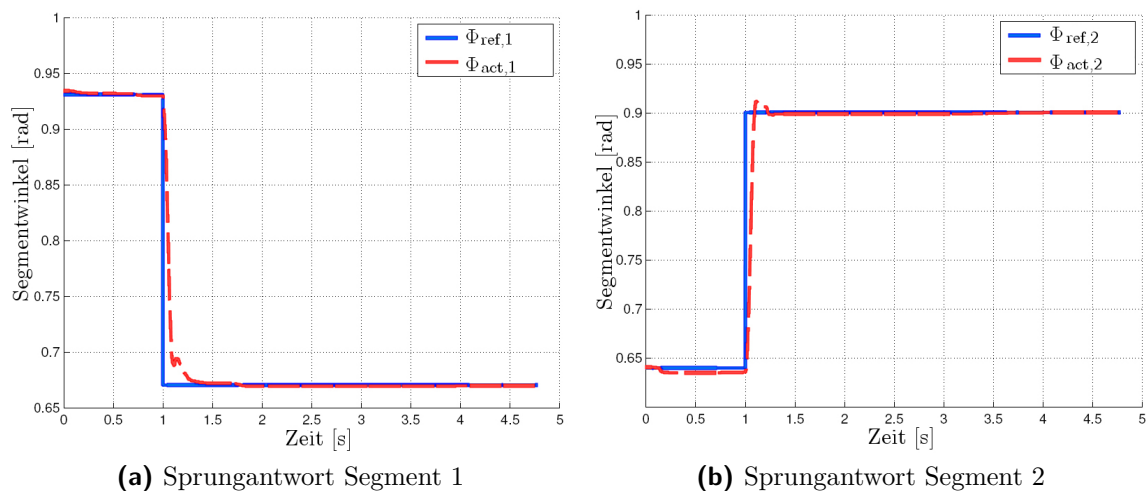
### 7.2.4.1 Sprung in horizontaler Richtung

Die gemessene Antwort des Systems auf einen Sprung der Führungsgröße um 50 mm in x-Richtung ist in Bild 7.8a dargestellt. Der TCP erreicht die vorgegebene Position bei diesem Sprung von 160 mm auf 210 mm nach 250 ms. Die Position in y-Richtung ist in Bild 7.8b zu sehen. Erwartungsgemäß verfährt der TCP nicht auf einer Geraden zur Zielposition. Es ist eine Abweichung von ca. 3,5 mm von der konstanten Führungsgröße in y-Richtung zu erkennen. Die Trajektorie des TCP in der x-y-Ebene ist in Bild 7.10a dargestellt.



**Abbildung 7.8:** Sprungantwort des TCP bei einem horizontalen Sprung

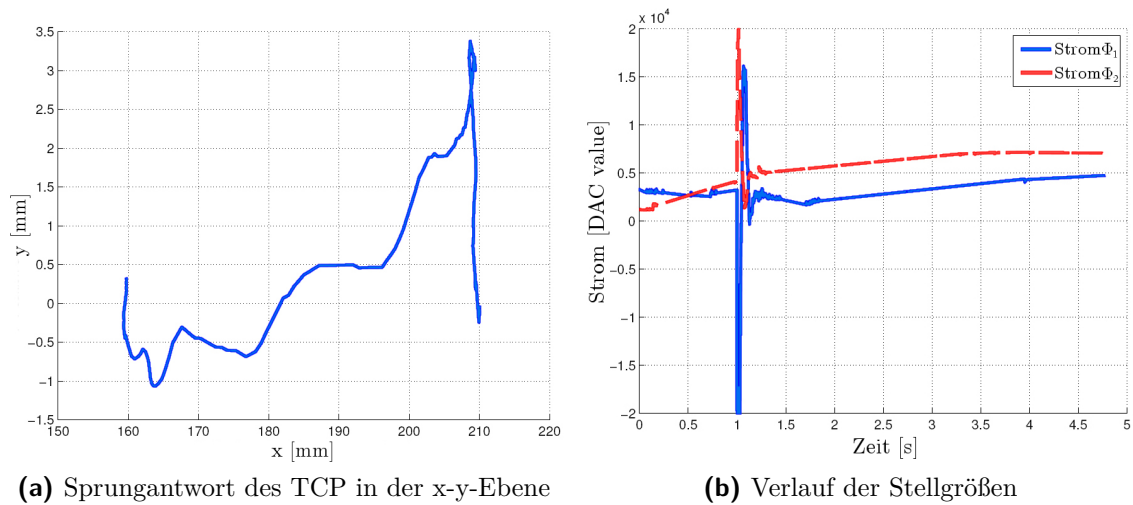
Die Bild 7.9 zeigt die Änderung der Winkel  $\varphi_{act,1}$  und  $\varphi_{act,2}$ . Dies ist die Antwort der SISO-Regler der beiden Armsegmente auf die Sprünge, welche die inverse Kinematik als Führungsgröße  $\varphi_{ref}$  für die beiden Segmente generiert hat. Die Winkel ändern sich bei einem Sprung des TCP in horizontaler Richtung gegenläufig. Da das zweite Segment ebenfalls durch die Bewegung des ersten Segments beschleunigt wird, ist in Bild 7.9b ein Überschwingen zu dem Zeitpunkt, an welchem der Regler des ersten Segments bremsend eingreift, zu erkennen.



**Abbildung 7.9:** Sprungantworten der geregelten Armsegmente bei einem horizontalen Sprung des TCP

Die dem Motorstrom der Elektromotoren proportionale Stellgröße  $u_{hd}$  ist in Bild 7.10b gezeigt.

Die Stellgröße ist bei der dargestellten Messung auf  $-20000 \leq u_{hd} \leq 20000$  beschränkt.



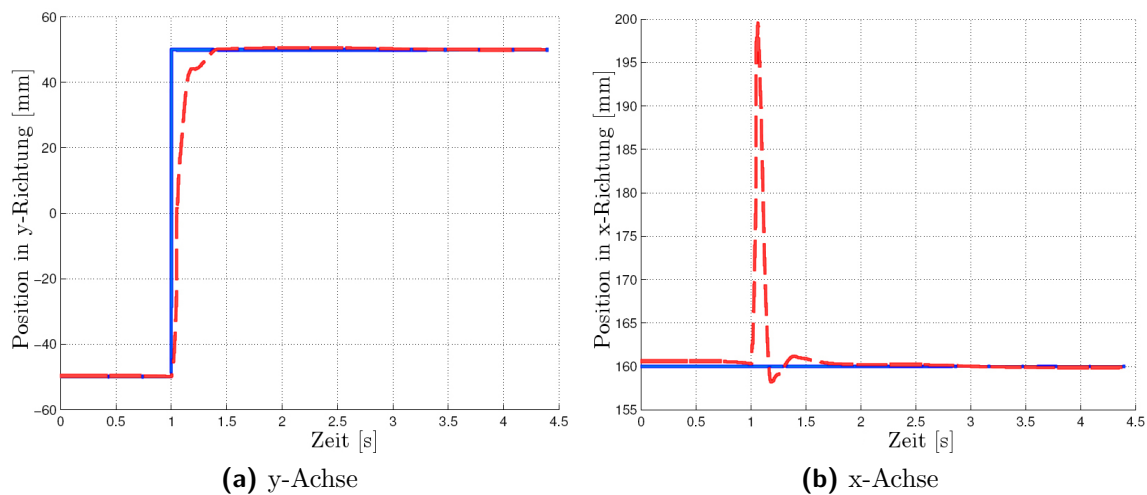
**Abbildung 7.10:** Sprungantworten und Motorströme der geregelten Armsegmente bei einem horizontalen Sprung des TCP

#### 7.2.4.2 Sprung in vertikaler Richtung

Bild 7.11 zeigt einen Sprung der Führungsgröße des TCP in Richtung der y-Achse um 100 mm nach oben. Die Führungsgröße springt von -50 mm auf +50 mm. Die Regelgröße erreicht nach ca. 0,4 s die gewünschte Position (siehe Bild 7.11a). Die Bilder 7.11b und 7.13a zeigen eine deutliche Abweichung von der Geraden zwischen Ausgangs- und Zielposition ( $x = 160$  mm). Im Gegensatz zum Sprung in horizontaler Richtung ändern sich die Winkel der beiden Segmente, wie in Bild 7.12 in gleicher Richtung. Dies führt aufgrund der Addition der Positionsfehler zu einer größeren Abweichung.

Für eine Trajektorienfolgeregelung müssten der Führungsgrößengenerator und die SISO-Regler durch einen Mehrgrößenregler (MIMO-Regler) ersetzt werden. Eine Alternative dazu ist die Filterung der Führungsgrößen für die SISO-Regler über einen Tiefpass. Da bei der Anwendung als intuitives Bedienkonzept keine sprungförmigen Führungsgrößen auftreten, ist dies nicht notwendig.

Die Bilder 7.12a und 7.12b stellen die Änderung der Winkel  $\varphi_{act,1}$  und  $\varphi_{act,2}$  sowie die jeweiligen Führungsgrößen dar.



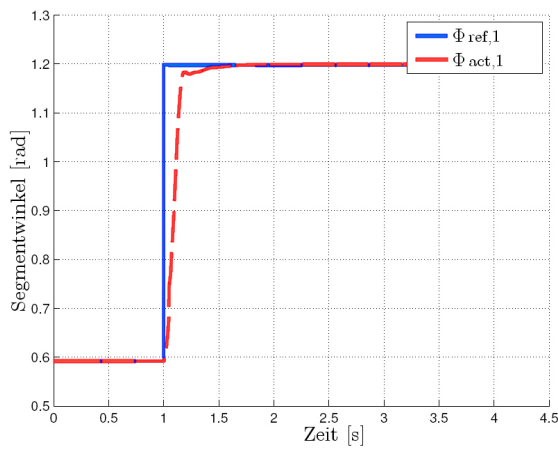
**Abbildung 7.11:** Sprungantwort des TCP bei einem vertikalen Sprung

Die Stellgrößen für die Elektromotoren sind in Bild 7.13b dargestellt. Die Stellgröße ist wie beim zuvor gezeigten Sprung in horizontaler Richtung auf  $-20000 \leq u_{hd} \leq 20000$  beschränkt.

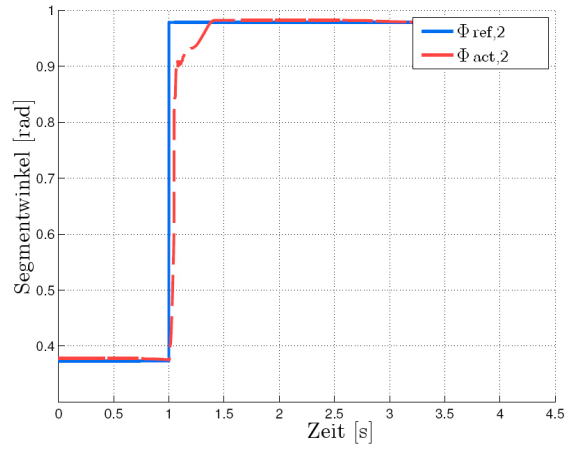
### 7.2.5 Diskussion

Die Regler für die Architektur des alternativen Bedienkonzepts müssen nicht nur die formalen Spezifikationen z. B. an die Regelgüte erfüllen, sondern aufgrund des Einsatzes als Bedienelement auch ein gutes Bedingefühl vermitteln. Dazu gehört, dass der Bediener weder ein Überschwingen noch die diskreten Änderungen der Führungs- oder Stellgröße spürt.

Der entworfene IMC-Regler für die Positionsregelung des aktiven Bediengeräts genügt den Anforderungen und kann im Gesamtsystem, bestehend aus Hydraulikbagger und haptischem Bediengerät, eingesetzt werden.

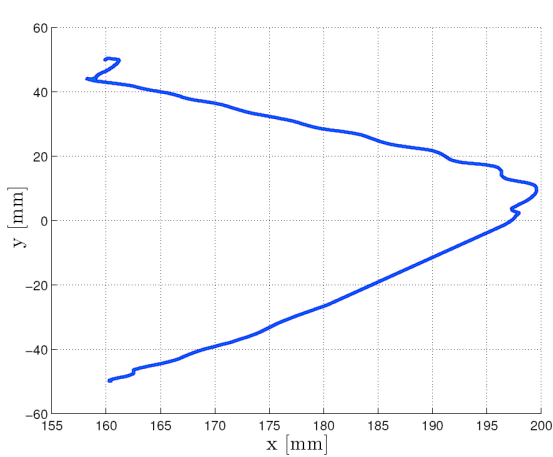


(a) Sprungantwort Segment 1

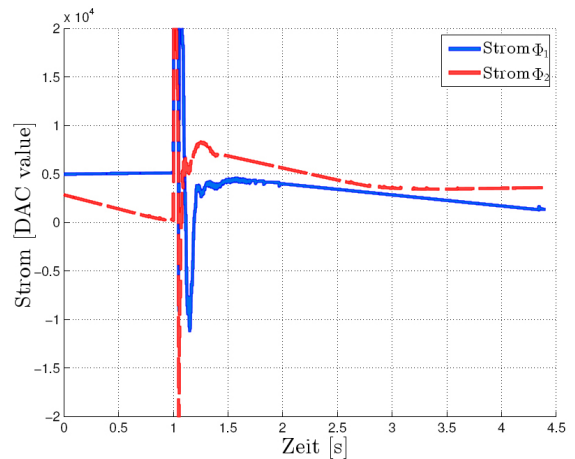


(b) Sprungantwort Segment 2

**Abbildung 7.12:** Sprungantworten der geregelten Armsegmente bei einem vertikalen Sprung des TCP



(a) Sprungantwort des TCP in der x-y-Ebene



(b) Verlauf der Stellgrößen

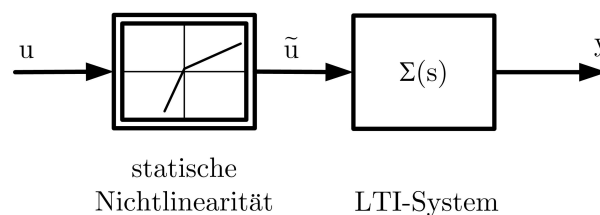
**Abbildung 7.13:** Sprungantworten und Motorströme der geregelten Armsegmente bei einem vertikalen Sprung des TCP

## 7.3 Regelung des Arbeitsarms des Baggers

Für die hydraulischen Aktoren des Arbeitsarms des Baggers werden ebenfalls SISO-Regler mit dem IMC-Entwurfsverfahren ausgelegt. Im Gegensatz zur Regelung des haptischen Bediengeräts ist die in Bild 6.7 dargestellte simple Methode zur Stellgrößenbeschränkung für die Regelung der Hydraulikzylinder ausreichend. In den Experimenten mit dem Versuchsbagger wurden keine Windup-Effekte festgestellt. Lediglich für die Geschwindigkeitsregelung des Drehwerks wird der alternative Ansatz verwendet.

### 7.3.1 Modellierung des Hydraulikbaggers

Die zu regelnden Strecken des Hydraulikbaggers werden als Hammerstein-Modelle abgebildet. Hammerstein-Modelle bestehen gemäß Bild 7.14 aus einer Reihenschaltung einer statischen Nichtlinearität und eines LTI-Systems. Die wichtigsten Nichtlinearitäten bei einem Hydraulikzylinder sind die unterschiedlichen Volumenströme in den Zylinder beim Aus- und Einfahren, bedingt durch die unterschiedlichen Kammer volumina. Weitere Nichtlinearitäten sind die verschieden ausgeführten Durchflussquerschnitte und Steuerkanten der Ventilschieber. Diese statischen Nichtlinearitäten werden durch die Volumenstrom-Geschwindigkeits-Kennlinien  $CC$  der einzelnen Aktoren abgebildet. Die Kennlinien sind in Bild 7.15 dargestellt. Außerdem kann der Volumenstrom in die Zylinder durch unterschiedliche Regenerationsmengen, abhängig davon, ob sich der Löffel in der Erde oder in der Luft befindet, bei gleicher Kolbenposition ebenfalls unterschiedlich sein.



**Abbildung 7.14:** Hammerstein-Modell

Nach [112] sind Übertragungsfunktionen, bestehend aus einem Integrator und einer Dynamik zweiter Ordnung, eine gute Approximation für Modelle elektrohydraulischer Systeme. Dies konnte durch den Vergleich von Messungen am Versuchsträger mit den modellierten Übertragungsfunktionen bestätigt werden. Als Modell des Hy-



draulikmotors für den Drehwerksantrieb zur Steuerung des Oberwagens wird das LTI-System

$$\tilde{\Sigma}_{\text{ex},zi} = \frac{k}{T_2 s^2 + T_1 s + 1}, i = 0 \quad (7.22)$$

verwendet. Für die Hydraulikzylinder von Ausleger, Stiel und Löffel wird das LTI-System

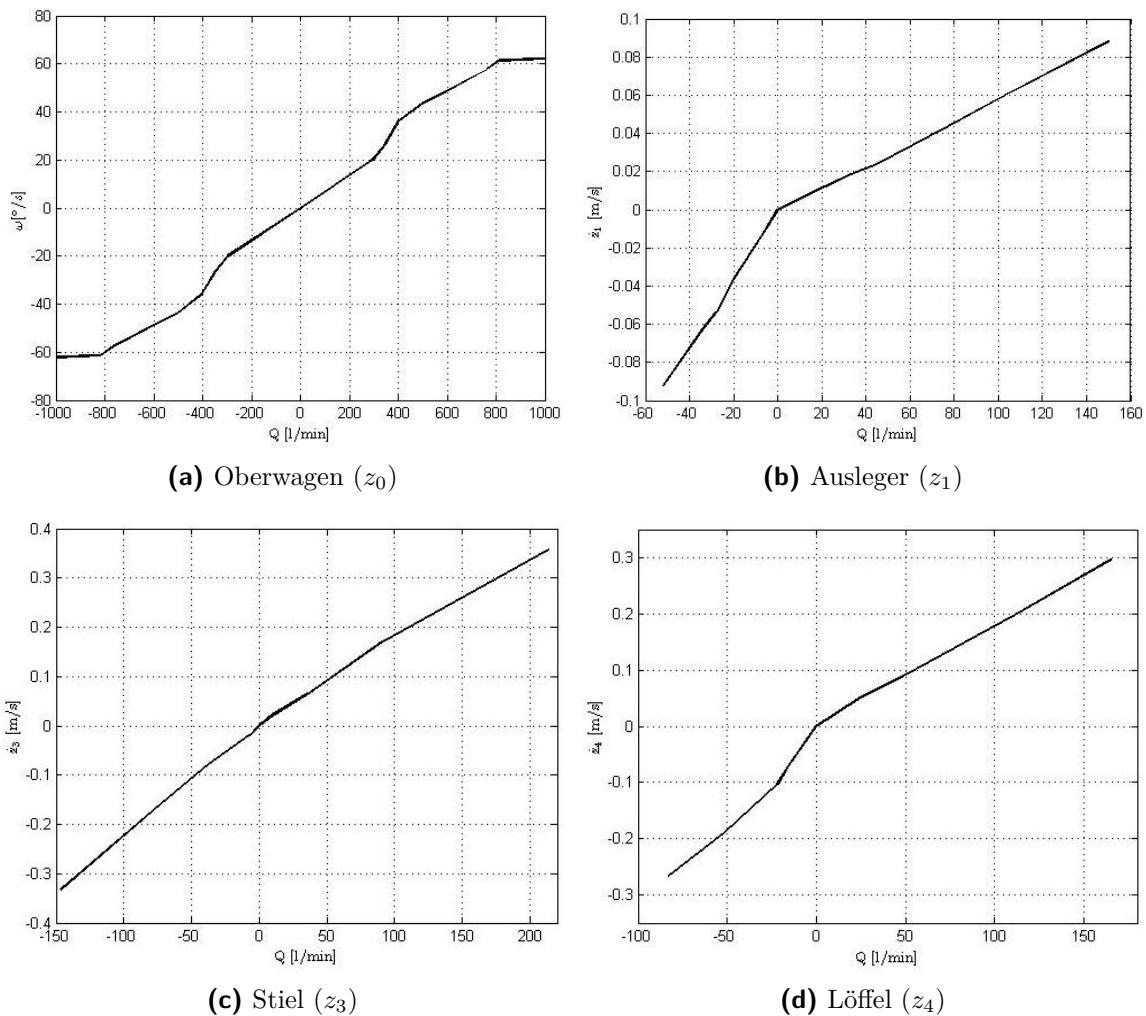
$$\tilde{\Sigma}_{\text{ex},zi} = \frac{k}{s(T_2 s^2 + T_1 s + 1)}, i \in \{1, 3, 4\} \quad (7.23)$$

für die Modellierung gewählt. Der Index  $zi$  bezeichnet den jeweiligen hydraulischen Aktor.  $z0$  ist der hydraulische Drehwerksantrieb,  $z1$  bis  $z4$  bezeichnen die Zylinder für Ausleger, Verstellausleger, Stiel und Löffel. Der Verstellausleger kann bei der verwendeten Versuchsmaschine nicht elektronisch vorgesteuert werden. Er wird für die Regelung nicht weiter berücksichtigt. Die Länge des Verstellauslegers wird am Versuchsbagger sensorisch erfasst und geht in die Berechnung der direkten und inversen Kinematik des Arbeitsarms ein.

