

Beiträge zum Stuttgarter Maschinenbau

Patrick Mesmer

Antriebsbasierte Schwingungsdämpfung von Industrierobotern mit gelenkseitiger Positionsmessung



stuttgarter
maschinenbau
interdisziplinär und vielfältig



Universität Stuttgart
Institut für Steuerungstechnik
der Werkzeugmaschinen und
Fertigungseinrichtungen (ISW)





Universität Stuttgart



Beiträge zum Stuttgarter Maschinenbau

Band 17

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Oliver Riedel
Prof. Dr.-Ing. Alexander Verl
Jun.-Prof. Dr. rer. nat. Andreas Wortmann

Patrick Mesmer

**Antriebsbasierte Schwingungsdämpfung
von Industrierobotern mit gelenkseitiger
Positionsmessung**

Fraunhofer Verlag

Kontaktadresse:

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen
und Fertigungseinrichtungen ISW
Seidenstr. 36
70174 Stuttgart
info@isw.uni-stuttgart.de
<https://www.isw.uni-stuttgart.de>

Titelbild: © Patrick Mesmer

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im
Internet über <http://dnb.de> abrufbar.

ISSN: 2750-655X

ISBN: 978-3-8396-1923-0

D 93

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2023

Druck und Weiterverarbeitung: Fraunhofer-Druckerei, Stuttgart

Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.

© Fraunhofer Verlag, 2023

Nobelstraße 12
70569 Stuttgart
verlag@fraunhofer.de
www.verlag.fraunhofer.de

als rechtlich nicht selbständige Einheit der

Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung
der angewandten Forschung e.V.
Hansastraße 27 c
80686 München
www.fraunhofer.de

Alle Rechte vorbehalten

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürften.

Soweit in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden ist, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen.

Geleitwort

Die deutsche Wirtschaft ist weltweit bekannt für ihren Anlagen- und Maschinenbau. Dabei ist die Universität Stuttgart mit ihren beiden Maschinenbaufakultäten – unter deren Dach sich 42 Institute befinden – die größte universitäre Einrichtung für den Maschinenbau in Deutschland. Unsere wissenschaftliche Exzellenz stützt sich dabei auf unsere zahlreichen Promovierenden und ihre hervorragenden Dissertationen.

Viele dieser Dissertationen entstehen in lokaler, nationaler und internationaler Zusammenarbeit mit renommierten Universitäten und außeruniversitären Einrichtungen wie dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt, der Fraunhofer-Gesellschaft und der Max-Planck-Gesellschaft. Dabei reicht das inhaltliche Spektrum der Dissertationen von Biotechnik, Energietechnik, Fahrzeugtechnik, Kybernetik und Systemtechnik, Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, Produktionstechnik bis hin zur Verfahrenstechnik und stützt sich auf die sechs Forschungsschwerpunkte Advanced Systems Engineering, Autonome Produktion, Software-Defined Manufacturing, Resiliente Versorgung, Biointelligenz und Dekarbonisierung der Industrie. Die Ergebnisse aus den Dissertationen zielen darauf ab, kunden-, produkt-, prozess- und mitarbeiterorientierte Technologie zielgerichtet und zeitnah zu entwickeln und anzuwenden.

Viele der im Rahmen der Forschungsarbeiten an den Instituten entstandenen Dissertationen werden in diesen »Beiträgen zum Stuttgarter Maschinenbau« veröffentlicht. Die beiden Fakultäten des Stuttgarter Maschinenbaus wünschen den Promovierenden, dass ihre Dissertationen aus dem Bereich des Maschinenbaus in der breiten Fachwelt als maßgebliche Beiträge wahrgenommen werden und so den Wissensstand auf ein neues Niveau heben.

Für den Stuttgarter Maschinenbau



Stefan Weihe
Prodekan Fakultät 4



Oliver Riedel
Prodekan Fakultät 7

Vorwort der Herausgeber

Innerhalb der Reihe »Beiträge zum Stuttgarter Maschinenbau« berichtet das Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen an der Universität Stuttgart (ISW) über seine Forschungsergebnisse. Das Institut beschäftigt sich in vielfältiger Form mit Steuerungs- und Automatisierungstechnik sowie dem Einsatz von modernen Methoden des Informationsmanagements. Dabei stehen Grundlagenforschung und anwendungsorientierte Entwicklung in einem stetigen Austausch, wodurch ein kontinuierlicher Technologietransfer in die Praxis sichergestellt wird.