Eingang der Modelle für die einzelnen Aktoren ist der Volumenstrom des Hydraulikfluids durch das Ventil in den Verbraucher. Ausgang ist die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{\text{act},z0}$  (Drehrate) bzw. die Zylinderlänge  $l_{\text{act},zi}$ . Zur Identifikation der Modelle werden die statische Verstärkung bei konstanter Anregung und das dynamische Verhalten durch Messungen der Sprungantwort am Versuchsbagger bestimmt. Die analog zu der in Abschnitt 7.2.1 beschriebenen Vorgehensweise identifizierten Parameter für die einzelnen Elemente sind in Tabelle 7.2 angegeben. Da die Verstärkung  $k$  bereits über die Kennlinien  $CC$  eingeht, beträgt sie in den für die Modellierung verwendeten LTI-Systemen 1.

**Tabelle 7.2:** Modellparameter für die Elemente des Hydraulikbaggers

Element	Index $i$	$k$	$T_1$	$T_2$
Oberwagen	0	1	0,7959	1,6025
Ausleger	1	1	0,14	0
Stiel	3	1	0,11	0
Löffel	4	1	0,1	0,01



**Abbildung 7.15:** Volumenstrom-Geschwindigkeits-Kennlinien  $CC$  der Aktoren des Baggers

### 7.3.2 Regelung der Hydraulikzylinder

Für die Hydraulikzylinder des Arbeitsarms erhält man unter Verwendung der Modelle  $\tilde{\Sigma}_{\text{ex},z_i}$  und des MATLAB-Skripts aus Abschnitt B.1 die IMC-Filter mit den Übertragungsfunktionen

$$F_{\text{ex},z_1} = F_{\text{ex},z_3} = \frac{1,5s + 1}{0,125s^3 + 0,75s^2 + 1,5s + 1} \quad , \quad (7.24)$$

$$F_{\text{ex},z_4} = \frac{2s + 1}{0,0625s^4 + 0,5s^3 + 1,5s^2 + 2s + 1} \quad (7.25)$$

und die Positionsregler

$$C_{\text{ex},z1}^* = \frac{1,68s^2 + 13,12s + 8}{s^2 + 6s} \quad , \quad (7.26)$$

$$C_{\text{ex},z3}^* = \frac{1,32s^2 + 12,88s + 8}{s^2 + 6s} \quad , \quad (7.27)$$

$$C_{\text{ex},z4}^* = \frac{0,32s^3 + 3,36s^2 + 33,6s + 16}{s^3 + 8s^2 + 24s} \quad . \quad (7.28)$$

Für die Regler aller Zylinder wird der Parameter  $\lambda = 2$  verwendet. Der Löffelzylinder  $z_4$  wird für die Regelung des TCP nicht benötigt. Allerdings soll bei dem vorgeschlagenen Bedienkonzept auch die Steuerung des Löffels durch den Fahrer mit dem Bedienelement für den Löffel erfolgen. Um die Bedienung möglichst einfach zu machen, wird der Löffel geregelt betrieben. Der Regler hält den Winkel zwischen Löffel und Erdboden konstant. Der Winkel wird beim vorgegebenen Bedienkonzept durch das über den Daumen drehbare Bedienelement (siehe Bild 4.6a) vorgegeben. An der Versuchsmaschine kann der Winkel wahlweise auch über die zwei Tasten des SensAble Phantom Omni eingestellt werden. Auf diese Weise erhält man implizit eine Assistenzfunktion zum Planieren, da der Bediener den Löffel beim Bewegen des TCP nicht manuell parallel zum Erdboden halten muss. Dies reduziert auch bei allen anderen Arbeitsaufgaben die Komplexität der Bedienung.

### 7.3.2.1 Regleroptimierung anhand des Bodediagramms

Bereits in der Simulation mit MATLAB unter Nutzung der identifizierten Modelle zeigt das Übertragungsverhalten des geschlossenen Regelkreises mit den entworfenen Reglern bei sprungförmiger Anregung ein deutliches Überschwingen. Neben der in Abschnitt 6.3 erwähnten Methode, das Überschwingen über ein Vorfilter zu minimieren, können die entworfenen Regler auch anhand des Bodediagramms optimiert werden. Exemplarisch wird dies für den Auslegerzylinder gezeigt. Die IMC-Filter  $F_{\text{ex}}$  der zuvor entworfenen IMC-Regler besitzen durch den verwendeten einzigen Filterpol  $\lambda = 2$  nur eine drei- bzw. vierfache Polstelle. Durch Verwendung verschiedener Pole mit unterschiedlichem Realteil (quasi durch „Auseinanderziehen“ der Pole) lässt sich das Verhalten des geschlossenen Regelkreises optimieren. Für die IMC-Regler der Hydraulikzylinder wird anstelle eines Entwurfsfilters  $F_{\text{des}}$  der Form

$$F_{\text{des}} = \frac{1}{\left(\frac{s}{\lambda} + 1\right)^{r+i}} \quad (7.29)$$

ein alternatives Entwurfsfilter  $F_{\text{des,al}}$  mit einem faktorisierten Filterpolynom mit  $r+i$  Faktoren verwendet:

$$F_{\text{des,al}} = \frac{1}{(\mu_1 + 1) \cdot (\mu_2 + 1) \cdot \dots \cdot (\mu_{r+i} + 1)} \quad . \quad (7.30)$$

Die Parameter  $\mu_1$  bis  $\mu_{r+i}$  können frei gewählt werden. Für die identifizierten Strecken der Aktoren des hydraulischen Arbeitsarms werden die in Tabelle 7.3 angegebenen Parameter benutzt.

**Tabelle 7.3:** Parameter für die Faktorisierung des Filterpolynoms

Parameter	$\mu_1$	$\mu_3$	$\mu_3$	$\mu_4$
Ausleger	$\frac{1}{20}$	1	1	0
Stiel	$\frac{1}{20}$	1	1	0
Löffel	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$

Die resultierenden Regler für die Hydraulikzylinder des Baggers lauten:

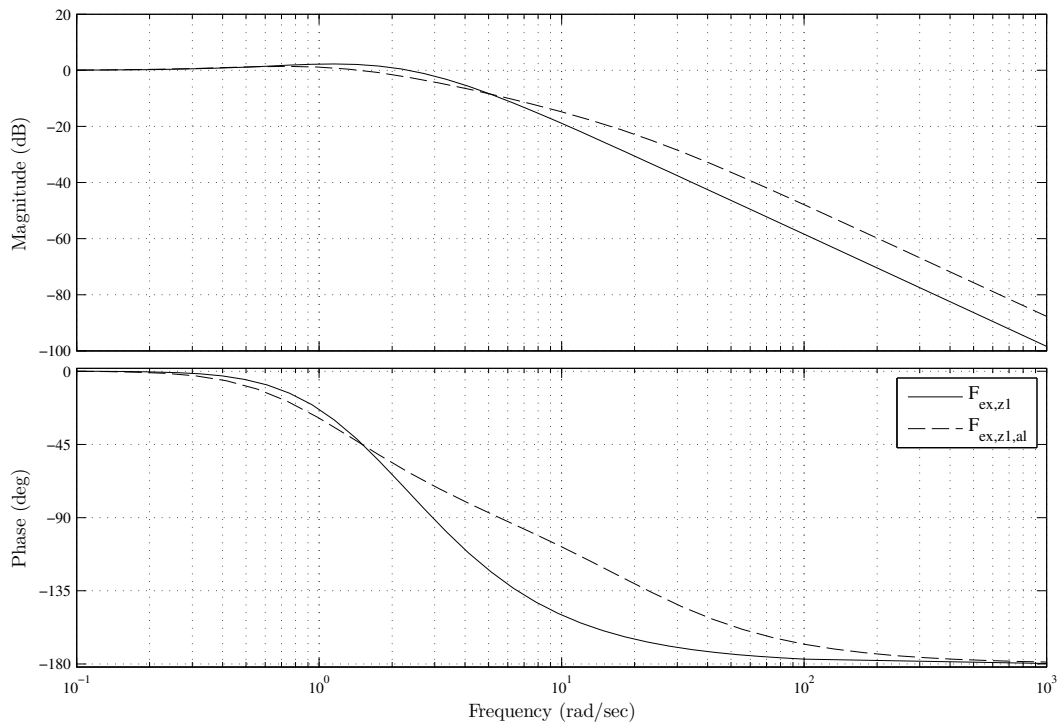
$$C_{\text{al,ex,z1}}^* = \frac{5,74s^2 + 43,8s + 20}{s^2 + 22s} \quad , \quad (7.31)$$

$$C_{\text{al,ex,z3}}^* = \frac{10,21s^2 + 103,5s + 96,8}{s^2 + 24,4s} \quad , \quad (7.32)$$

$$C_{\text{al,ex,z4}}^* = \frac{2,48s^3 + 26,4s^2 + 264s + 160}{s^3 + 26s^2 + 132s} \quad . \quad (7.33)$$

Der alternative Reglerentwurf in MATLAB ist in Abschnitt B.2 exemplarisch für den Löffelzylinder angegeben. Bei der Auslegung ist die Amplitudenverstärkung im Bodediagramm des Filters  $F_{\text{ex}}$  hilfreich. Zur Reduzierung des Überschwingens muss der Bereich mit positiver Verstärkung minimiert werden. Beispielhaft sind die Bodediagramme von  $F_{\text{ex,z1}}$  (Ausleger) und  $F_{\text{ex,z4}}$  (Löffel) in Bild 7.16 und Bild 7.17 dargestellt.

Die aus den alternativen Reglern  $C_{\text{al,ex}}^*$  resultierenden simulierten Sprungantworten im Vergleich zu den zuvor ausgelegten Reglern  $C_{\text{ex}}^*$  sind in Bild 7.18a und 7.18b zu



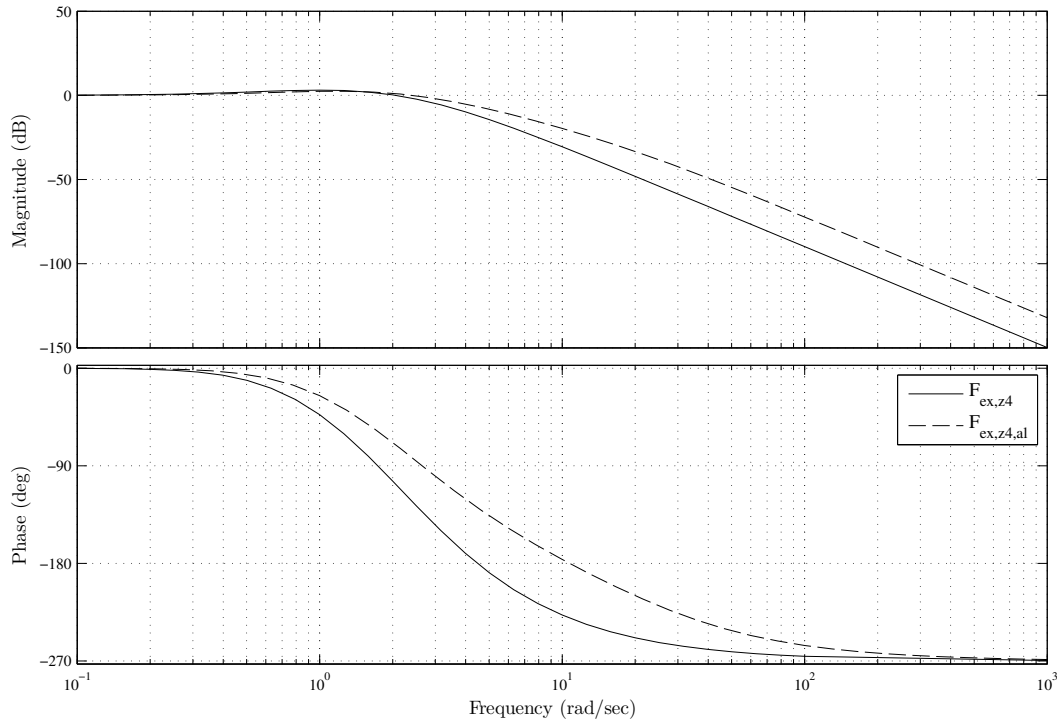
**Abbildung 7.16:** Bodediagramm des IMC-Filters  $F_{\text{ex},z1}$  (Ausleger)

sehen. Im nominellen Fall sind die Übertragungsfunktionen des geschlossenen Regelkreises und des Filters  $F_{\text{ex}}$  logischerweise gleich (siehe Abschnitt 6.1). Die Reduzierung des Überschwingens ist deutlich zu erkennen. Für die Implementierung an der Versuchsmaschine werden die alternativen, anhand des Bodediagramms optimierten Regler verwendet.

### 7.3.2.2 Entwurf eines Vorfilters

Um das Überschwingen bei sprungförmiger Anregung weiter zu reduzieren, werden für die alternativen Regler der Hydraulikzylinder  $C_{\text{al,ex}}^*$  gemäß Abschnitt 6.3 Vorfilter  $F_{\text{vor,ex}}$  entworfen. Ein Überschwingen ist aus Sicherheitsgründen bei den hydraulischen Aktoren des Versuchsbaggers nicht akzeptabel. Der hydraulische Manipulator könnte durch Überschwingen in unerlaubte Bereiche des Arbeitsraums eindringen und dadurch Sach- oder Personenschäden verursachen.

Die Auslegung erfolgt analog zu der Auslegung der Vorfilter für die Regelung der Elektromotoren des aktiven Bediengeräts in Abschnitt 7.2.2.2. Aus der dort angegebenen Entwurfsvorschrift folgen mit den Parametern  $\lambda_d = 6$  sowie  $r_d = 2$  für den Ausleger- und Stielzylinder und  $r_d = 3$  für den Löffelzylinder die Vorfilter:



**Abbildung 7.17:** Bodediagramm des IMC-Filters  $F_{\text{ex},z4}$  (Löffel)

$$F_{\text{vor,ex},1} = \frac{0,05s^3 + 1,1s^2 + 2,05s + 1}{0,5694s^3 + 0,7111s^2 + 2,383s + 1} \quad , \quad (7.34)$$

$$F_{\text{vor,ex},3} = \frac{0,01033s^3 + 0,2521s^2 + 0,9591s + 1}{0,02664s^3 + 0,3475s^2 + 1,292s + 1} \quad , \quad (7.35)$$

$$F_{\text{vor,ex},4} = \frac{0,00625s^4 + 0,1625s^3 + 0,825s^2 + 1,55s + 1}{0,007176s^4 + 0,1338s^3 + 0,8583s^2 + 2,05s + 1} \quad . \quad (7.36)$$

Im nominellen Fall entspricht auch die Sprungantwort des geschlossenen Regelkreises mit Vorfilter der Sprungantwort des in Bild 7.19 dargestellten Wunschverhaltens  $F_{\text{d,ex}}$  der hydraulischen Aktoren gemäß Gleichung 7.19.

Die am Versuchsbagger gemessene Sprungantwort des geregelten Auslegerzylinders ist in Bild 7.20 dargestellt. Die Sprunghöhe beträgt 0,1 m. Das leichte Überschwingen von ca. 0,01 m fällt in der Praxis kaum ins Gewicht, da es bei größeren Sprunghöhen nicht proportional ansteigt, sondern in etwa konstant bleibt. Der Vergleich der in Bild 7.18a dargestellten Simulation mit der Messung am realen System zeigt eine gute Übereinstimmung.

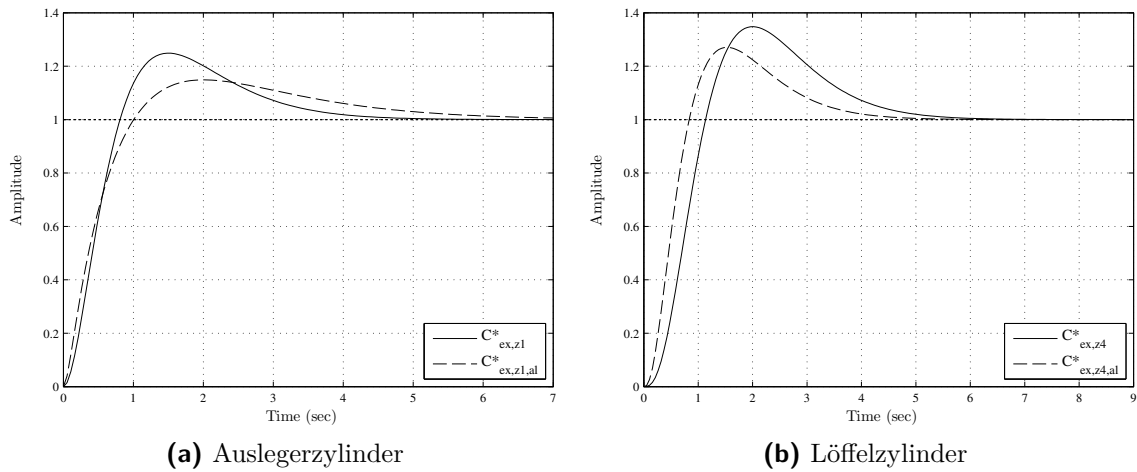


Abbildung 7.18: Simulierte Sprungantworten

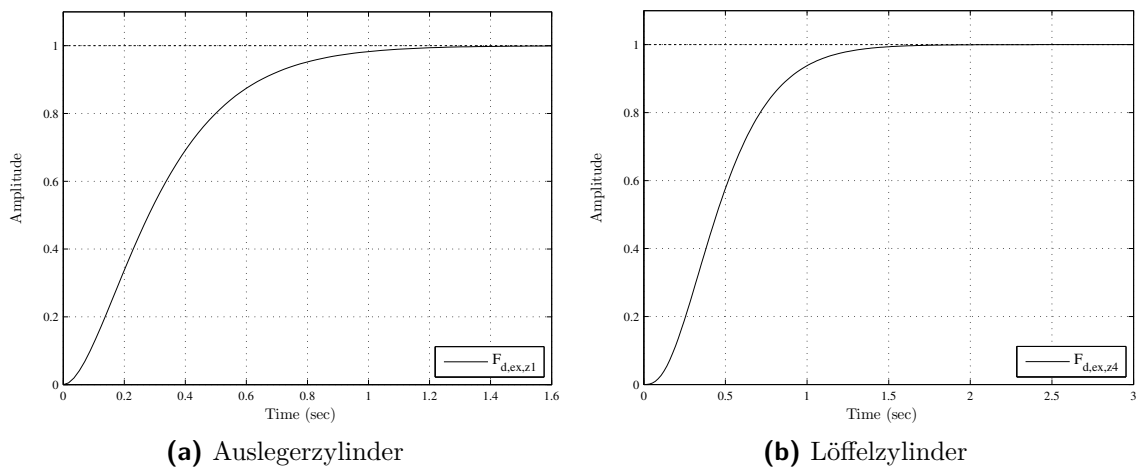


Abbildung 7.19: Simulierte Sprungantworten mit Vorfilter

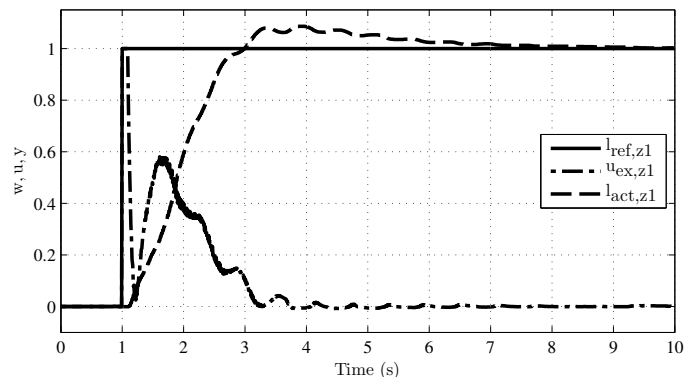


Abbildung 7.20: Sprungantwort des geregelten Auslegerzylinders

### 7.3.3 Regelung des Oberwagens

Für das entworfene Bedienkonzept werden zwei Regler für den Hydraulikmotor, der das Drehwerk antreibt, benötigt. Über das äußere Drehrad des in Bild 4.6b dargestellten Bedienelements für den Oberwagen kann der Bediener eine Geschwindigkeit, über das innere Drehrad eine Position vorgeben. Folglich müssen ein Geschwindigkeits- und ein Positionsregler entworfen werden.

Als Messgröße steht am Oberwagen des verwendeten Versuchsbaggers nur ein Drehratensensor zur Verfügung. Zur Bestimmung der Position wird das Messsignal integriert. Nach manueller Kalibrierung des Sensors war dessen Drift zumindest während der durchgeführten Messungen, die mehrere Minuten dauerten, vernachlässigbar klein.

Es werden für die Versuchsmaschine sowohl eine Geschwindigkeits- als auch ein Positionsregler entworfen. Da für die in Abschnitt 8 beschriebenen Probandentests als Bedienelement für die Drehung des Oberwagens der SpaceBall 5000 eingesetzt wurde, konnte der Oberwagen bei den Versuchen nur relativ, also über den Geschwindigkeitsregler, angesteuert werden. Der Positionsregler wurde am Versuchsbagger getestet, kam aber bei den Probandentests nicht zum Einsatz.

#### 7.3.3.1 Geschwindigkeitsregelung

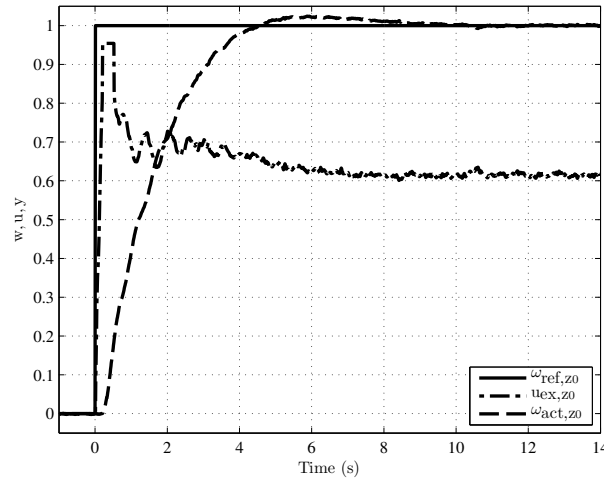
Das in Abschnitt 7.3.1 identifizierte Modell des Drehwerksantriebs liefert als Ausgangssignal die Drehrate  $\omega_{\text{act},z0}$ . Das Modell enthält, im Gegensatz zu den Modellen der übrigen Aktoren, keine reinen Integratoren. Also kann das in Abschnitt 6.1 erläuterte Verfahren zur IMC-Auslegung für Strecken ohne integrierendes Verhalten angewendet werden. Das zugehörige MATLAB-Skript zum IMC-Reglerentwurf findet sich in Abschnitt B.3. Die Übertragungsfunktion des entworfenen Reglers mit dem Entwurfsparameter  $\lambda = 2,5$  lautet:

$$C_{\text{ex},z0}^* = \frac{4,974s^2 + 10,02s + 6,25}{s^2 + 5s} \quad . \quad (7.37)$$

Für die benötigte Stellgrößenbeschränkung wird die in Abschnitt 6.4.2 vorgeschlagene alternative Methode verwendet, da die übrigen Methoden kein zufriedenstellendes Ergebnis liefern.

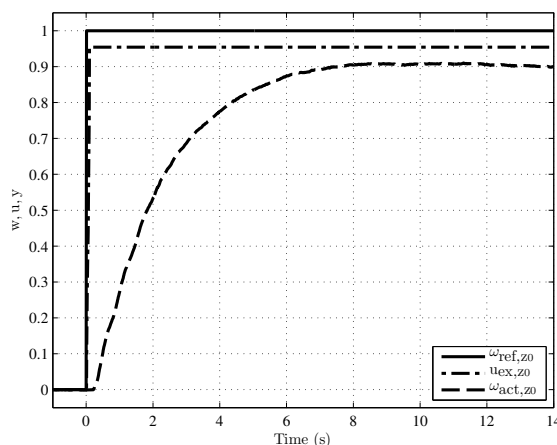


Bild 7.21 zeigt die Sprungantwort des Systems vom Stillstand auf eine Geschwindigkeit von  $37,2 \frac{\circ}{s}$ . Zusätzlich ist die Stellgröße  $u_{ex,z0}$  (nicht maßstabsgerecht) dargestellt. Die Güte des Reglers ist für die Anwendung ausreichend.

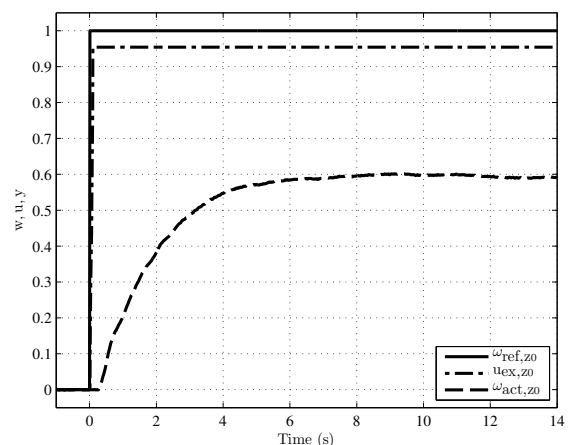


**Abbildung 7.21:** Sprungantwort des geschwindigkeitsgeregelt Drehwerks

Bild 7.22 zeigt einen Sprung der Führungsgröße vom Stillstand auf  $62 \frac{\circ}{s}$ . Diese Drehgeschwindigkeit kann selbst bei voller Drehzahl des Dieselmotors und somit maximaler Förderleistung der Hydraulikpumpe nicht erreicht werden. Bei der in Bild 7.22b dargestellten Messung wird zusätzlich die Drehzahl des Dieselmotors reduziert. Die daraus resultierende geringere Drehgeschwindigkeit des Oberwagens ist zu erkennen. Die Beschränkung der Stellgröße  $u_{ex,z0}$  ist in allen drei Bildern zu erkennen.



(a) Maximale Versorgung



(b) Unterversorgung (reduzierte Motordrehzahl)

**Abbildung 7.22:** Sprungantworten des Drehwerks bei Vorgabe einer vom Versuchs-bagger nicht erreichbaren Führungsgröße

### 7.3.3.2 Positionsregelung

Für die Positionsregelung des Oberwagens steht an der Versuchsmaschine nur das integrierte Signal des Drehratensensors zur Verfügung. Das Positionssignal, also der Drehwinkel des Oberwagens, wird mit  $\gamma_{z0}$  bezeichnet. Das Modell des Oberwagens wird über die Reihenschaltung des ursprünglichen Modells gemäß Gleichung (7.22) mit einem Integrator zu

$$\tilde{\Sigma}_{\text{ex},z0} = \frac{k}{s(T_2s^2 + T_1s + 1)} \quad (7.38)$$

Aus diesem Modell wird über das angegebene IMC-Entwurfsverfahren für Strecken mit integrierendem Verhalten mit dem Entwurfparameter  $\lambda = 2$  der Positionsregler

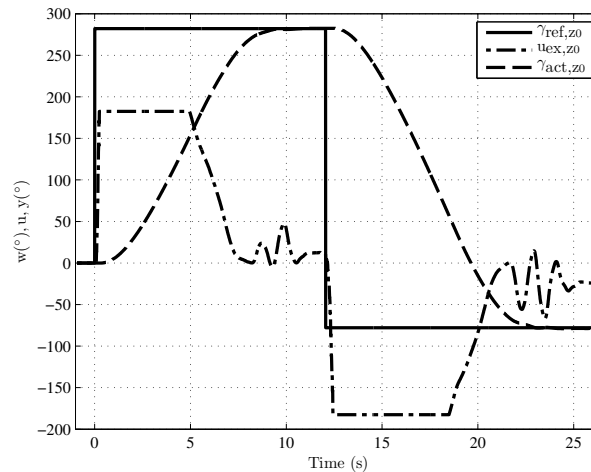
$$C_{\text{ex},z0}^* = \frac{25,47s^3 + 64,01s^2 + 57,64s + 16}{s^3 + 8s^2 + 24s} \quad (7.39)$$

generiert. Die Stellgrößenbeschränkung wird gemäß Bild 6.7 umgesetzt. Dabei wird die in Abschnitt 6.4.1 erwähnte Variante mit parallel implementiertem Integrator verwendet.

Bild 7.23 zeigt zwei Sprünge des positionsgeregelten Oberwagens. Mit der ersten Anregung verfährt der Oberwagen von  $0^\circ$  auf  $280^\circ$ . Danach wird der Oberwagen um  $360^\circ$  auf eine Endposition von  $-100^\circ$  geregelt. Der Winkel des Oberwagens  $\gamma_{\text{act},z0}$  folgt der Führungsgröße  $\gamma_{\text{ref},z0}$  wie gewünscht ohne Überschwingen. Die Beschränkung der ebenfalls dargestellten Stellgröße  $u_{\text{ex},z0}$  ist deutlich erkennbar.

### 7.3.4 Regelung des Tool Center Points des Arbeitsarms

Wie schon beim Bediengerät dient die inverse Kinematik gemäß Bild 7.1 als Führungsgrößengenerator. Die inverse Kinematik des Arbeitsarms wird in Abschnitt D.2 beschrieben. Die gemessene Länge des Verstellauslegerzylinders ( $z2$ ) geht als bekannte Größe in die Berechnung ein. Dadurch besitzt die Kinematik des Versuchsbaggers bei festem Verstellausleger keine Singularitäten. Bei einer prinzipiell möglichen, aber am Versuchsträger nicht implementierten, elektrohydraulischen Vorsteuerung des Verstellauslegers würde der Arm einen weiteren Freiheitsgrad erhalten. Dieser



**Abbildung 7.23:** Sprungantwort des positionsgeregelten Drehwerks

könnte z. B. für eine geschwindigkeits- oder energieoptimale Planung der Bahn des TCP verwendet werden.

Der TCP des Baggers wird in einer Ebene ( $x, y$  gemäß Bild 3.11) geregelt, da die dritte Komponente in  $z$ -Richtung beim vorgeschlagenen Bedienkonzept über das separate Bedienelement für den Oberwagen gesteuert wird. Prinzipiell ist auch eine Regelung im Raum ( $x, y, z$ ) problemlos möglich. Auch hier gilt, wie schon bei der Regelung des TCP des Bediengeräts erwähnt, dass die Trajektorie, auf welcher der TCP den Sollwert anfährt, aufgrund der nichtlinearen Kopplungen zwischen den Zylinderlängen und den Winkeln zwischen den Armsegmenten nicht beeinflusst werden kann (siehe auch [30]). Diese Nichtlinearitäten führen dazu, dass vorgegebene Trajektorien nur mit Abweichungen nachgefahren werden. Dies bedeutet, dass das gewählte Regelkonzept nur eingeschränkt für eine Bahnregelung (z. B. zur Realisierung einer automatisierten Planierfunktion) geeignet ist. Soll mit der gewählten Reglerarchitektur eine Trajektorienfolge realisiert werden, muss die Bahn über die Führungsgröße nicht sprungförmig auf den Endpunkt, sondern kontinuierlich oder zumindest kleinschrittig vorgegeben werden. Für die Umsetzung des intuitiven Bedienkonzepts stellt diese Problematik aber kein Hindernis dar.

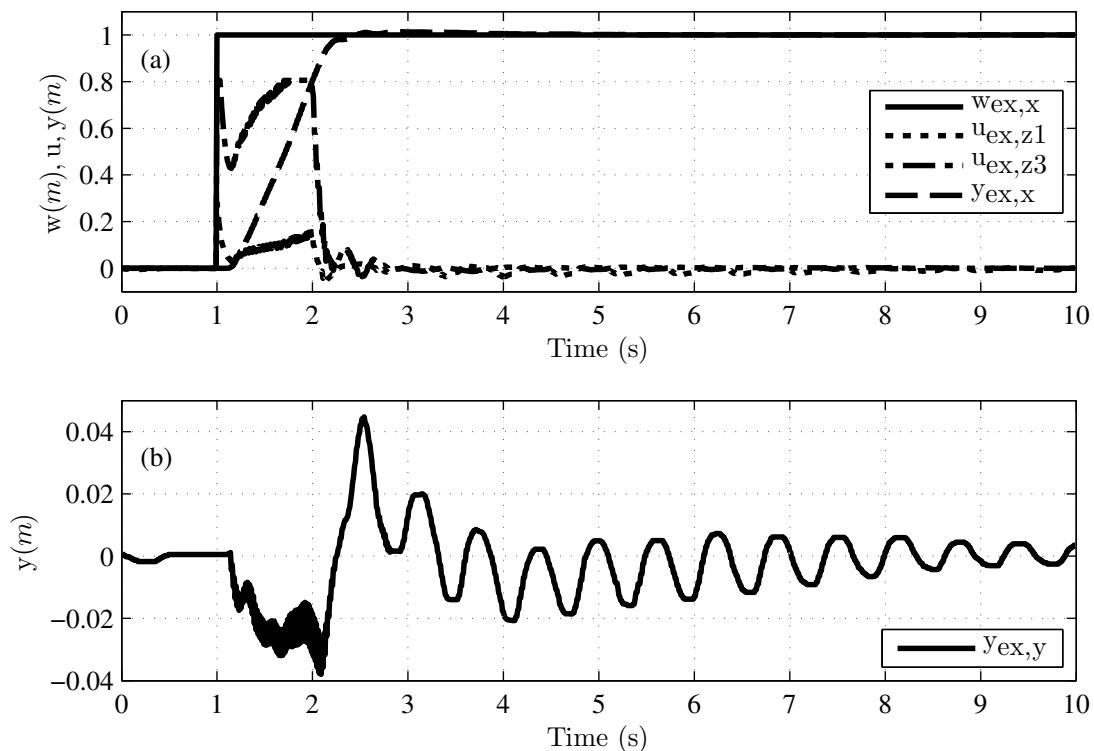
Die Regelung läuft am Versuchsbagger in Echtzeit auf der dSPACE Rapid-Control-Prototyping Hardware mit einer Abtastzeit von 10 ms. Die verwendeten Übertragungsfunktionen werden entsprechend diskretisiert. Der benötigte C-Code wird mithilfe des Softwarepakets Real-Time Workshop für MATLAB/Simulink generiert und auf die Rapid-Control-Prototyping Hardware geladen.

### 7.3.5 Experimentelle Ergebnisse der Regelung des Hydraulikbaggers

Die Qualität der Regelung wird experimentell über vorgegebene Sprünge der Führungsgröße des TCP in horizontaler (x-Richtung) und vertikaler (y-Richtung) Ebene betrachtet. Der Koordinatenursprung liegt in der Drehachse des Oberwagens auf Höhe des Schwerpunkts des Unterwagens (siehe Bild 3.11).

#### 7.3.5.1 Sprung in horizontaler Richtung

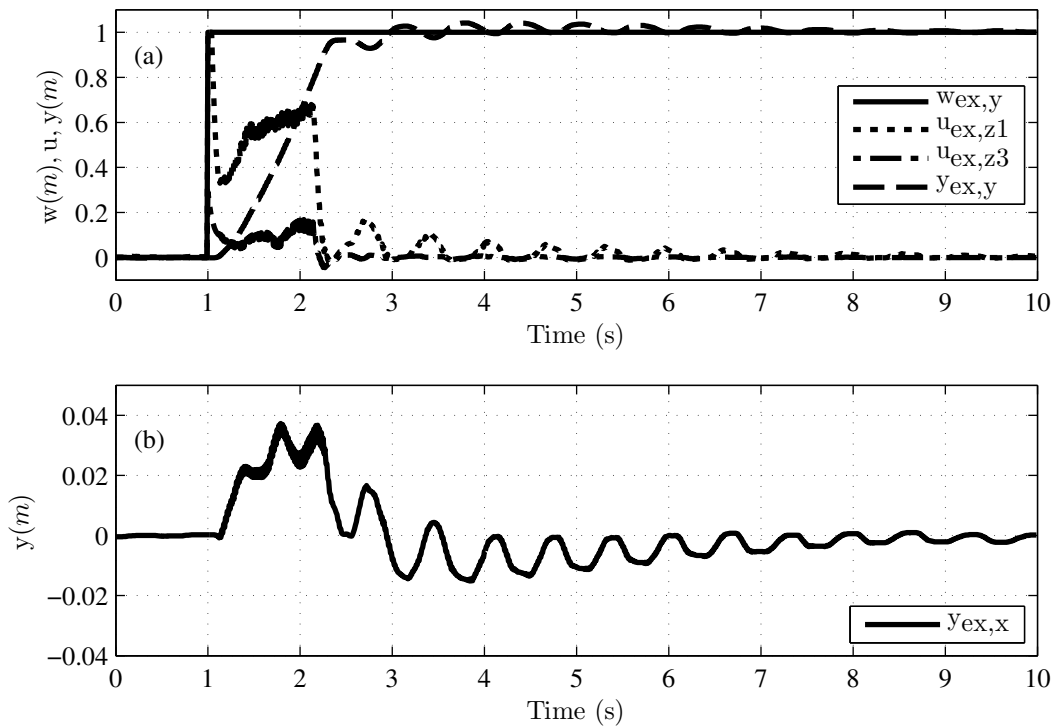
Die am Versuchsbagger gemessene Antwort des positionsgeregelten Arbeitsarms auf einen Sprung der Führungsgröße  $w_{ex,x}$  um 1 m in x-Richtung ist in Bild 7.24a dargestellt. Der TCP erreicht die vorgegebene Position bei dem Sprung von 5 m auf 6 m nach etwa 1,2 s. Die Stellgrößen für den Ausleger- und Stielzylinder ( $u_{ex,z1}$  bzw.  $u_{ex,z3}$ ) sind ebenfalls abgebildet. Erwartungsgemäß verfährt der TCP nicht auf einer Geraden zur Zielposition, wie in Bild 7.24b zu sehen ist. Der Positionsfehler in vertikaler Richtung y beträgt weniger als  $\pm 0,05$  m.



**Abbildung 7.24:** Sprungantwort in x-Richtung des hydraulischen Arbeitsarms

### 7.3.5.2 Sprung in vertikaler Richtung

Bild 7.25a zeigt einen Sprung der Führungsgröße  $w_{ex,y}$  des TCP in Richtung der y-Achse um 1 m nach oben. Im Koordinatensystem des Baggers wird ein Sprung von 0 m auf 1 m vorgegeben. Die Regelgröße  $y_{ex,y}$  erreicht nach ca. 1,2 s annähernd die gewünschte Position. Die exakte Position wird nach deutlich längerer Zeit erreicht. Begründet ist dies mit dem Einfluss der Schwerkraft auf den TCP. Der Positionsfehler in horizontaler Richtung x beträgt weniger als  $\pm 0,04$  m (siehe Bild 7.25b).



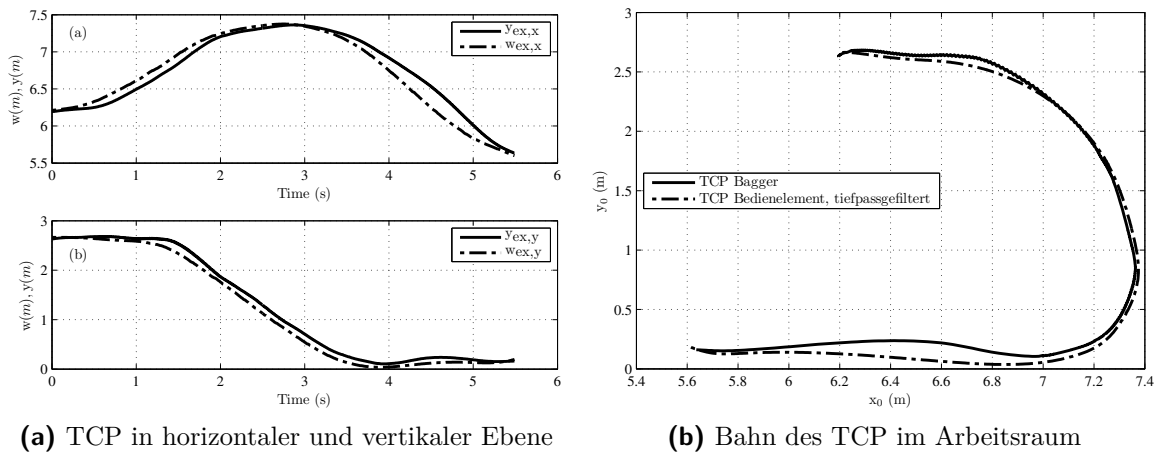
**Abbildung 7.25:** Sprungantwort in y-Richtung des hydraulischen Arbeitsarms

Die in den Bildern mit hoher Auflösung 7.24b und 7.25b zu erkennenden Schwingungen von etwa 1,5 Hz entsprechen der Eigenfrequenz des Versuchsträgers. Sie zeigen die Übertragung der Bewegung der auf den luftgefüllten Reifen schwingenden Maschine auf den Arbeitsarm.