Die am ISW entstandenen Dissertationen werden damit unter erweitertem Namen und inzwischen in vierter Generation in der bewährten Konzeption, die der Gründer des ISW Prof. Stute und sein Nachfolger Prof. Pritschow 1972 begonnen haben, durch die heutige Institutsleitung fortgesetzt.

Herrn Patrick Mesmer M.Sc. möchten wir für die geleistete Arbeit danken, dem Verlag für die Aufnahme dieser Schriftenreihe in sein Angebot und der Druckerei für die saubere und zügige Ausführung. Möge das Buch von der Fachwelt gut aufgenommen werden.



Alexander Verl



Oliver Riedel

Antriebsbasierte Schwingungsdämpfung von Industrierobotern mit gelenkseitiger Positionsmessung

Drive-based Vibration Damping of Industrial Robots
with Joint-Side Position Sensing

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte
Abhandlung

Vorgelegt von
Patrick Mesmer
aus Tettnang

Hauptberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl

Mitberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jörg Krüger

Tag der mündlichen Prüfung: 5. April 2023

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und
Fertigungseinrichtungen der Universität Stuttgart

2023

Ich weiß, dass ich nichts weiß.

Sokrates

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart. Für die finanzielle Unterstützung dieser Arbeit bedanke ich mich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG).

Mein besonderer Dank gilt dem Institutsleiter, Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl, für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit, der gewährten Freiräume bei der Gestaltung sowie dem eingebrachten Blickwinkel auf die wissenschaftliche Fragestellung.

Des Weiteren möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing Jörg Krüger für die Übernahme des Zweitgutachtens und dem der behandelten Fragestellung entgegengebrachten Interesse bedanken.

Christoph Hinze und Nico Helfesrieder danke ich für die Durchsicht dieser Arbeit sowie die daraus entstandenen wertvollen Diskussionen und Verbesserungsvorschläge. Auch danke ich Herrn Dr.-Ing. Armin Lechler herzlich für seine Unterstützung während der Arbeit und der gesamten Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am ISW. Ein besonderer Dank geht an meinen ehemaligen Bürokollegen Christoph Hinze. Ohne die vielen Diskussionen und Anregungen wären einige Ideen nicht entstanden und würden sich daher nicht im Rahmen dieser Arbeit vorfinden. Ebenso möchte ich mich bei Frau Heide Kreuzburg für alle organisatorischen Fragen im Zusammenhang mit dieser Arbeit bedanken.

Darüber hinaus gilt mein Dank allen weiteren Kollegen des ISW der Universität Stuttgart. Dies gilt sowohl für die Verwaltung, die mechanische und elektrische Werkstatt, die Kollegen der Gruppe „Antriebssysteme und -regelung“ als auch allen weiteren wissenschaftlichen Mitarbeitern. Neben der Bearbeitung der

wissenschaftlichen Fragestellung hat die positive Gemeinschaft stets dazu beigetragen, dass ich eine tolle Zeit am ISW erleben durfte. Überdies bedanke ich mich bei allen Studierenden, die mich während der Zeit unterstützt haben und einen wesentlichen Beitrag zur Umsetzung meiner Ideen in die Praxis erbracht haben.

Abschließend geht ein ganz besonderer Dank an meine Familie, die mich stets unterstützt hat und damit wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Außerdem möchte ich meiner Mutter und meinem Bruder für die Durchsicht der Arbeit danken. Darüber hinaus geht ein besonderer Dank an meine Frau Nina, die mir über die Jahre stets Verständnis, Geduld und ein offenes Ohr entgegengebracht hat.

Ravensburg, im April 2023

Patrick Mesmer

Kurzfassung

Die Elastizität des Antriebsstrangs hat einen erheblichen Einfluss auf die Genauigkeit von Industrierobotern. In Kombination mit einer klassischen Kaskadenregelung, die ausschließlich auf motorseitigen Größen basiert, führt diese Elastizität zu einer Begrenzung der dynamischen Bahngenauigkeit. Zur Erschließung neuer Anwendungsbereiche muss jedoch ebendiese gesteigert werden. Ein vielversprechender Ansatz hierfür ist der Einsatz fortgeschrittener Regelungsverfahren in Verbindung mit der Integration von Zusatzsensorik für die Rückführung gelenkseitiger Größen.