## 7.4 Regelung des bilateralen Master-Slave-Systems

Für die Umsetzung des vorgeschlagenen Bedienkonzepts müssen die entworfenen Regler für Bagger und aktives Bediengerät auf der Rapid-Control-Prototyping Hardware

bzw. dem Windows-Rechner implementiert und gemäß Bild 7.1 verbunden werden. Das Verhalten dieses Master-Slave-Systems ist in Bild 7.26 gezeigt. Die dargestellten Positionssignale des Bediengeräts sind über einen zusätzlichen Tiefpass gefiltert. Dies ist notwendig, um die kleinen, hochfrequenten Bewegungen der Hand des Bedieners zu entfernen und eine glatte Führungsgröße  $w_{ex}$  für die Regelung des TCP des Baggers zu generieren. Bild 7.26a-a zeigt, wie der TCP der mit dem Bediengerät vorgegebenen Führungsgröße  $w_{ex,x}$  in der horizontalen Ebene folgt. In Bild 7.26a-b ist dies für die vertikale Richtung dargestellt. Die daraus resultierende Bahn im Arbeitsraum des Baggers, welche der Fahrer über das haptische Bediengerät vorgegeben hat, ist in Bild 7.26b zu sehen. Es sind die Trajektorien der TCPs von Bagger ( $y_{ex}$ ) und Bediengerät ( $y_{hd}$ ) eingezeichnet. Der TCP wird zunächst aus ca. 2,6 m Höhe auf Bodenhöhe gefahren und dann in Richtung Fahrerkabine gezogen. Dies ist eine typische Bewegung zum Füllen des Löffels mit Erdreich oder zum Planieren. Die angegebenen Maße ( $x_0$ ,  $y_0$ ) beziehen sich auf das in Bild 3.11 eingezeichnete am Unterwagen in der Drehachse des Oberwagens liegende Koordinatensystem.

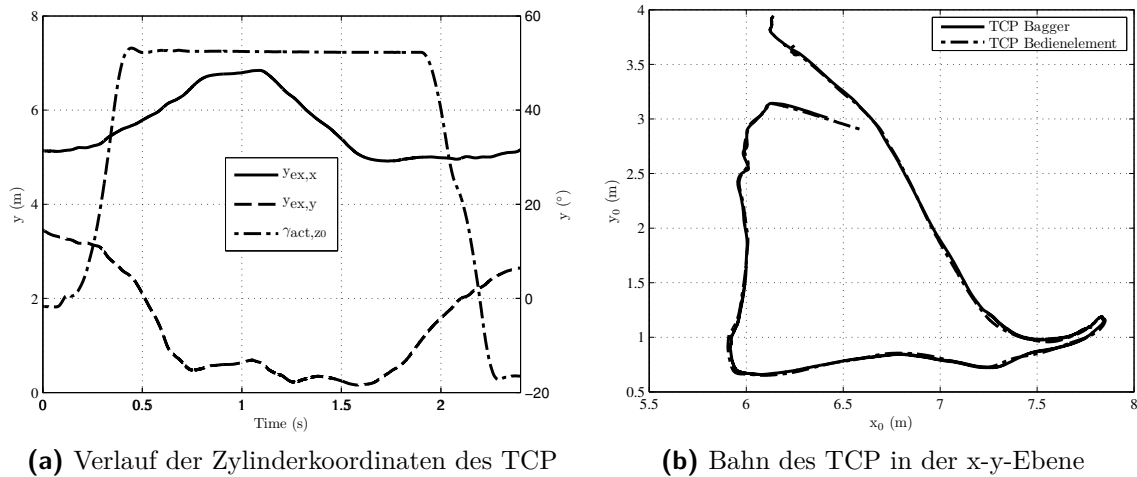


(a) TCP in horizontaler und vertikaler Ebene

(b) Bahn des TCP im Arbeitsraum

**Abbildung 7.26:** Regelung des Master-Slave-Systems

Bild 7.27 zeigt die am Versuchsbagger mit dem implementierten Bedienkonzept gemessene Aufnahme eines Ausschnitts aus einem typischen Arbeitszyklus inklusive Drehung des Oberwagens. Der Verlauf der einzelnen Zylinderkoordinaten  $y_{ex,x}$ ,  $y_{ex,y}$  und  $\gamma_{act,x0}$  ist in Bild 7.27a dargestellt. Der Bediener dreht den Oberwagen zunächst um ca.  $50^\circ$  nach links und senkt dann den Löffel auf Bodenhöhe ab. Anschließend wird der Arm ganz ausgefahren und dann in etwa parallel zum Boden in Richtung Fahrerkabine gezogen, um den Löffel zu füllen. Schließlich wird der Arm wieder angehoben und um ca.  $70^\circ$  nach rechts zur Abladestelle gedreht.



**Abbildung 7.27:** Regelung des Master-Slave-Systems und des Oberwagens

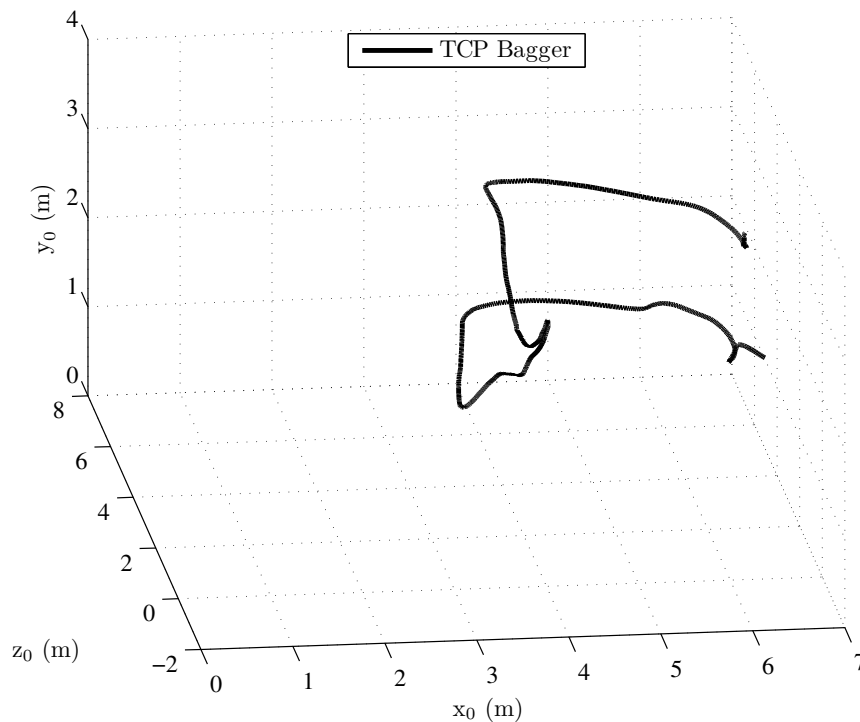
Die dreidimensionale Darstellung der Bahn des TCP im Arbeitsraum des Baggers ist in Bild 7.28 zu sehen. Die Drehachse des Oberwagens liegt im Koordinatenursprung.

## 7.5 Implementierung zusätzlicher haptischer Assistenzfunktionen

Bedingt durch die gewählte Architektur des geregelten Gesamtsystems bekommt der Bediener über das aktive Bediengerät bereits eine haptische Rückmeldung: Der Benutzer spürt, wenn der Arbeitsarm der Position des TCP des Bediengeräts nicht folgen kann, die aus der Regelabweichung resultierende Stellgröße als Kraft. Diese Kraft, welche den TCP des SensAble Phantom Omni auf die Position des TCP des Arbeitsarms zieht, kann vom Bediener als Trägheit der Maschine interpretiert werden.

Als zusätzliche haptische Assistenzfunktionen werden die in Bild 5.15 dargestellten Kennlinien auf die in Abschnitt 5.3.2 beschriebene Weise am Versuchsbagger implementiert. Die unterschiedlichen Systeme können über die Tasten des 3Dconnexion SpaceBall 5000 ausgewählt bzw. deaktiviert werden. Details zur Implementierung am Versuchsbagger finden sich ebenfalls in [55].

In Bild 7.29 wird das Verhalten der Maschine bei Aktivierung der verschiedenen implementierten haptischen Fahrerassistenzsysteme zum Planieren, für den Böschungs-



**Abbildung 7.28:** Bahn des TCP im Arbeitsraum

bau, für eine Arbeitsraumbeschränkung und zur Führung des Bedieners auf einer definierten Bahn gezeigt. In jedem Bild ist die Position des TCP des Baggers  $y_{ex}$  in dessen Arbeitsraum dargestellt.

Bild 7.29a zeigt einen Ausschnitt aus einer Messung, in welcher der Fahrer den Löffel bis zum Kontakt mit der virtuellen haptischen Begrenzung absenkt und dann mit dem Bedienelement bzw. dem Löffel auf der Begrenzung entlangfährt. Dies ist eine typische Bewegung, um z. B. den Boden zu planieren. Im Verlauf der Messung hebt der Bediener den Löffel zwischenzeitlich einmal von der fühlbaren Begrenzung ab und senkt ihn anschließend wieder bis zur Begrenzung. Am Ende des gezeigten Bedienvorgangs hebt er den Löffel nochmals.

Analog zur Planierfunktion stellt Bild 7.29b die implementierte Böschungsbaufunktion dar. Zu Beginn der Messung setzt der Fahrer den Löffel auf die schräge Ebene auf und hebt ihn am Ende wieder ab. Die Messung zeigt, dass der Bediener der vordefinierten Böschung einfach folgen kann, ohne die virtuellen Begrenzungen zu verletzen. Die Abweichung von der Solltrajektorie beim wiederholten Entlangfahren an der fühlbar hinterlegten Böschung beträgt weniger als  $\pm 0,05$  m. Diese Wiederholgenauigkeit ist für Erdbaumaschinen ausreichend. Die deutlich erkennbare Abweichung im Verlauf der Messung ist als absichtliches Durchbrechen der virtuellen



Begrenzung durch einen erhöhten Kraftaufwand auf das Bedienelement durch den Fahrer zu deuten.

Eine Begrenzung des Arbeitsraums des Baggers auf eine annähernd quadratische Fläche ist in Bild 7.29c dargestellt. Innerhalb der Begrenzungen können das Bedienelement und somit auch der hydraulische Arbeitsarm frei bewegt werden. Selbst die Ecken des Quadrats, also die Schnittpunkte der virtuellen Begrenzungen, sind vom Bediener im Experiment gut zu spüren und nachzufahren.

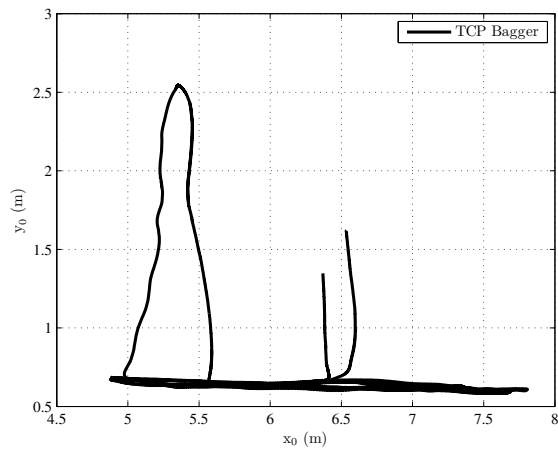
Eine Messung eines Tests der Bahnführung ist in Bild 7.29d zu sehen. Der Testfahrer wird haptisch auf der vordefinierten Trajektorie geführt. Die Bahn kann verlassen werden, allerdings ist dazu eine spürbar hohe Kraft notwendig. Da die Funktion über eine Führung zwischen zwei virtuellen Begrenzungslinien realisiert wird, kann das Bedienelement innerhalb dieser Führung von der Solltrajektorie abweichen.

Die Fotos in Bild 7.30 veranschaulichen die Positionen der virtuellen Begrenzungen bei den beschriebenen und an der Versuchsmaschine implementierten Assistenzfunktionen. Die virtuellen Begrenzungen wurden nachträglich in die Bilder eingefügt.

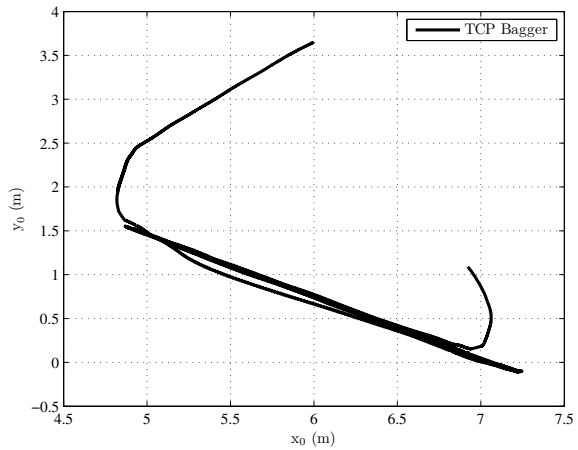
## 7.6 Zusammenfassung

Kapitel sieben erläutert die an der Versuchsmaschine implementierte Architektur zur Regelung des bilateralen Master-Slave-Systems bestehend aus aktivem Bedienelement und Hydraulikbagger. Die Modellierung der elektrischen Aktoren des verwendeten SensAble Phantom Omni sowie der hydraulischen Aktoren des Baggers wird beschrieben. Darauf aufbauend wird der IMC-Reglerentwurf für diese Strecken erläutert. Die in Abschnitt 6.4.2 vorgeschlagene alternative Stellgrößenbeschränkung wird am Beispiel der Regelung des Bedienelements demonstriert. Die verwendeten Übertragungsfunktionen für die Regler und die zusätzlichen Filter werden angegeben. Die Ergebnisse des Reglerentwurfs werden anhand experimenteller Messungen an der Versuchsmaschine diskutiert. Es werden sowohl Messergebnisse von Experimenten mit der Regelung der einzelnen Aktoren als auch von Experimenten mit der Regelung des jeweiligen TCP angegeben. Die Güte der entworfenen Regler wird den Anforderungen der Anwendung gerecht.

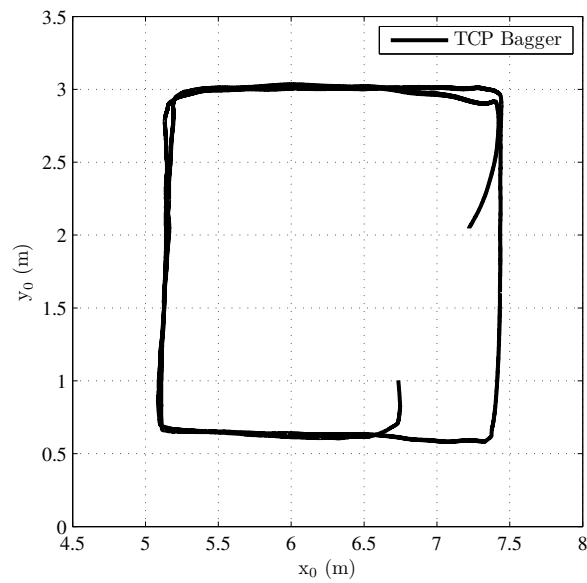
Die erfolgreiche Implementierung der haptischen Fahrerassistenzsysteme Planierfunktion, Böschungsbaufunktion, Arbeitsraumbeschränkung und Bahnführung wird ebenfalls durch Messungen am Versuchsbagger belegt.



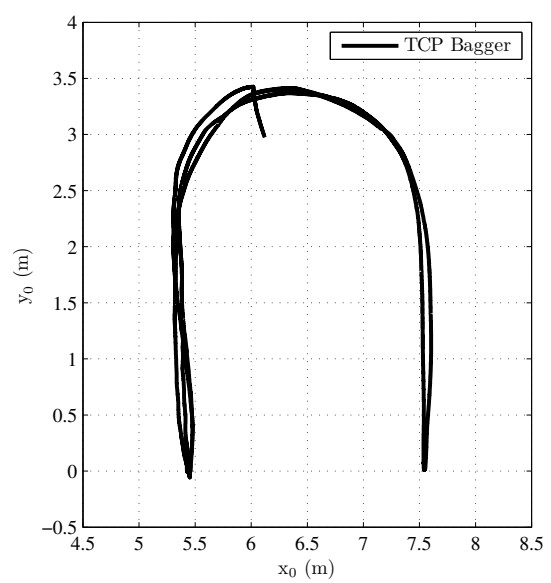
(a) Planierfunktion



(b) Böschungsbaufunktion



(c) Arbeitsraumbeschränkung



(d) Bahnführung

**Abbildung 7.29:** Am Versuchsträger implementierte haptische Assistenzfunktionen



(a) Planierfunktion



(b) Böschungsbaufunktion



(c) Arbeitsraumbeschränkung



(d) Bahnführung

**Abbildung 7.30:** Test der haptischen Assistenzfunktionen

## 8 Bewertung des Systems durch Probandentests

Ein Ziel des entworfenen Bedienkonzepts ist, die Bedienung von Hydraulikbaggern und verwandten Maschinen für ungeübte Bediener intuitiver, also einfacher und sicherer, zu machen. Die These, dass bewegungsgleiche Bedienelemente zu einer besseren Bedienbarkeit führen, muss überprüft und die zusätzlich implementierten haptischen Assistenzfunktionen müssen bewertet werden. Um die Bedienbarkeit und die haptischen Assistenzsysteme zu evaluieren, wurden Probandentests am Versuchsbagger durchgeführt. Das Experiment umfasste:

1. die Durchführung einer vorgegebenen Aufgabe durch die Probanden, in der das konventionelle Bedienkonzept gegen das neue Bedienkonzept getestet wurde,
2. eine Demonstration der haptischen Assistenzfunktionen (die Probanden konnten die Assistenzfunktionen selbst ausprobieren) und
3. die subjektive Bewertung der Systeme durch die Probanden über einen Fragebogen.

Die verwendeten Fragen finden sich in Abschnitt E.1. Zur Evaluierung des Experiments wird zum einen der Fragebogen ausgewertet, zum anderen werden Performanzmessungen genutzt, um Rückschlüsse auf die Bedienbarkeit zu ziehen. Im Folgenden werden das Versuchsdesign, die Durchführung und die Auswertung erläutert.

### 8.1 Intuitives Bedienkonzept

Das vorgeschlagene Bedienkonzept wurde in der in Abschnitt 4.5 beschriebenen Konfiguration von den Probanden an der Versuchsmaschine getestet. Anhand der durchgeführten Tests soll die Intuitivität des Bedienkonzepts und die daraus folgende einfachere Bedienbarkeit, insbesondere für unerfahrene Benutzer, überprüft werden.

Alle Versuchspersonen führten mit dem Versuchsbagger zuerst eine typische Arbeitsaufgabe mit der konventionellen Joystickbedienung aus. Die Arbeitsaufgabe bestand aus dem Arbeitszyklus:

1. Beladen des Löffels mit Schotter,
2. Drehung des Oberwagens um ca. 90° und gleichzeitiges Heben des Löffels über ein Hindernis,
3. Abladen des Schotters,
4. Zurückfahren des Arms in die Ausgangsposition und Start des nächsten Zyklus.

Im Anschluss führten die Probanden dieselbe Aufgabe mit dem neuen Bedienkonzept aus. Bei den Versuchspersonen handelte es sich um 12 männliche Personen ohne relevante vorherige Erfahrungen mit Hydraulikbaggern. Die Probanden bekamen zu Anfang der Versuche eine kurze Einweisung in die Funktionsweise der jeweiligen Bedienung.

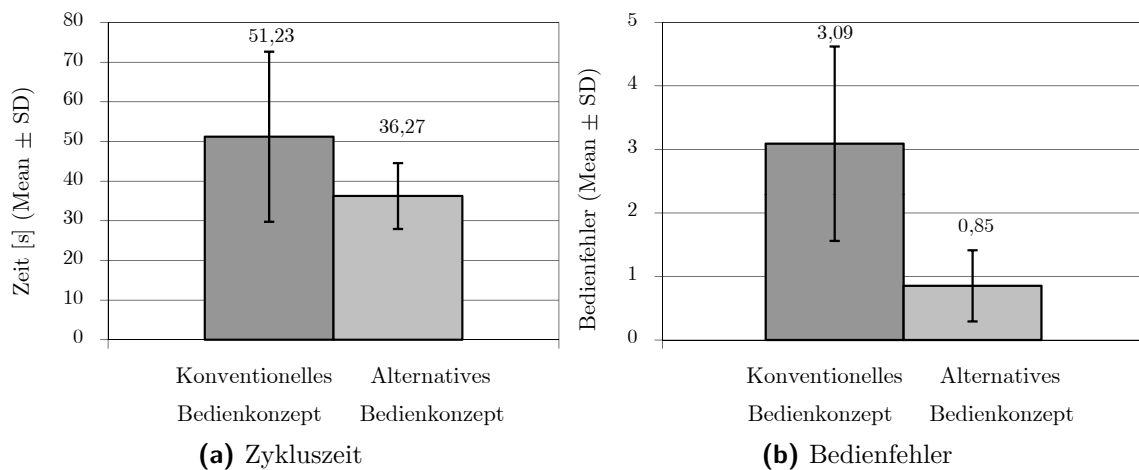
Bedingt durch den Aufwand, der mit dem Umbau zum Wechsel zwischen den beiden Bedienkonzepten verbunden war, war es nicht möglich, die Reihenfolge der Durchführung der beiden experimentellen Bedingungen auszubalancieren (z. B. durch Vertauschung der Reihenfolge der getesteten Bedienkonzepte bei der Hälfte der Versuchspersonen). Es führten alle Probanden das Experiment zunächst mit der konventionellen Bedienung durch. Daher kann nicht ausgeschlossen werden, dass die Performanz bei den Ergebnissen der Bedienung mit dem alternativen Konzept durch Lern- oder Trainingseffekte positiv beeinflusst wurde.

Für die spätere Auswertung der von den Probanden ausgeführten Arbeitszyklen wurden diese auf Video aufgezeichnet. Zusätzlich wurden die subjektiven Eindrücke der Probanden anhand des Fragebogens erfasst.

Für die Evaluierung des Bedienkonzepts werden als Messgrößen die benötigte Zeit pro Zyklus sowie die Anzahl der Bedienfehler betrachtet. Unter einem Bedienfehler wird die Bewegung des TCP in die falsche Richtung verstanden. Dies lässt sich durch die genau festgelegte Arbeitsaufgabe leicht erkennen. Gründe für Bedienfehler sind z. B. die versehentliche Auslenkung des falschen Joysticks, der falschen Joystickachse oder des jeweiligen Bedienelements in die falsche Richtung. Da bei der gestellten Aufgabe sehr schnell Lerneffekte feststellbar sind, wird zur Bewertung der Intuitivität lediglich der Mittelwert der ersten zwei Zyklen jedes Probanden ausgewertet. Dabei wird angenommen, dass sowohl eine geringere Zykluszeit als auch

weniger Bedienfehler Indikatoren für eine einfachere, intuitivere Bedienung sind. Die für die Auswertung verwendeten Messdaten sind in Abschnitt E.2 dokumentiert. Die Fragebogen werden ebenfalls ausgewertet. Allerdings erlaubt die Betrachtung der Performanz der Probanden bei der Ausführung der Arbeitsaufgabe im Vergleich zu den Fragebogen eine objektivere Beurteilung.

Bild 8.1 zeigt für beide Bedienkonzepte die deskriptiven Ergebnisse Mittelwert (Mean) und Standardabweichung (SD) für die beiden Messgrößen Zykluszeit und Bedienfehler. Die durchschnittliche Zykluszeit sowie insbesondere die Anzahl der Bedienfehler sind bei Verwendung des alternativen Bedienkonzepts deutlich geringer. Dies deutet darauf hin, dass das alternative Bedienkonzept die Steuerung der Maschine vereinfacht. Die Auswertung der Fragebogen zeigt, dass die unerfahrenen Probanden das alternative Bedienkonzept bzgl. Intuitivität und Einlernzeit auch subjektiv besser beurteilen als die Standardbedienung. Die Auswertung der Befragung findet sich in Abschnitt E.1.



**Abbildung 8.1:** Auswertung der Probandentests

Mit einem t-Test für Wiederholungsmessungen wurde getrennt für die beiden Messgrößen statistisch überprüft, ob zwischen den beiden Bedingungen, konventionelle Bedienung und alternative Bedienung, ein signifikanter Unterschied besteht. Unter Nutzung der Software SPSS Statistics wurde für beide Messgrößen, Zykluszeit und Anzahl der Bedienfehler, jeweils ein t-Test für gepaarte Stichproben auf einem Signifikanzniveau von 5% berechnet. Für die Ergebnisse der Versuche mit den 12 Probanden bezüglich der Zykluszeit ergab sich für die Prüfgröße  $t$  ein Wert von  $-3,324$  bei einer Irrtumswahrscheinlichkeit des Tests ( $p$ -Wert) von  $0,007$  ( $t(11) = -3,324; p = 0,007$ ). Für die Auswertung der Anzahl der

Bedienfehler wurde die Prüfgröße  $t = -6,588$  bei einem p-Wert von  $< 0,001$  ermittelt ( $t(11) = -6,588; p < 0,001$ ).

Da die aus den Messdaten ermittelte Irrtumswahrscheinlichkeit bei beiden Tests deutlich unterhalb des zuvor angenommenen Signifikanzniveaus liegt, zeigen die Probandentests signifikante Unterschiede zwischen konventioneller und neuer Bedienung. Eine detaillierte Erläuterung statistischer Auswertungen anhand von t-Tests findet sich in [13].

Die Ergebnisse der Experimente mit dem alternativen Bedienkonzept am Versuchsbagger korrelieren mit den Probandentests zur koordinierten Bedienung in [106, 161, 162].

## 8.2 Haptische Assistenzsysteme

Die in Abschnitt 7.5 beschriebenen und am Versuchsbagger implementierten haptischen Fahrerassistenzsysteme wurden ebenfalls von den unerfahrenen Bedienern getestet. Die Akzeptanz der Assistenzsysteme wurde bei den Versuchspersonen abgefragt. Die haptische Unterstützung wurde von den Bedienern subjektiv als sehr sinnvoll beurteilt (siehe Abschnitt E.1).

## 8.3 Zusammenfassung

Das vorgeschlagene alternative Bedienkonzept wird am Versuchsbagger mithilfe von Probandentests mit der herkömmlichen Joystickbedienung verglichen. Sowohl die Auswertung der benötigten Zeit für einen typischen Arbeitszyklus als auch die Häufigkeit des Auftretens von Bedienfehlern zeigen, dass das alternative Bedienkonzept die Intuitivität der Baggersteuerung verbessert. Auch die subjektive Bewertung der Testfahrer bestätigt dies.

Die implementierten haptischen Fahrerassistenzfunktionen wurden von den Probanden deutlich spürbar wahrgenommen. Sie wurden ebenfalls als sehr sinnvoll beurteilt.

Die Gruppe der Probanden bestand aus 12 unerfahrenen Bedienern. Die statistische Signifikanz der Ergebnisse wurde mit Hilfe eines t-Tests nachgewiesen. Für eine

umfassendere Beurteilung sollten die Tests dennoch mit einer höheren Anzahl an Probanden und auch mit erfahrenen Baggerfahrern wiederholt werden.



## 9 Diskussion und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde ein intuitives Master-Slave-Bedienkonzept für Hydraulikbagger vorgeschlagen. Dies beinhaltet ein neues Designkonzept für Bedienelemente, die anstelle der herkömmlichen Joysticks zur Steuerung der Maschine verwendet werden. Um dieses Konzept in einem Versuchsbagger zu implementieren, wurde eine IMC-basierte Reglerarchitektur für Master-Slave-Systeme entworfen. Ein bekannter Ansatz zur Auslegung von IMC-Reglern wurde auf integrierende Strecken erweitert und um eine Methode zur Stellgrößenbeschränkung ergänzt. Zur prototypischen Umsetzung wurden ein SensAble Phantom Omni und ein 3Dconnexion SpaceBall 5000 als Bediengeräte verwendet. Im intuitiven Bedienkonzept ist ein aktives Bedienelement als Master vorgesehen. Die Aktoren wurden zur ständigen Synchronisierung der Positionen von Master und Slave benötigt. Zusätzlich wurde das aktive Bedienelement verwendet, um haptische Fahrerassistenzfunktionen zu realisieren. Über eine dynamische Veränderung der Stellgrößenbeschränkung konnte das haptische Feedback generiert werden. Zur Bewertung des vorgeschlagenen Bedienkonzepts wurden Probandentests am Versuchsbagger durchgeführt, welche die Intuitivität des Konzepts bestätigten. Eine ausführliche englische Zusammenfassung der Arbeit findet sich in [70].

Im folgenden Teil des Ausblicks werden die Punkte

- intuitives Bedienkonzept,
- haptische Assistenzsysteme,
- IMC-Reglerarchitektur für bilaterale Master-Slave-Systeme

diskutiert und zukünftige Schritte angedacht.

Das intuitive Bedienkonzept wurde in dieser Arbeit anhand von virtuellen Modellen vorgestellt. Für einen Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen müssten in einem nächsten Schritt Funktionsprototypen entwickelt werden, die den Anforderungen, z. B. be-

züglich Robustheit und Lebensdauer, aus dem Bereich mobiler Maschinen entsprechen. Die Integration der Aktoren in die Mechanik des aktiven Bedienelements stellt eine hohe Herausforderung dar. Das gilt insbesondere, wenn das Bedienkonzept auch unter Kostengesichtspunkten betrachtet werden soll. Abhängig von Einsatz müssen sicherheitsrelevante Aspekte, wie z. B. eine redundante Auslegung von Bauteilen der Bedienelemente, berücksichtigt werden.

Das entworfene Bedienkonzept kann nicht nur für Bagger, sondern auch für ähnliche Master-Slave-Systeme, z. B. zur Telemanipulation, eingesetzt werden. Die durchgeführten Probandentests zur Bewertung der Intuitivität des Konzepts sind aufgrund der beschränkten Aufgabenstellung und der kleinen Anzahl an Probanden nur bedingt aussagekräftig. Vor weiteren Entwicklungen sollte das Konzept ausführlicher untersucht werden, um die Ergebnisse abzusichern.

Haptische Assistenzsysteme bieten ein großes Potenzial zur Verbesserung der Mensch-Maschine-Schnittstelle in mobilen Arbeitsmaschinen. Ein wichtiger Vorteil haptischer Systeme ist die Nutzung eines zusätzlichen Sinneskanals, der nicht durch Umgebungseinflüsse, wie Lärm oder Blendeffekte, beeinflusst wird. Auch unter dem Gesichtspunkt der Sicherheit wird ein Vorteil gegenüber anderen Assistenzsystemen, die in die Steuerung der Maschine eingreifen, deutlich: Dem Bediener wird zwar eine fühlbare Rückmeldung durch das Assistenzsystem gegeben, diese kann er aber bei Bedarf jederzeit manuell überstimmen. Das bedeutet, dass die Maschine nie autonom arbeitet und der Fahrer das Verhalten jederzeit beeinflussen kann. Dies ist beispielsweise bei Assistenzsystemen im Automobil (z. B. beim ESP oder noch offensichtlicher bei Systemen, welche das Fahrzeug in bestimmten Situationen automatisch abbremsen) nicht immer der Fall.

Für einen breiten Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen müssen geeignete aktive Stellteile und eine robuste Sensorik für die Arbeitsausrüstung entwickelt werden. Grundsätzlich hängt der Einsatz von aktiven Bedienelementen davon ab, ob sich elektrohydraulische Komponenten bei mobilen Arbeitsmaschinen durchsetzen. Davon ist aber zumindest auf mittelfristige Sicht vor dem Hintergrund der zunehmenden Automatisierung in allen Technologiefeldern auszugehen.

Die an der Versuchsmaschine implementierten Assistenzfunktionen konnten von den Bedienern sehr gut haptisch wahrgenommen werden. Die Systeme bieten – bei vorhandener Infrastruktur, wie z. B. auf der Maschine vorhandenen digitalen Karten der Umgebung – einen echten Mehrwert. So könnten z. B. Kartendaten direkt als virtuel-

le Begrenzungen interpretiert werden. Haptische Fahrerassistenzsysteme für mobile Arbeitsmaschinen vereinfachen die Bedienung, steigern die Produktivität und erhöhen die Sicherheit. Diese Vorteile stehen den Nachteilen einer steigenden Komplexität des technischen Gesamtsystems gegenüber. Dazu zählen zum einen die benötigte Reglerarchitektur und zum anderen die mechanisch aufwändigen aktiven Stellteile.

Mit der beschriebenen Bahnführung könnte prinzipiell auch der Verbrauch der Maschine gesenkt werden, wenn dem Bediener haptisch eine energieoptimale Trajektorie vorgeschlagen wird. Allerdings ist bisher noch nicht geklärt, wie diese Trajektorie berechnet werden soll. Eine Möglichkeit wäre die Vermeidung von kinetisch ungünstigen Stellungen des Arbeitsarms. Dazu zählt z. B. der Durchgang des Stiels durch die Vertikale, also das Umschalten des Stielzylinders von Bremsen auf Heben.

Die vorgeschlagene Reglerarchitektur auf Basis eines IMC-Entwurfs lieferte im Experiment gute Resultate. Die Reglerstruktur ist nicht nur für Bagger, Ladekrane und andere mobile Arbeitsmaschinen, sondern auch für Master-Slave-Systeme aus anderen Technologiefeldern, wie Telemanipulatoren in Robotik oder Medizintechnik, vorstellbar. Vor weiteren Entwicklungen sollte aber auch die Möglichkeit der Übertragung weiterer bekannter regelungstechnischer Systemarchitekturen für bilaterale Master-Slave-Systeme auf mobile Arbeitsmaschinen untersucht werden. Dazu könnten das aktive Bedienelement und der Versuchsbagger mit Kraftsensoren ausgerüstet werden. Dies würde neben alternativen – eventuell transparenten – Regelkonzepten auch weitere, andere Assistenzsysteme ermöglichen. Zu diesen Assistenzsystemen zählen z. B. das Graben, Planieren oder Greifen mit konstanter Kraft. Ein wichtiger Vorteil der vorgeschlagenen Lösung ist nichtsdestotrotz, dass sie völlig ohne Kraftsensoren auskommt. Robuste Kraftsensoren sind zwar nicht unbedingt ein hoher Kostenfaktor, die Montage am hydraulischen Arbeitsarm ist aber, z. B. aufgrund der Verkabelung, kritisch.

Das Reglerentwurfsverfahren IMC wurde aufgrund der einfachen und schnellen Implementierbarkeit an der Versuchsmaschine gewählt. Es ermöglicht die in Abschnitt 7.1.3 beschriebene zielgerichtete Vorgehensweise. Sie eignet sich insbesondere, wenn die zu regelnden Strecken schwer zu handhaben oder Versuche direkt am Versuchsträger teuer sind. Im vorliegenden Fall galt es, die Arbeiten an der aufgrund ihrer Größe unhandlichen Versuchsmaschine und aufgrund des für Entwicklungsarbeiten ungünstigen Umfeldes eines Steinbruchs zu minimieren. Ein weiterer Vorteil des IMC-Entwurfs ist die einfache Übertragung der Reglerarchitektur auf andere

Maschinentypen. Im besten Fall müssen nur die jeweiligen Strecken neu identifiziert und ein einziger Entwurfsparameter angepasst werden.

Insgesamt gilt sowohl für das hier vorgestellte haptisch unterstützte Bedienkonzept als auch für alle weiteren Entwicklungen in Richtung Teil- oder Vollautomatisierung von mobilen Arbeitsmaschinen, dass die Elektrohydraulik eine obligatorische Basis für den Einsatz digitaler Steuer- und Regelungstechnik darstellt. Sie muss nicht nur das Kosten- und Qualitätsniveau von hydraulisch-mechanischen Lösungen erreichen, was technologisch in Reichweite ist, sondern auch zusätzlichen Nutzen bringen, um von den Kunden akzeptiert zu werden. Neue Bedienkonzepte oder Fahrerassistenzsysteme, welche die Produktivität, die Sicherheit oder den Komfort der Maschinen erhöhen, können solchen Nutzen bieten. Wann und in welchen Bereichen sich alternative Bedienkonzepte und Assistenzsysteme durchsetzen werden, ist bisher unklar. Prinzipiell ist die Baumaschinenbranche als eher konservativ im Hinblick auf die Einführung neuer Technologien einzuschätzen. Im Bereich der Forstmaschinen ist die Automatisierung bereits deutlich weiter fortgeschritten. Schlussendlich entscheidet nicht nur die Verfügbarkeit einer Technologie, sondern vor allem der daraus generierte Kundennutzen darüber, ob sich Innovationen am Markt durchsetzen.

# A Überprüfung der internen Stabilität

## A.1 Berechnung der Übertragungsfunktionen

Im Folgenden wird beispielhaft die Berechnung der Übertragungsfunktion  $\frac{Y_{\text{hd}}(s)}{D_1(s)}$  bis  $\frac{Y_{\text{hd}}(s)}{D_6(s)}$  mit der Software Wolfram Mathematica 6.0 gezeigt. Die übrigen Elemente der Matrix  $\mathbf{G}_{\text{EA}}(s)$  lassen sich analog dazu bestimmen.

Für den Regelkreis des haptischen Bediengeräts gilt:

$$Y_{\text{hd}} = \Sigma_{\text{hd}}(W_{\text{op}} + U_{\text{hd}}) + D_{\text{env,hd,out}} \quad , \quad (\text{A.1})$$

$$U_{\text{hd}} = C_{\text{hd}}E_{\text{hd}} \quad , \quad (\text{A.2})$$

$$E_{\text{hd}} = W_{\text{hd}}^* - Y_{\text{hd}} \quad , \quad (\text{A.3})$$

$$W_{\text{hd}}^* = W_{\text{hd}}F_{\text{pre,hd}} \quad , \quad (\text{A.4})$$

$$W_{\text{hd}} = Y_{\text{ex}} \quad . \quad (\text{A.5})$$

Für den Regelkreis des Baggers gilt:

$$Y_{\text{ex}} = \Sigma_{\text{ex}}(D_{\text{env,ex,in}} + U_{\text{ex}}) + D_{\text{env,ex,out}} \quad , \quad (\text{A.6})$$

$$U_{\text{ex}} = C_{\text{ex}}E_{\text{ex}} \quad , \quad (\text{A.7})$$

$$E_{\text{ex}} = W_{\text{ex}}^* - Y_{\text{ex}} \quad , \quad (\text{A.8})$$

$$W_{\text{ex}}^* = W_{\text{ex}}F_{\text{pre,ex}} \quad , \quad (\text{A.9})$$

$$W_{\text{ex}} = Y_{\text{hd}} \quad . \quad (\text{A.10})$$

Für  $D_{\text{env,hd,out}} = D_{\text{env,ex,in}} = D_{\text{env,ex,out}} = 0$  folgt daraus nach dem Eliminieren der nicht benötigten Signale mithilfe des Befehls `Eliminate[]`

$$\begin{aligned} Y_{\text{hd}}(1 + C_{\text{hd}}\Sigma_{\text{hd}} + C_{\text{ex}}\Sigma_{\text{ex}}(1 + C_{\text{hd}}\Sigma_{\text{hd}}(1 - F_{\text{pre,ex}}F_{\text{pre,hd}}))) \\ = \Sigma_{\text{hd}}(D_3 + C_{\text{ex}}D_3\Sigma_{\text{ex}} + C_{\text{hd}}(D_2 + C_{\text{ex}}D_2\Sigma_{\text{ex}} + F_{\text{pre,hd}} \dots \\ \dots (D_1 + \Sigma_{\text{ex}}(D_6 + C_{\text{ex}}(D_1 + D_5 + D_4F_{\text{pre,ex}})))))) \quad . \quad (\text{A.11}) \end{aligned}$$

Die Lösung der Gleichung mithilfe des Befehls `Solve[]` nach dem Signal  $Y_{\text{hd}}$  liefert

$$\begin{aligned} Y_{\text{hd}} = \frac{-(\Sigma_{\text{hd}}(D_3 + C_{\text{ex}}D_3\Sigma_{\text{ex}} + C_{\text{hd}}(D_2 + C_{\text{ex}}D_2\Sigma_{\text{ex}} + \dots \dots \\ \dots \frac{\dots + F_{\text{pre,hd}}(D_1 + \Sigma_{\text{ex}}(D_6 + C_{\text{ex}}(D_1 + D_5 + D_4F_{\text{pre,ex}}))))))}{-1 - C_{\text{hd}}\Sigma_{\text{hd}} + \dots \\ \dots \frac{\dots + C_{\text{ex}}\Sigma_{\text{ex}}(-1 + C_{\text{hd}}\Sigma_{\text{hd}}(-1 + F_{\text{pre,ex}}F_{\text{pre,hd}}))}} \quad . \quad (\text{A.12}) \end{aligned}$$

Die Berechnung der partiellen Ableitung nach den jeweiligen Störsignalen  $D_1 - D_6$  mithilfe des Befehls `D[]` führt zu den gesuchten Übertragungsfunktionen  $G_{11}(s)$  bis  $G_{16}(s)$ .

Der vollständige Code zur Berechnung der Übertragungsfunktionen lautet:

```
e1 = yex == Sigmaex uex + denvexout;
e2 = uex == Cex eex + d6;
e3 = eex == wsternex - yex + d5;
e4 = wsternex == Fex wex;
e5 = wex == yhd + d4;
e6 = yhd == Sigmahd uhd + denvh dout;
e7 = uhd == Chd ehd + d3;
e8 = ehd == wsternhd - yhd + d2;
e9 = wsternhd == Fhd whd;
e10 = whd == yex + d1;

eqns = {e1, e2, e3, e4, e5, e6, e7, e8, e9, e10};

denvexout = 0;
denvh dout = 0;
```

```

eqnselim = Eliminate[eqns,
  {wex, wsternex, eex, uex, yex, whd, wsternhd, ehd, uhd}]
// FullSimplify

sol = yhd /. Solve[eqnselim, yhd] // FullSimplify

tf = Outer[D, {sol}, {d1, d2, d3, d4, d5, d6}] // FullSimplify

```

Die Nullstellen des Nennerpolynoms werden nach Einsetzen der verwendeten Modelle wie folgt bestimmt:

```

den = Denominator[tf][[1]][[1]][[1]]

Sigmaex = 1 / (0.14 s^2 + s);
Cex = (5.739999999999999 s^2 + 43.800000000000004 s + 20) /
  (s^2 + 22 s);
Fex = (0.05 s^3 + 1.1 s^2 + 2.05 s + 1) /
  (0.0569444444444444 s^3 + 0.7111111111111111 s^2 +
  2.3833333333333333 s + 1);
Sigmahd = 0.0004 / (0.07407 s^2 + s);
Chd = (8.888888888888888*10^5 s^2 + 2.385185185185185*10^7 s +
  1.6*10^8) / (s^2 + 120 s);
Fhd = (1.5625*10^-5 s^3 + 0.001875 s^2 + 0.075 s + 1) /
  (2.186588921282799*10^-7 s^4 + 4.883381924198251*10^-5 s^3 +
  0.003826530612245 s^2 + 0.117857142857143 s + 1);

Solve[den == 0, s]

```

## A.2 Übertragungsfunktionen des Master-Slave-Systems

Die folgenden Gleichungen geben die berechneten Elemente der Matrix  $\mathbf{G}_{EA}(s)$  an. Die Großbuchstaben bezeichnen die Laplacetransformierten der zeitabhängigen Signale.







# B Entwurf von Internal Model Controllern in MATLAB

## B.1 Internal Model Controller für das erste Segment des Bediengeräts

Das angegebene MATLAB-Skript berechnet aus einem Modell  $G_m$  einer Strecke mit integrierendem Verhalten die Übertragungsfunktion für den IMC-Regler  $C$  sowie das Vorfilter  $F_{pre}$ . Beispielhaft wird das Modell aus Gleichung (7.2) mit den Parametern für das erste Segment des SensAble Phantom Omni aus Tabelle 7.1 verwendet.

```
%% Initialisierung s

s = tf('s');

%% Modell

Gm = 0.0004 / (s*(1+s*0.07407));

%% Reglerentwurf

% Auslegung fuer Integratoren in der Strecke
i = 1; % Anzahl der Integratoren in der Strecke
r = 2; % Relativer Grad der Strecke (Anzahl der Pole - Anzahl
      der Nullstellen)
n = r + i; % Ordnung des Nennerpolynoms

% Entwurfsfilter Fdes (des = design)
lam = 40; % Filterpol (Entwurfsparameter)
```

```
Fdes = 1/((s/lam+1)^n); % Entwurfsfilter

% Berechnung der letzten i Summanden des Nennerpolynoms
[numFdes,denFdes]=tfdata(Fdes);
numF = denFdes{1,1}(1,end-i:end); % die letzten i Elemente
denF = denFdes;

% IMC-Filter
F = tf(numF,denF);
Ftot = feedback(F,1,+1);

% Regler
C = minreal(series(Ftot, inv(Gm)));

%% Entwurf Vorfilter

rd = 3; % relativer Grad von F (rd >= Grad von F)
lamd = 70; % Filterpol (Entwurfparameter)
Fd = 1/(s/lamd+1)^rd; % Wunschverhalten

Fpre = series(Fd, inv(F));
```

## B.2 Internal Model Controller für den Löffelzylinder

Das angegebene MATLAB-Skript berechnet aus einem Modell  $G_m$  einer Strecke mit integrierendem Verhalten die Übertragungsfunktion für den alternativen IMC-Regler  $C_{al}$ . Beispielhaft wird das Modell aus Gleichung (7.23) mit den Parametern für den Löffelzylinder aus Tabelle 7.2 verwendet.

```
%% Initialisierung s

s = tf('s');

%% Modell

Gm = 1 / (s*(1+0.1*s+0.01*s^2));
```

```

%% Alternativer Reglerentwurf mit unterschiedlichen Polen

% Alternatives Entwurfsfilter Faldes
a = 1/20;
b = 1/2;
c = 1/2;
d = 1/2;
% Faldes = 1/((s*a+1)*(s*b+1)*(s*c+1))*(s*d+1); % Filter der
    Ordnung r+i
% Faldes = 1 / (a*b*c*s^3+(a*b+a*c+b*c)*s^2+(a+b+c)*s+1);
% Faldes = 1 / ((a*b*c*s^3+(a*b+a*c+b*c)*s^2+(a+b+c)*s+1)*(s*d+1));
Faldes = 1 / ((a*b*c*s^3+(a*b+a*c+b*c)*s^2+(a+b+c)*s+1)*(s*d+1));

[numFaldes,denFaldes]=tfdata(Faldes);
numFal = denFaldes{1,1}(1,end-i:end); % die letzten i Elemente
denFal = denFaldes;

Fal = tf(numFalt,denFal);
Ftotal = feedback(Fal,1,+1);

% Regler
Cal = minreal(series(Ftotal, inv(Gm)));

```

## B.3 Internal Model Controller für den Oberwagen

Das angegebene MATLAB-Skript berechnet aus einem Modell  $G_m$  einer Strecke die Übertragungsfunktion für den IMC-Regler  $C$ . Beispielhaft wird das Modell aus Gleichung (7.23) mit den Parametern für den hydraulischen Drehwerksantrieb aus Tabelle 7.2 verwendet. Der entworfene Regler regelt die Drehgeschwindigkeit. Die Strecke zeigt im Gegensatz zu den vorher angegebenen Strecken kein integrierendes Verhalten.

```

%% Initialisierung s

s = tf('s');

```

```
%% Modell

Gm = 1 / (1 + 1.6025*s + 0.7959*s^2);

%% Reglerentwurf

r = 2; % Relativer Grad der Strecke (Anzahl der Pole - Anzahl der
      Nullstellen)

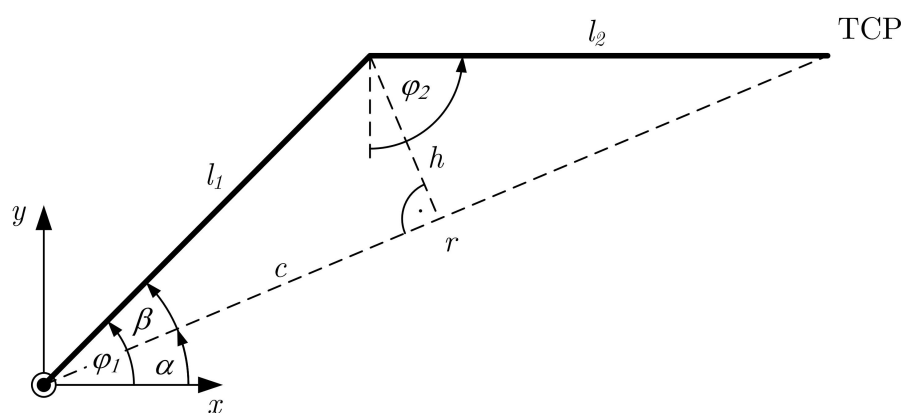
% Entwurfsfilter F
lam = 2.5; % Filterpol (Entwurfsparameter)
F = 1 / ((s/lam + 1)^r); % Entwurfsfilter

% IMC-Filter
Ftot = feedback(F, 1, +1);

% Regler
C = minreal(series(Ftot, inv(Gm)));
```

## C Kinematik des Bediengeräts

Die Kinematik des SensAble Phantom Omni ist aus Bild C.1 ersichtlich. Die Definition der Winkel  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  wurde vom Gerätehersteller übernommen.



**Abbildung C.1:** Kinematik des Arms des SensAble Phantom Omni

### C.1 Direkte Kinematik

Über die direkte Kinematik lässt sich die Position des TCP aus den Winkeln zwischen den Segmenten des Bediengeräts bestimmen (Vorwärtskinematik). Die direkte Kinematik für den TCP des Bedienelements lässt sich über die Gleichungen

$$x = l_1 \cos(\varphi_1) + l_2 \sin(\varphi_2) \quad , \quad (\text{C.1})$$

$$y = l_1 \sin(\varphi_1) - l_2 \cos(\varphi_2) \quad , \quad (\text{C.2})$$

bestimmen. Beim verwendeten Bediengerät SensAble Phantom Omni gilt  $l_1 = l_2 = 0,134$  m.

## C.2 Inverse Kinematik

Die inverse Kinematik berechnet aus der Position des TCP die Winkel  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$ .  
Mit den Gleichungen

$$\varphi_1 = \alpha + \beta \quad , \quad (\text{C.3})$$

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{2} + \alpha - \beta \quad (\text{C.4})$$

und

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} \quad , \quad (\text{C.5})$$

$$c = \frac{r}{2} \quad \text{für} \quad l_1 = l_2 \quad , \quad (\text{C.6})$$

$$h = \sqrt{l_1^2 - c^2} \quad , \quad (\text{C.7})$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{y}{x}\right) \quad , \quad (\text{C.8})$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{h}{c}\right) \quad (\text{C.9})$$

ergibt sich die inverse Kinematik für  $l_1 = l_2$  zu

$$\varphi_1 = \arctan\left(\frac{y}{x}\right) + \arctan\left(\sqrt{\left(\frac{2l_1}{\sqrt{x^2 + y^2}}\right)^2 - 1}\right) \quad , \quad (\text{C.10})$$

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{2} + \arctan\left(\frac{y}{x}\right) - \arctan\left(\sqrt{\left(\frac{2l_1}{\sqrt{x^2 + y^2}}\right)^2 - 1}\right) \quad . \quad (\text{C.11})$$

## D Kinematik des Arbeitsarms

Für die Regelung des hydraulischen Arbeitsarms ist die Berechnung der im Folgenden angegebenen direkten und inversen Kinematik notwendig. Gegeben sind die am Versuchsbagger über Seilzug-Wegsensoren gemessenen Zylinderlängen.

Die direkte Kinematik berechnet aus den gemessenen Längen der Hydraulikzylinder die Position des TCP sowie den Winkel der Löffelunterseite relativ zur Standfläche des Baggers (Vorwärtskinematik). Die inverse Kinematik berechnet aus Position und Winkel die Zylinderlängen (Rückwärtskinematik). Für die inverse Aufgabe existieren allgemein in Abhängigkeit vom Typ des Arms und von den Geometrieparametern keine, eine oder mehrere Lösungen. Da der Verstellausleger beim Arbeiten im Allgemeinen nicht verstellt wird und bei der verwendeten Versuchsmaschine nicht elektronisch angesteuert werden kann, wird der Winkel  $\varphi_2$  zwischen Ausleger und Verstellausleger als konstant angenommen. Damit ist die inverse Aufgabe für alle real möglichen Manipulatorstellungen eindeutig lösbar, d. h. es existiert genau eine Lösung.

Die Kinematik des Auslegers eines Hydraulikbaggers ist in allgemeiner Form in Bild 3.11 dargestellt. Es sind geometrisch wichtige Punkte sowie die verwendeten Koordinatensysteme eingezeichnet. Die in der Berechnung verwendeten Bezeichnungen sind in Bild D.1 aufgeführt. Durch die Geometrie fix vorgegebene Größen sind blau, veränderliche Größen rot eingezeichnet. Die Zylinderlängen werden mit  $z_i$ , andere Längen mit  $L$  bezeichnet. Die Winkel zwischen den einzelnen Elementen des Arbeitsarms werden mit  $\varphi_i$  bezeichnet. Diejenigen Winkel, die den Zylindern in dem aus der Zylinderaufhängung gebildeten Dreieck gegenüber liegen, heißen  $\zeta_i$ . Die Winkel  $\zeta_1$  bis  $\zeta_4$  sind nur von der Länge des jeweiligen Zylinders  $z_1$  bis  $z_4$  abhängig. Die Winkel  $\vartheta_i$  werden für die Berechnung der inversen Kinematik benötigt. Mit  $\alpha_i$  werden durch die Geometrie vorgegebene, nicht veränderliche Winkel benannt. Bei Punkten, Koordinatensystemen sowie festen Längen und Winkeln bezeichnet der erste Index  $i$  das zugehörige Armsegment (Oberwagen = 0, Ausleger = 1, Verstellausleger = 2,



Stiel = 3, Idler Link = 4, Power Link = 5, Löffel = 6). Der zweite Index nummeriert die einzelnen Größen.

## D.1 Direkte Kinematik

Die direkte Kinematik berechnet aus den durch die Wegsensoren gemessenen Längen  $z_1$  bis  $z_4$  die Position des TCP in der x-y-Ebene sowie den Winkel  $\varphi_{\text{bucket}}$  zwischen Löffelunterseite und der Standfläche des Baggers:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ \varphi_{\text{bucket}} \end{pmatrix} = f(z_1, z_2, z_3, z_4) \quad . \quad (\text{D.1})$$

Zur Lösung werden zunächst mit Hilfe des Kosinussatzes die Winkel  $\zeta_1$  bis  $\zeta_4$  aus den Zylinderlängen  $z_1$  bis  $z_4$ , danach über die festen Geometrieparameter die Winkel  $\varphi_1$  bis  $\varphi_4$  berechnet. Die Position des TCP wird aus

$$x = |\vec{C}_1| \cos(\varphi_1) + |\vec{C}_2| \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + |\vec{D}_3| \cos(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) \quad , \quad (\text{D.2})$$

$$y = |\vec{C}_1| \sin(\varphi_1) + |\vec{C}_2| \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + |\vec{D}_3| \sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) \quad (\text{D.3})$$

und der Winkel des Löffels aus

$$\varphi_{\text{bucket}} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 + \alpha_{61} \quad (\text{D.4})$$

bestimmt. Die Winkel  $\varphi_2$  und  $\varphi_3$  sind am Versuchsbagger negativ.

## D.2 Inverse Kinematik

Die inverse Kinematik berechnet aus der Position des TCP  $(x, y)$ , dem Winkel  $\varphi_{\text{bucket}}$  sowie der gemessenen Länge des Verstellauslegers  $z_2$  die Längen der übrigen Hydraulikzylinder  $z_1$ ,  $z_3$  und  $z_4$ :

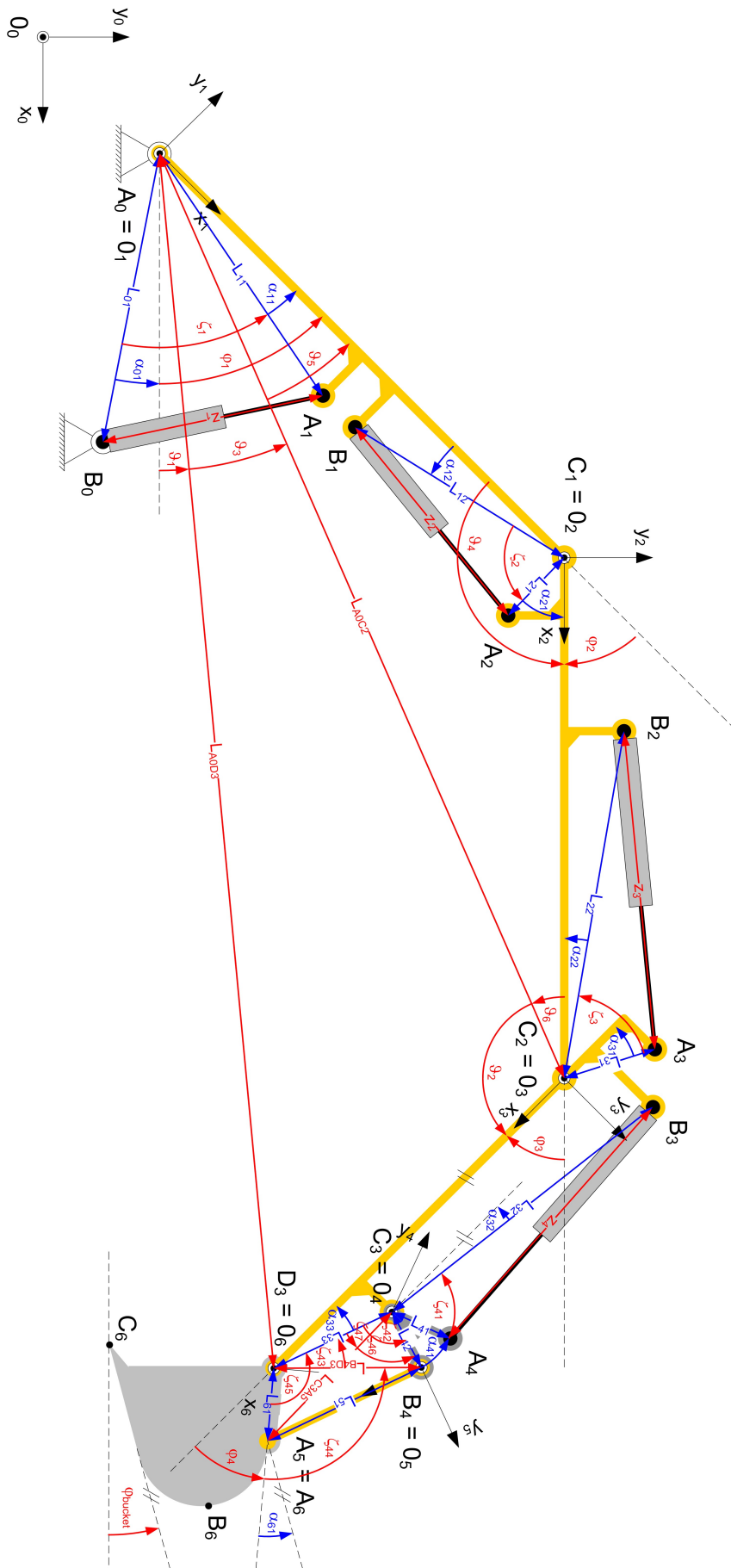


Abbildung D.1: Verwendete Bezeichnungen für die Berechnung der Baggerkinematik

$$\begin{pmatrix} z_1 \\ z_3 \\ z_4 \end{pmatrix} = f(x, y, z_2, \varphi_{\text{bucket}}) \quad . \quad (\text{D.5})$$

Die Länge des Verstellauslegers  $z_2$  geht als Messung in die Berechnung ein. Aus ihr lässt sich über den Kosinussatz der Winkel  $\varphi_2$  bestimmen. Die Winkel  $\varphi_1$  und  $\varphi_3$  werden mit Hilfe der Winkel  $\vartheta_i$  berechnet:

$$\varphi_1 = \text{sign}(y) \cdot \vartheta_1 + \vartheta_3 + \vartheta_5 \quad , \quad (\text{D.6})$$

$$\varphi_3 = -(\pi - \vartheta_2 - \vartheta_6) \quad . \quad (\text{D.7})$$

Aus den Winkeln  $\varphi_i$ ,  $\vartheta_i$  und fixen Geometriebedingungen können über den Kosinussatz die Zylinderlängen  $z_1$ ,  $z_3$  und  $z_4$  mit den Gleichungen

$$z_1 = \sqrt{-2 \cos(\zeta_1) L_{01} L_{11} + L_{01}^2 + L_{11}^2} \quad , \quad (\text{D.8})$$

$$z_3 = \sqrt{-2 \cos(\zeta_3) L_{22} L_{31} + L_{22}^2 + L_{31}^2} \quad , \quad (\text{D.9})$$

$$z_4 = \sqrt{-2 \cos(\zeta_{41}) L_{32} L_{41} + L_{32}^2 + L_{41}^2} \quad (\text{D.10})$$

bestimmt werden. Bei der Ermittlung von  $z_1$  und  $z_4$  ist eine Fallunterscheidung notwendig. In der Berechnung von  $z_1$  muss berücksichtigt werden, ob  $\vartheta_1$  negativ ist; bei der Berechnung von  $z_4$ , ob  $\zeta_{45}$  einen Winkel von  $180^\circ$  überschreitet. Um eine bedingte Anweisung (if-Abfrage) zu vermeiden, wurde die Fallunterscheidung im verwendeten MATLAB-Skript über die Signumfunktion realisiert.

# E Auswertung der Probandentests

## E.1 Fragebogen

Im verwendeten Fragebogen zur Auswertung der Probandentests wurden neben Daten zu den einzelnen Testpersonen, wie z. B. die Erfahrung mit Hydraulikbaggern, die folgenden drei Punkte zu beiden Bedienkonzepten (Standardbedienung und alternatives Bedienkonzept) abgefragt:

1. Bitte bewerten Sie die getesteten Bedienkonzepte hinsichtlich ihrer Intuitivität. Bitte berücksichtigen Sie dabei nicht die Bedienung des Löffels.
2. Wie lange benötigen Sie schätzungsweise, um die Maschine akzeptabel bedienen zu können?
3. Ich habe die haptischen Assistenzsysteme (Arbeitsraumbegrenzung, Planierfunktion) als sinnvolle Ergänzung zum Bedienkonzept empfunden.

In der ersten Frage wurde die Bedienung des Löffels explizit ausgeschlossen, da dieser im implementierten System nicht, wie vorgeschlagen, über ein Drehrad, sondern über zwei Tasten am Griff des SensAble Phantom Omni gesteuert wurde.

Zusätzlich zu den genannten Fragen konnten die Probanden Vor- und Nachteile des Systems benennen und weitere Anmerkungen bzw. Verbesserungsvorschläge abgeben. Die Antworten wurden mithilfe einer 6-stufigen Bewertungsskala gemäß Tabelle E.1 ausgewertet.

**Tabelle E.1:** Bewertungsmaßstäbe der einzelnen Fragen

Frage	6-stufige Bewertungsskala von 1 bis 6					
1	Sehr intuitiv (1) <i>bis</i> Nicht intuitiv (6)					
2	10 min (1)	1 h (2)	1 Tag (3)	1 Woche (4)	1 Monat (5)	1 Jahr (6)
3	Stimme zu (1) <i>bis</i> Stimme nicht zu (6)					

Tabelle E.2 zeigt die Mittelwerte der ausgewerteten Fragebögen.

**Tabelle E.2:** Auswertung der Fragebögen

Frage	Standardbedienung	Alternatives Bedienkonzept
1	4,67	1,17
2	3,67	1,67
3	nicht vorhanden	1,25

## E.2 Datenbasis

Tabelle E.3 enthält die aus den Experimenten ermittelte Datenbasis für die statistische Auswertung der Probandentests. Zusätzlich sind die Mittelwerte (Mean) und die Standardabweichungen (SD) angegeben.

**Tabelle E.3:** Datenbasis für die statistische Auswertung

Testfahrer	Ø Zykluszeit konventionelle Bedienung [s]	Ø Zykluszeit alternative Bedienung [s]	Ø Bedienfehler konventionelle Bedienung	Ø Bedienfehler alternative Bedienung
1	32,00	28,00	2,0	0,5
2	53,00	29,50	3,7	0,5
3	45,25	40,70	3,0	1,0
4	51,00	41,50	3,0	1,0
5	41,50	38,50	2,3	1,0
6	58,50	45,00	4,5	0,3
7	39,00	34,50	2,7	1,0
8	31,50	28,50	1,0	0,1
9	19,00	20,00	0,5	0,1
10	72,50	38,50	4,7	1,5
11	79,00	42,00	4,0	1,3
12	92,50	48,50	5,75	1,9
Mean	51,23	36,27	3,09	0,85
SD	21,45	8,30	1,53	0,56

## Literaturverzeichnis

- [1] 3DCONNEXION GMBH: SpaceBall 5000: Premium Motion Controller / 3Dconnexion GmbH. Los Gatos, 2003. – Datenblatt
- [2] ADAMS, Richard H. ; GROSS, Alan E. ; JELATIS, Demetrius G. ; JENNRICH, Carleton E. ; MAROHL, Rudolph O.: System for the Performance of Activity in Space / Sargent Industries. 1989 (US 4831531). – Patent
- [3] ALLEN, William E. ; ANDERSON, Paul D. ; BRADBURY, Walter J. ; HADANK, John M. ; LEAGUE, Richard B.: Coordinated Control for a Work Implement / Caterpillar Inc. 1992 (US 5160239). – Patent
- [4] ALLEN, William E. ; ANDERSON, Paul D. ; BRADBURY, Walter J. ; HADANK, John M. ; LEAGUE, Richard B.: Coordinated Control for a Work Implement / Caterpillar Inc. 1995 (US 5424623). – Patent
- [5] ANDERSON, Robert J. ; SPONG, Mark W.: Bilateral Control of Teleoperators with Time Delay. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 34 (1989), Nr. 5, S. 494–501
- [6] ANOYMUS: A remotely operated excavator. In: *Nuclear Engineering International* 1 (1992), S. 41–43
- [7] AUGUSTINE, Albert W.: Tactile Feedback System for a Remotely Controlled Work Machine / Caterpillar Inc. 2005 (US 6836982 B1). – Patent
- [8] AZORÍN, José M. ; SABATER, José M. ; GARCÍA, Nicolás M. ; PÉREZ, Carlos ; ARACIL, Rafael: Transparency in the Bilateral Control Methodology by State Convergence. In: *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Control Applications*, 2006, S. 175–180
- [9] BERGER, Alan D. ; DIX, Peter J. ; CHAN, Danley C. ; GRUPKA, James M.: Electronic Control for a Two-Axis Work Implement / Case Corporation. 2001 (US 6233511 B1). – Patent

- 
- [10] BERGER, Alan D. ; PATEL, Ketan B.: Electronic Coordinated Control for a Two-Axis Work Implement / Case Corporation. 2000 (US 6115660). – Patent
- [11] BETHEA, Brian T. ; OKAMURA, Allison M. ; KITAGAWA, Masaya ; FITTON, Torin P. ; CATTANEO, Stephen M. ; GOTT, Vincent L. ; BAUMGARTNER, William A. ; YUH, David D.: Application of Haptic Feedback to Robotic Surgery. In: *Journal of Laparoendoscopic & Advanced Surgical Techniques* 14 (2004), Nr. 3, S. 191–195
- [12] BOLTE, Uwe: *Das aktive Stellteil - ein ergonomisches Bedienkonzept*. Düsseldorf : VDI Verlag, 1991
- [13] BORTZ, Jürgen: *Statistik*. 6. Heidelberg : Springer Medizin Verlag, 2005
- [14] BOSCH REXROTH AG: A10VO ... EP.DS/EK.DS / Bosch Rexroth AG. Horb, 2006 (RDE92708-01-L). – Poster
- [15] BOSCH REXROTH AG: LUDV-Steuerblock in Mono-/Scheibenbauweise, Typ M7-22 / Bosch Rexroth AG. Lohr am Main, 2006 (RD 64295/05.06). – Datenblatt
- [16] BOSCH REXROTH AG: Axialkolben-Verstellpumpe A11VO / Bosch Rexroth AG. Lohr am Main, 2008 (RD 92500/09.08). – Datenblatt
- [17] BOSCH REXROTH AG: Electronic remote control for mobile application, Type THE5 / Bosch Rexroth AG. Lohr am Main, 2008 (RE29881\_2008-07). – Datenblatt
- [18] BRANDT, Everett G. ; ROCKWOOD, Brian D.: Apparatus and Method for Providing Coordinated Control of a Work Implement / Caterpillar Inc. 2002 (US 6374153 B1). – Patent
- [19] BRICKNER, Chad T. ; BRIGHT, Eric ; PADGETT, Clayton L. ; SWICK, W. C.: Method of Modulating a Boom Assembly to Perform in a Linear Manner / Caterpillar Inc. 2006 (US 7040044 B2). – Patent
- [20] BRM-MC/VMK: Moderne Hydrauliksysteme für Rad- und Raupenbagger / Bosch Rexroth AG. Lohr am Main, 2001. – Intranetpräsentation
- [21] BRÄNNEBY, Per ; PALMGREN, Bo ; ISAKSSON, Anders ; PETTERSSON, Torbjörn ; FRANZÉN, Stig: Improved Active and Passive Safety by Using Active

- Lateral Dynamic Control and an Unconventional Steering Unit. In: *Proceedings of the 13th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles*, Bd. 1. Paris, 1991, S. 224–230
- [22] BROCKHAUS, Rudolf: *Flugregelung*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer-Verlag, 1994
- [23] BRUNETTI, Gino ; HENN, Thomas ; BARRERA, Charles ; RICHARD, Sebastian: VAR-Trainer: Versatile Construction Machinery Simulator for Security Training. In: *Fachtagung Baumaschinentechnik 2006: Ideen, Konzepte, Lösungen*. Dresden : Technische Universität Dresden, 2006
- [24] BURDEA, Grigore C. ; BURDEA, Grigore C. (Hrsg.): *Force and Touch Feedback for Virtual Reality*. New York : John Wiley & Sons, Inc., 1996
- [25] BURKS, Barry L. ; KILLOUGH, Stephen M. ; THOMPSON, David H.: Remote Excavation Using the Telerobotic Small Emplacement Excavator. In: *Transactions of the American Nuclear Society and the European Nuclear Society 1992 International Conference on Fifty Years of Controlled Nuclear Chain reaction: Past, Present, and Future*, Bd. 66, 1992
- [26] BUSS, Martin ; LEE, Kwang-Kyu ; NITZSCHE, Norbert ; PEER, Angelika ; STANCZYK, Bartłomiej ; UNTERHINNINGHOFEN, Ulrich: *Springer Tracts in Advanced Robotics*. Bd. 31: *Advanced Telerobotics: Dual-Handed and Mobile Remote Manipulation*. Kap. 28, S. 471–497. Berlin, Heidelberg : Springer, 2007
- [27] BUTTOLO, Pietro ; BRAATHEN, Petter ; HANNAFORD, Blake: Sliding Control of Force Reflecting Teleoperation: Preliminary Studies. In: *PRESENCE* 3 (1994), Nr. 2, S. 158–192
- [28] CATERPILLAR: CAT M318C / Caterpillar Inc. Peoria, 2005 (HGHH2839-2 (01/2005) hr). – Datenblatt
- [29] CEMENSKA, Richard A. ; SCHNEIDER, Marvin P. ; BUEGE, Thomas J.: Force Feedback Lever / Caterpillar Inc. 1989 (US 4800721). – Patent
- [30] CHIANG, Mao-Hsiung: *Adaptive Achsregelung für Hydraulikbagger*. Aachen, Mainz, RWTH Aachen, Dissertation, 1998
- [31] CORKE, Peter ; ROBERTS, Jonathan ; WINSTANLEY, Graeme: Vision-based control for mining automation. In: *IEEE Robotics & Automation Magazine* 5 (1998), Nr. 4, S. 44–49



- 
- [32] DAGA, Leonardo: *Real-Time Blockset 7.1 for Simulink*. Online. Mai 2007. – URL <http://www.mathworks.de/matlabcentral/fileexchange/3175>
- [33] DAIMLERCHRYSLER AG: Fahrzeug im Griff. In: *Hightech Report '99* (1999), S. 42–47
- [34] DANKO, George: Coordinated Joint Motion Control System with Position Error Correction. 2007 (US 2007/0168100 A1). – Patent
- [35] DASYS, Andrew ; GEOFFROY, Louis ; DROIN, André: Sensor Feedback Control for Automated Bucket Loading / Noranda Inc. 1999 (US 5941921). – Patent
- [36] DAUMILLER, Dorian: *Positionsregelung eines hydraulischen Arbeitsarmes mittels nichtlinearer IMC-Regelung*, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2007
- [37] DiMAIO, S. P. ; SALCUDEAN, S. E. ; REBOULET, C. ; TAFAZOLI, S. ; HASHTRUDI-ZAAD, K.: A Virtual Excavator for Controller Development and Evaluation. In: *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics & Automation*. Leuven, 1998, S. 52–58
- [38] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: DIN EN ISO 9241-400; Ergonomie der Mensch-System-Interaktion - Teil 400: Grundsätze und Anforderungen für physikalische Eingabegeräte (ISO 9241-400:2007); Deutsche Fassung EN ISO 9241-400:2007 / DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin, 2007. – Norm
- [39] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: DIN EN ISO 9241-410; Ergonomie der Mensch-System-Interaktion - Teil 410: Gestaltungskriterien für physikalische Eingabegeräte (ISO 9241-410:2008); Deutsche Fassung EN ISO 9241-410:2008 / DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin, 2008. – Norm
- [40] dSPACE: MicroAutoBox / dSPACE GmbH. Paderborn, 2009. – Datenblatt
- [41] DUNNIGAN, M. W. ; LANE, D. M. ; CLEGG, A. C. ; EDWARDS, I.: Hybrid position/force control of a hydraulic underwater manipulator. In: *IEE proceedings / Control theory & applications*, Bd. 143, 1996, S. 145–151
- [42] EGAWA, Eiji ; WATANABE, Hiroshi ; ADACHI, Hiroyuki ; HOSONO, Junichi ; NISHIDA, Toshiaki ; KIHARA, Mitsuo ; HAGA, Masakazu: Interference preventing system for construction machine / Hitachi Construction Machinery Co., Ltd. 1996 (EP 0 785 310 A1). – Patent

- [43] EMAGIN CORPORATION: Z800 3DVisor / eMagin Corp. New York, 2006. – Datenblatt
- [44] ENGELN, Arnd: Methoden der nutzerorientierten Produktentwicklung / Robert Bosch GmbH. Stuttgart, 2008. – Intranet-Nachschlagewerk "HMI-Tool-Pool"
- [45] FALES, Roger ; SPENCER, Erik ; CHIPPERFIELD, Kurt ; WAGNER, Frank ; KELKAR, Atul: Modeling and Control of a Wheel Loader With a Human-in-the-Loop Assessment Using Virtual Reality. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 127 (2005), S. 415–423
- [46] FECHT, Nikolaus: Elektronischer Assistent für Mobileinsätze. In: *fluid* 10 (2008), S. 26–28
- [47] FERHADBEGOVIC, Bojan ; HAYN, Henning: Echtzeitfähiger Baggersimulator / Robert Bosch GmbH. Stuttgart, 2008 (CR/AE3-73). – Forschungsbericht
- [48] FINDEISEN, Dietmar: *Ölhydraulik*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2006
- [49] FLOREAN, Gilles ; LAZZARO, David: Loader / Volvo Construction Equipment Holding Sweden AB. 2007 (WO 2007/054123 A1). – Patent
- [50] FORMAGLIO, Alessandro ; FEI, Marco ; MULATTO, Sara ; PASCALE, Maurizio de ; PRATTICHIZZO, Domenico: *Haptics: Perception, Devices and Scenarios*. Kap. Autocalibrated Gravity Compensation for 3DoF Impedance Haptic Devices, S. 43–52. Berlin, Heidelberg : Springer, 2008 (Lecture Notes in Computer Science)
- [51] FRANK, Paul M.: *Entwurf von Regelkreisen mit vorgeschriebenem Verhalten*. Karlsruhe : G. Braun Verlag, 1974
- [52] FRANKLIN, Gene ; POWELL, J. D. ; WORKMAN, Michael L.: *Digital Control of Dynamic Systems*. 3. Addison Wesley, 1998
- [53] FRENETTE, Réal N. ; LAWRENCE, Peter D.: Hydraulic Control System / The University of British Columbia. 1991 (US 5062264). – Patent
- [54] GÜCKER, Jan U.: *Experimentelle Identifikation und Regelung eines einachsigen servohydraulischen Antriebs*. 1. Kassel : Kassel University Press, 2006
- [55] GLADHORN, Frederik: *Haptisches Feedback eines aktiven Bediengeräts am Beispiel eines Baggers*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2009

- 
- [56] GOERTZ, R. C. ; THOMPSON, W. M.: Electronically Controlled Manipulator. In: *Nucleonics* (1954), S. 46–47
- [57] GRAICHEN, Knut ; ZEITZ, Michael: Inversionsbasierter Vorsteuerungsentwurf mit Ein- und Ausgangsbeschränkungen. In: *Automatisierungstechnik* 54 (2006), Nr. 4, S. 187–199
- [58] GRUNWALD, Martin (Hrsg.): *Human Haptic Perception: Basics and Applications*. Basel, Boston, Berlin : Birkhäuser Verlag, 2008
- [59] GRUNWALD, Martin: Der Tastsinn im Griff der Technikwissenschaften? Herausforderungen und Grenzen aktueller Haptikforschung. In: *LIFIS ONLINE* (2009), January, S. 1–20. – URL <http://www.leibniz-institut.de>
- [60] GULDNER, Jürgen: Verfahren und Vorrichtung zur Nachbildung einer mechanischen Kopplung / Bayerische Motoren Werke AG. 2001 (DE 19940964 B4). – Patent
- [61] HA, Q. P. ; NGUYEN, Q. H. ; RYE, D. C. ; DURRANT-WHYTE, H. F.: Impedance control of a hydraulically actuated robotic excavator. In: *Automation in Construction* 9 (2000), S. 421–435
- [62] HAAS, Carl T. ; KIM, Young-Suk: Automation in infrastructure construction. In: *Construction Innovation* 2 (2002), S. 191–210
- [63] HADANK, John M. ; ALLEN, Walter J. ; ANDERSON, Paul D.: Intuitiver Steuerhebel für ein Arbeitsgerät / Caterpillar Inc. 1989 (DE 689 13 412 T 2). – Patent
- [64] HADANK, John M. ; ALLEN, Walter J. ; ANDERSON, Paul D.: Intuitive Joystick Control for a Work Implement / Caterpillar Inc. 1991 (US 5002454). – Patent
- [65] HAGA, Masakazu ; HIROSHI, Watanabe ; FUJISHIMA, Kazuo: Digging control system for hydraulic excavator. In: *Mechantronics* 11 (2001), S. 665–676
- [66] HANNAFORD, Blake: A Design Framework for teleoperators with Kinesthetic Feedback. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 5 (1989), Nr. 4, S. 426–434
- [67] HANNAFORD, Blake: Stability and Performance Tradeoffs in Bi-Lateral Telemanipulation. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1989, S. 1764–1767

- [68] HAYN, Henning ; SCHWARZMANN, Dieter: Haptisches Feedback für mobile Arbeitsmaschinen. In: *6th International Fluid Power Conference*, Bd. 1. Dresden : Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e. V. Dresden, 2008
- [69] HAYN, Henning ; SCHWARZMANN, Dieter: Control Concept for a Hydraulic Mobile Machine Using a Haptic Operating Device. In: *The Second International Conferences on Advances in Computer-Human Interactions (ACHI 2009)*. Cancun : IEEE Computer Society Press, 2009, S. 346–353
- [70] HAYN, Henning ; SCHWARZMANN, Dieter: *Advances in Haptics*. Kap. Haptically Enhanced Operational Concept for a Hydraulic Excavator, S. 199–220. Vukovar : In-Tech, 2010
- [71] HEISER, Richard K. ; FULKERSON, Thomas R. ; HAWKINS, Royal R. ; REED, James R.: Boom Control System / Sundstrand-Sauer. 1990 (US 4910662). – Patent
- [72] HENDRON, Scott S. ; CLARK, Judson P.: Automatic Backhoe Tool Orientation Control / Deere & Company. 2003 (US 6609315 B1). – Patent
- [73] HENDRON, Scott S. ; CLARK, Judson P. ; SULZER, Bryan D.: Automatic Loader Bucket Orientation Control / Deere & Company. 2004 (US 6763619 B2). – Patent
- [74] HIRATA, Toichi ; YAMAGATA, Eiji ; WATANABE, Hiroshi ; HAGA, Masakazu ; FUJISHIMA, Kazuo ; ADACHI, Hiroyuki: Region Limiting Excavation Control System for Construction Machine / Hitachi Construction Machinery Co. 1998 (US 5835874). – Patent
- [75] HIRCHE, Sandra ; BUSS, Martin: Transparenz haptischer Telepräsenzsysteme mit konstanter Zeitverzögerung. In: *at - Automatisierungstechnik* 54 (2006), Nr. 2, S. 51–59
- [76] HUANG, Pei-shih: *Regelkonzepte zur Fahrzeugführung unter Einbeziehung der Bedienelementeigenschaften*, TU München, Dissertation, 2004
- [77] IGARASHI, Michiaki ; NAKAYAMA, Tetsuya ; YAMANO, Isehara: Control Device for an Earthwork Machine / Kabushiki Kaisha Komatsu. 1982 (US 4332517). – Patent
- [78] IMAI, Hiroshi ; SATAKE, Yasuyuki ; SHIOTA, Ryoji ; NAKAMURA, Shinichi ; TSUCHIDA, Yasuhito ; ANDO, Takenobu ; YAMADA, Takeo: Steuerung für

- Bagger u. dgl. Baumaschinen / Komatsu Ltd. 1999 (DE 19909610 A1). – Patent
- [79] INTUITIVE SURGICAL: The da Vinci Surgical System / Intuitive Surgical, Inc. Sunnyvale, CA, 2007 (PN 871071). – Forschungsbericht
- [80] INUI, Takayasu ; OOTSUKA, Kazuo ; NOGAMI, Saburo ; IGARASHI, Michiaki ; HORIKOSHI, Toshiaki ; IZUMI, Kazuhiro: Semi-Automatic Hydraulic Excavator / Kabushiki Kaisha Komatsu. 1983 (US 4377043). – Patent
- [81] ISHIGURO, Toshio ; MIZOTA, Hideaki ; AOKI, Tuyoshi: Control System for Working Machine Having Boom / Kubota. 1989 (US 4863337). – Patent
- [82] ISO: ISO 10968:2004(E); Earth-moving machinery - Operator's controls / ISO. Genf, 2004. – Norm
- [83] ISO: ISO 9241-920:2009(E); Ergonomics of human-system interaction - Part 920: Guidance on tactile and haptic interaction / ISO. Genf, 2009. – Norm
- [84] JELALI, Mohieddine ; KROLL, Andreas: *Hydraulic servo-systems: modelling, identification and control*. Springer-Verlag, 2003
- [85] JOHANNSEN, Gunnar: *Mensch-Maschine-Systeme*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1993
- [86] JOHANNSEN, Gunnar ; BOLLER, Hans E. ; DONGES, Edmund ; STEIN, Willi ; FÖLLINGER, Otto (Hrsg.) ; SARTORIUS, Hans (Hrsg.): *Der Mensch im Regelkreis*. R. Oldenbourg Verlag, 1977
- [87] JÜTTE, Robert: *Haptic perception: an historical approach*. Kap. Epistemological and historical aspects, S. 3–13, Birkhäuser Verlag, 2008
- [88] KHAYYAT, Amir Ali A.: *Force Tracking of Hydraulic Manipulators Within an Impedance Control Framework*, University of Manitoba, Dissertation, 2000
- [89] KIM, Young S. ; HAAS, Carl T. ; PEYRET, Francois ; CHO, Yong K.: Automation in Transportation System Construction and Maintenance. In: *Transportation Research E-Circular* April (2000), Nr. E-C017, S. 1–27
- [90] KING, Chih-Hung ; CULJAT, Martin O. ; FRANCO, Miguel L. ; BISLEY, James W. ; CARMAN, Gregory P. ; DUTSON, Erik P. ; GRUNDFEST, Warren S.: A Multielement Tactile Feedback System for Robot-Assisted Minimally Invasive Surgery. In: *IEEE Transactions on Haptics* 2 (2009), Nr. 1, S. 52–56

- [91] KONTZ, M. E. ; HUGGINS, J. D. ; BOOK, W. J. ; FRANKEL, J. G.: Improved Control of Open-Center Systems for Haptic Applications. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Orlando, 2005, S. 823–831
- [92] KONTZ, Matthew E. ; BOOK, Wayne J.: Position/rate haptic control of a hydraulic forklift. In: *Proceedings of IMECE'03 ASME International Mechanical Engineering Congress*, Bd. DSC-Vol. 72-1. Washington, D.C., 2003, S. 801–808
- [93] KONTZ, Matthew E. ; BOOK, Wayne J.: Electronic Control of Pump Pressure for a Small Haptic Backhoe. In: *International Journal of Fluid Power* 8 (2007), Nr. 2, S. 5–16
- [94] KONTZ, Matthew E. ; BOOK, Wayne J.: Flow Control for Coordinated Motion and Haptic Feedback. In: *International Journal of Fluid Power* 8 (2007), Nr. 3, S. 13–23
- [95] KONTZ, Matthew E. ; HERRERA, M. C. ; HUGGINS, J. D. ; BOOK, W. J.: Impedance Shaping for Improved Feel in Hydraulic Systems. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Design, analysis, control and diagnosis of fluid power systems*, Bd. 4. Seattle, 2007, S. 185–194
- [96] KONTZ, Matthew E. ; BOOK, Wayne J.: Haptic enhancement of hydraulic equipment. In: *4 th FPNI-PhD Symposium*. Sarasota, 2006, S. 497–506
- [97] KONTZ, Matthew E.: *Haptic Control of Hydraulic Machinery Using Proportional Valves*, G.W. Woodruff School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology, Dissertation, 2007
- [98] KRAFT, Brett W.: Force Feedback Control for Backhoe. 1991 (US 5019761). – Patent
- [99] KRISTEN, Florian: *Intuitive Baggersteuerung - a new excavator control device*. Hannover, Fachhochschule Hannover, Diplomarbeit, 2008
- [100] KUNZE, Günter: *Interaktiver Simulator für Arbeitsmaschinen – Entwicklungserfahrungen und -potentiale*. Online. 2003. – URL [http://tu-dresden.de/die\\_tu\\_dresden/fakultaeten/fakultaet\\_maschinenwesen/ifv/v/baumaschinen](http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_maschinenwesen/ifv/v/baumaschinen)
- [101] LANGRETH, Robert: Smart Shovel. In: *Popular Science* Juni (1992), June, S. 82–84, 108–109

- 
- [102] LATOUR, Christoph: Electrohydraulic Flow Matching (EFM - The next Generation of Load Sensing Controls. In: AG, Bosch R. (Hrsg.): *Mobile 2006 International Mobile Hydraulics Congress*. Elchingen : Bosch Rexroth AG, 2006
- [103] LATOUR, Christoph: Perfekt abgestimmt:EFM. Elektrohydraulisches Flow Matching - Die neue Generation von LUDV Load-Sensing-Steuerungen. In: *Mobile Maschinen 2* (2008), S. 22–24
- [104] LAWRENCE, P. ; SALCUDEAN, S. ; SEPEHRI, N. ; CHAN, D. ; BACHMANN, S. ; PARKER, N. ; ZHU, M. ; FRENETTE, R.: Coordinated and Force-Feedback Control of Hydraulic Excavators. In: *Fourth International Symposium on Experimental Robotics (ISER'95)*. Stanford, 1995
- [105] LAWRENCE, P. D. ; LIN, W. C.: Statistical decision making the real-time control of an arm-aid for the disabled. In: *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics* (1972), Nr. SMC-2, S. 35–42
- [106] LAWRENCE, Peter ; SAUDER, Brent ; WALLERSTEINER, Ulrika ; WILSON, Jack: Teleoperation of forest harvesting machines. In: COUTTEAU, J. (Hrsg.): *Proceedings of the Symposium Robotics in Forestry - Forest Operations in the Age of Technology*. Vaudreuil, 1990, S. 36–39
- [107] LAWRENCE, Peter D. ; FRENETTE, Réal N. ; CHAN, Danley C. K.: Resolved Motion Velocity Control / The University of British Columbia. 1994 (US 5312217). – Patent
- [108] LEGER, Patrick ; ROWE, Patrick ; BARES, John ; BOEHMKE, Scott ; STENTZ, Anthony: Obstacle detection and safeguarding for a high-speed autonomous hydraulic excavator. In: *Proceedings of SPIE Mobile Robots XIII*, Bd. 35525, November 1998, S. 146–156
- [109] LEICA GEOSYSTEMS: Leica PowerDigger 3D: The new standard for 3D excavator guidance / Leica Geosystems AG. Heerbrugg, 2007 (XXXXXXen – II.08 – RDV). – Datenblatt
- [110] LOHNES, Rob L. ; KOCH, Roger D. ; ALIG, Jeffrey S. ; PRICE, Robert J.: System for Controlling Movement of a Work Maschine Arm / Caterpillar Inc. 2005 (US 6915599 B2). – Patent
- [111] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 2 - Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*. 4. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2006

- [112] MERRITT, Herbert E.: *Hydraulic Control Systems*. New York : John Wiley & Sons, 1967
- [113] MOLLENHAUER, Klaus ; TSCHÖKE, Helmut: *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Aufl. Springer, 2007
- [114] MORARI, Manfred ; ZAFIRIOU, Evangelos: *Robust Process Control*. New Jersey : Prentice-Hall, 1989
- [115] MORIYA, Yukio ; YOKOHAMA, Toshio ; TAKAMURA, Fujitoshi ; ONODA, Takumi: Lehr- oder Abspielmethode für Erdbewegungsmaschine / Kabushiki Kaisha Komatsu Seisakusho. 1989 (DE 68924596 T2). – Patent
- [116] NAKAMURA, Kentaro ; NOTE, Kiyoshi ; YAMASHITA, Koichi ; MAEDA, Shinji: Verfahren und Vorrichtung zum automatischen Steuern einer elektronisch betätigten Hydraulikbaumaschine / Kabushiki Kaisha Komatsu Seisakusho. 1989 (DE 68926911 T2). – Patent
- [117] NIELSEN, Edward G. ; STEENWYK, Timothy E.: Apparatus and Method for Controlling a Hydraulic Excavator / Laser Alignment. 1989 (US 4829418). – Patent
- [118] NIELSEN, Edward G. ; STEENWYK, Timothy E.: Apparatus and Method for Controlling a Hydraulic Excavator / Laser Alignment. 1989 (US 4866641). – Patent
- [119] NIEMEYER, Günter ; SLOTINE, Jean-Jacques E.: Stable Adaptive Teleoperation. In: *IEEE Journal Of Oceanic Engineering* 16 (1991), Nr. 1, S. 152–162
- [120] NOVATRON: *Vision 3D*. Online. 2009. – URL <http://www.novatron.eu>
- [121] NVIDIA: *GeForce 8 Series*. Online. 2009. – URL <http://www.nvidia.de/page/geforce8.html>
- [122] NVIDIA: *NVIDIA PhysX*. Online. 2009. – URL [http://www.nvidia.de/object/nvidia\\_physx\\_de.html](http://www.nvidia.de/object/nvidia_physx_de.html)
- [123] OSTOJA-STARZEWSKI, M. ; SKIBNIEWSKI, M.: A Master-Slave Manipulator for Excavation and Construction Tasks. In: *Robotics and Autonomous Systems* 4 (1989), S. 333–337
- [124] PARK, Borinara: *Development of a Virtual Reality Excavator Simulator: a Mathematical Model of Excavator Digging and a Calculation Methodology*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Dissertation, 2002



- 
- [125] PARKER, N. R. ; SALCUDEAN, S. E. ; LAWRENCE, P. D.: Application of Force Feedback to Heavy Duty Hydraulic Machines. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Atlanta, 1993, S. 375–381
- [126] PARKER, Niall R. ; LAWRENCE, Peter D. ; SALCUDEAN, Septimiu E.: Velocity Controller with Force Feedback Stiffness Control / The University of British Columbia. 1996 (US 5513100). – Patent
- [127] PROLEC: Pro Grade: Machine Guidance: Excavators / Prolec Limited. Poole, 2009. – Datenblatt
- [128] REUSING, Günter: Steuerung für eine Arbeitsmaschine / Mannesmann Rexroth AG. 2000 (DE 10043179 A1). – Patent
- [129] ROBLES-DE-LA-TORRE, Gabriel: Touching Illusory Objects: Sculpting Human Perception through Virtual Reality. In: *Biology and Art: two worlds or one?*, The New York Academy of Sciences, April 2007 (eBriefing). – URL <http://www.nyas.org/ebriefreps/main.asp?intSectionID=2402>
- [130] ROCKE, David J.: Automatisches Ausgrabungs- oder Baggersteuersystem und Verfahren / Caterpillar Inc. 2007 (DE 19510374 B4). – Patent
- [131] ROSENBERG, L. B.: Virtual fixtures: Perceptual tools for telerobotic manipulation. In: *Proceedings of the Virtual Reality Annual International Symposium*, September 1993, S. 76–82
- [132] ROWE, Patrick: Lernsystem und Verfahren zur Optimierung der Steuerung autonomer Erdbewegungsmaschinen / Carnegie Mellon University. 1998 (DE 19859169 A1). – Patent
- [133] SACHS, Stefan ; TEICHERT, Hans-Jürgen ; RENTZSCH, Manfred: *Ergonomische Gestaltung mobiler Maschinen*. Landsberg : ecomed-Verlag, 1994
- [134] SAGASER, Thomas M.: Electronic Bucket Positioning and Control System / Clark Equipment Company. 1989 (US 4844685). – Patent
- [135] SAHM, William C. ; KOEHRSEN, Craig L.: Positioning System for an Excavating Work Machine / Caterpillar Inc. 2006 (US 7079931 B2). – Patent
- [136] SALCUDEAN, S. E. ; HASHTRUDI-ZAAD, K. ; S., Tafazoli ; DIMAIO, S. P. ; REBOULET, C.: Bilateral Matched-Impedance Teleoperation with Application to Excavator Control. In: *IEEE Control Systems Magazine* 19 (1999), December, Nr. 6, S. 29–37

- [137] SALCUDEAN, S.E. ; TAFAZOLI, S. ; HASHTRUDI-ZAAD, K. ; LAWRENCE, P. D.: Evaluation of Impedance and Teleoperation Control of a Hydraulic Mini-Excavator. In: CASALS, Alicia (Hrsg.) ; ALMEIDA, Anibal T. de (Hrsg.): *Experimental Robotics V, Proceedings of the Fifth International Symposium*. Barcelona, 1997, S. 187–198
- [138] SALCUDEAN, S.E. ; TAFAZOLI, S. ; LAWRENCE, P. D. ; CHAU, I.: Impedance Control of a Teleoperated Mini-Excavator. In: *Proceedings; 8th International Conference on Advanced Robotics (ICAR'97)*. Vancouver, 1997, S. 19–25
- [139] SASAKI, Takahiro ; NAGAI, Takayuki ; KAWASHIMA, Kenji: Remote Control of Backhoe for Rescue Activities Using Pneumatic Robot System. In: *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2006, S. 3177–3182
- [140] SATO, Katsunari ; MINAMIZAWA, Kouta ; KAWAKAMI, Naoki ; TACHI, Susumu: Haptic Telexistence. In: *International Conference on Computer Graphics and Interactive Techniques: ACM SIGGRAPH 2007 emerging technologies*. San Diego : ACM, 2007
- [141] SAWODNY, Oliver ; HILDEBRANDT, Alexander: Mobile Arbeitsmaschinen, insbesondere hydraulisch angetriebene Erdbaumaschinen, und Verfahren zur Erd- und Schüttgutbewegung / Technische Universität Ilmenau. 2007 (DE 2005025536 A1). – Patent
- [142] SCHMAUDER, Martin ; ZIESCHANG, Hanna ; PRESCHER, Wilfried ; PARITSCHKOW, Silke ; MÜLLER-GETHMANN, Hiltraut: Funktionelle Auslegung von Joystick-Steuerungen in Erdbaumaschinen. In: *WISSENSPORTAL baumaschine.de* 1 (2004), S. 1–15. – URL [http://www.baumaschine.de/Portal/Archive/1\\_2004/Wissenschaft/multifunktionsstellteile/multifunktionsstellteile.html](http://www.baumaschine.de/Portal/Archive/1_2004/Wissenschaft/multifunktionsstellteile/multifunktionsstellteile.html)
- [143] SCHWARZMANN, Dieter: *Nonlinear Internal Model Control with Automotive Applications*. Berlin : Logos Verlag, 2007
- [144] SCHWARZMANN, Dieter ; KURFISS, Joachim: Verteiltes Rechnen mit MATLAB/Simulink / Robert Bosch GmbH. Stuttgart, 2008 (CR/AE3-74). – Forschungsbericht
- [145] SEGURA, Álvaro ; MORENO, Aitor ; BRUNETTI, Gino ; HENN, Thomas: Interaction and Ergonomics Issues in the Development of a Mixed Reality Construction Machinery Simulator for Safety Training. In: *Lecture Notes in Computer*

- 
- Science: Ergonomics and Health Aspects of Work with Computers* 4566 (2007), S. 290–299
- [146] SEPEHRI, N. ; LAWRENCE, P. D. ; SASSANI, F. ; FRENETTE, R.: Resolved-Mode Teleoperated Control of Heavy-Duty Hydraulic Machines. In: *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 116 (1994), S. 232–240
- [147] SHERIDAN, Thomas B.: Space Teleoperation Through Time Delay: Review and Prognosis. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 9 (1993), Nr. 5, S. 592–606
- [148] SUN, Loi-Wah ; MEER, Frederik V. ; BAILLY, Yan ; YEUNG, Chung K.: Design and Development of a Da Vinci Surgical System Simulator. In: *Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*. Harbin, 2007, S. 1050–1055
- [149] TABOR, Keith A.: Hydraulic System with Coordinated Multiple Axis Control of a Machine Member. 2005 (US 2005/0216105 A1). – Patent
- [150] TAFAZOLI, Shahram ; SALCUCLEAN, Septimiu M. ; HASHTRUDI-ZAAD, Keyvan ; LAWRENCE, Peter D.: Impedance Control of a Teleoperated Excavator. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 10 (2002), Nr. 3, S. 355–367
- [151] TEREX ATLAS: Zweiwegebagger 1404 ZW, 1404 ZW Reibrad, 1604 ZW / Terex GmbH. Ganderkese, 2005. – Datenblatt
- [152] THURECHT, F.: *Anthropotechnik gestern - heute - morgen*. Kap. Kopplung aktiver Sidesticks, S. 101–106. Bremen : Deutsche Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt, 1998 (DGLR-Bericht 98-02)
- [153] THURECHT, F. ; MÜCKE, S. K. M. ; ROHMERT, W. ; KUBBAT, W. ; LANDAU, K.: *Jahrbuch 1996 II der Deutschen Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt - Lilienthal-Oberth e.V.*. Bd. 2. Kap. Entwicklung eines aktiven Steuerknüppels zur Untersuchung der Mensch-Maschine-Schnittstelle Cockpit", S. 923–932. In: *DGLR-Jahrestagung* Bd. 2. Bonn : DGLR, 1996
- [154] TICHY, Franz: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu aktiven geregelten Steuerknüppeln*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1995

- [155] TOPCON POSITIONING SYSTEMS: 3Dxi (X63): 3D Machine control for your excavator / Topcon Positioning Systems, Inc. Livermore, 2006 (7010-0783). – Datenblatt
- [156] TORUS KNOT SOFTWARE: *OGRE - Object-Oriented Graphics Rendering Engine*. Online. 2009. – URL <http://www.ogre3d.org>
- [157] TRIMBLE: GCS600 Grade Control System für Bagger / Trimble GmbH. Raunheim, 2006. – Datenblatt
- [158] UCHINO, Hisanori ; TAKADA, Masamichi ; SHIMIZU, Takahiro ; SHIBAYAMA, Masamitsu ; FURUNO, Fumiya: System for Controlling a Power Shovel / Hokushin Electric Works. 1977 (US 4059196). – Patent
- [159] UNGERMANN, Michael: *Conception et mise en œuvre d'une téléopération pour la conduite à distance d'un mini-véhicule automobile*. Grenoble, INP Grenoble, ENSIEG, Diplomarbeit, 2006
- [160] VOLVO CONSTRUCTION EQUIPMENT: Volvo Wheel Loader - Training Simulator / Volvo Construction Equipment. 2007. – Broschüre
- [161] WALLERSTEINER, U. ; LAWRENCE, P. ; SAUDER, B.: A human factors evaluation of two different machine control systems for log loaders. In: *Ergonomics* 26 (1993), Nr. 8, S. 927–934
- [162] WALLERSTEINER, U. ; STAGER, P. ; LAWRENCE, P.: A human factors evaluation of teleoperator hand controllers. In: MASON, C. A. (Hrsg.): *Proceedings of the International Symposium on Teleoperation and Control*. Bristol : IFS Publications, Springer-Verlag, 1988, S. 291–296
- [163] WARMINGHAM, Paul: Controlling a working arm with links which mimic the working arm geometry / J. C. Bamford Excavators Limited. 2003 (GB 2385111 A). – Patent
- [164] WATANABE, Hiroshi ; HAGA, Masakazu ; FUJISHIMA, Kazuo: Slope Excavation Controller of Hydraulic Shovel, Target Slope Setting Device and Slope Excavation Forming Method / Hitachi Construction Machinery Co. 2000 (US 6076029). – Patent
- [165] WATANABE, Hiroshi ; HIRATA, Toichi ; HAGA, Masakazu ; FUJISHIMA, Kazuo: Excavation Area Setting System for Area Limiting Excavation Control in Construction Machines / Hitachi Construction Machinery Co. 1999 (US 5960378). – Patent

- 
- [166] WEINER, Monika: Sicherheitstraining im virtuellen Bagger. In: *Fraunhofer Magazin* 4 (2007), S. 20–21
- [167] WHITNEY, Daniel E.: Resolved Motion Rate Control of Manipulators and Human Prostheses. In: *IEEE Transactions On Man-Machine Systems* MMS-10 (1969), Nr. 2, S. 47–53
- [168] WIEDERMANN, Arno: *Lehre, Forschung, Potenzial*. Broschüre Automatisierung einer mehrdimensionalen Bewegungsführung von Arbeitsgeräten in der Mobilhydraulik, S. 34–35, Technische Universität Braunschweig, Institut für Landmaschinen und Fluidtechnik, 2007
- [169] YAMADA, Hironao ; MUTO, Takayoshi: Development of a Hydraulic Tele-Operated Construction Robot Using Virtual Reality (New Master-Slave Control Method and an Evaluation of a Visual Feedback System). In: *International Journal of Fluid Power* 4 (2003), Nr. 2, S. 35–42
- [170] YAMAGATA, Eiji ; FUJISHIMA, Kazuo ; ADACHI, Hiroyuki ; WATANABE, Hiroshi ; HAGA, Masakazu: Area Limiting Excavation Control System for Construction Machine / Hitachi Construction Machinery Co. 1998 (US 5735065). – Patent
- [171] YOSHINADA, Hiroshi ; TAKEDA, Shu: Master/Slave Type Manipulator / Kabushiki Kaisha Komatsu Seisakusho. 1990 (US 4893981). – Patent
- [172] ZHU, M. ; SALCUDEAN, S. E.: Achieving Transparency for Teleoperator Systems under Position and Rate Control. In: *Proc. Intl. Conf. Intelligent Robots and Systems*. Pittsburgh, 1995, S. 7–12
- [173] ZIESCHANG, Hanna ; MÜLLER-GETHMANN, Hiltraut ; HAUPTVERBAND DER GEWERBLICHEN BERUFGENOSSENSCHAFTEN (HVBG), BERUFGENOSSENSCHAFTLICHES INSTITUT ARBEIT UND GESUNDHEIT - BGAG (Hrsg.): *Ergonomische Anforderungen an Multifunktionsstellteile bei Erdbaumaschinen*. Sankt Augustin, 2004 (BGAG-Report 2/2004)