Im Stand der Technik existiert eine Vielzahl von Ansätzen zur regelungstechnischen Genauigkeitssteigerung von Industrierobotern. Bis heute konnte sich jedoch noch keiner der Ansätze für Industrieroboter mit vergleichsweise hohen Traglasten durchsetzen. Darüber hinaus bieten erste Roboterhersteller bereits Manipulatoren mit gelenkseitiger Positionsmessung an. Jedoch wird deren Potenzial noch nicht vollends ausgeschöpft.

Die vorliegende Arbeit befasst sich daher mit einem adaptiven, antriebsbasierten Regelungsansatz für Industrieroboter mit gelenkseitiger Positionsmessung. Der vorgeschlagene Ansatz soll dabei sowohl theoretisch fundiert als auch in der Praxis anwendbar sein. Zu diesem Zweck wird ein auf der klassischen Kaskadenregelung basierendes, lineares Regelungsgesetz unter Verwendung gelenkseitiger Positionsmessung vorgeschlagen, das anschließend mithilfe der LPV-Methodik zu einer Gain-Scheduling-Regelung erweitert wird. Dadurch werden sowohl Stabilität als auch Performanz unter Variation der Manipulatorkonfiguration gewährleistet.

Die erreichbare Performanz des Regelungsansatzes wird experimentell für die drei Hauptachsen eines KUKA KR210-2 Industrieroboters validiert. Dazu werden anwendungsorientierte Validierungsszenarien durchgeführt, unter an-

derem in Form eines Trajektorienfolgeexperiments sowie eines Fräsversuchs. Die experimentellen Ergebnisse zeigen eine deutliche Verbesserung im Vergleich zur klassischen Kaskadenregelung. Der Ansatz stellt einen Kompromiss zwischen Regelungsperformanz und Robustheit dar, um die industrielle Anwendbarkeit zu gewährleisten. Des Weiteren beinhaltet der Ansatz eine systematische Vorgehensweise für die Systemidentifikation sowie den robusten Entwurf des adaptiven Reglers unter Beibehaltung einer vergleichsweise einfachen Reglerstruktur.

Abstract

The drivetrain elasticity has a significant influence on the accuracy of industrial robots. This elasticity, combined with a traditional cascade control based exclusively on motor-side quantities, limits the dynamic path accuracy. However, to open up new areas of application for industrial robots, an increased dynamic path accuracy has to be obtained. A promising approach for improving the dynamic path accuracy is the application of advanced control methods along with the integration of additional sensors for joint-side feedback.

There is a lot of scientific literature on control-based approaches to increase the accuracy of industrial robots. To date, however, none of the approaches has been able to establish itself for industrial robots with comparatively high payloads. In addition, first robot manufacturers already offer manipulators with joint-side position sensing. But their potential is not yet fully exploited.

Therefore, this thesis addresses this issue by an adaptive, drive-based control for industrial robots with joint-side position sensing. The proposed approach is intended to be both theoretically grounded and applicable in practice. For this purpose, a linear control law based on the traditional cascade control using joint-side position sensing is proposed. Subsequently, this control scheme is extended to a gain-scheduling control using the LPV method. This ensures stability as well as performance under variation of the manipulator configuration. The achievable performance of the control approach is experimentally validated for the three base joints of a KUKA KR210-2 industrial robot. For this purpose, application-oriented validation scenarios are carried out, among others, a trajectory tracking and a milling experiment. The experimental results reveal a significant improvement compared to the classical cascade control. The approach represents a trade-off between control performance and robustness to ensure industrial applicability. Moreover, the approach involves a systematic

approach for the system identification as well as the robust design of the adaptive controller while maintaining a comparatively simple controller structure.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	iii
Kurzfassung	v
Abstract	vii
Abkürzungsverzeichnis	xiii
Symbolverzeichnis	xv
Abbildungsverzeichnis	xxv
Tabellenverzeichnis	xxix
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	2
1.2 Aufbau der Arbeit	3
2 Stand der Technik	5
2.1 Modellierung von Industrierobotern	5
2.1.1 Starrkörperdynamik	6
2.1.2 Elastischer Antriebsstrang	8
2.1.3 Gesamtmodell	14
2.2 Parameteridentifikation	16
2.2.1 Methodik und Vorüberlegungen	16
2.2.2 Starrkörperdynamik	17
2.2.3 Elastischer Antriebsstrang	21

ix

2.3	Robuste Regelung	24
2.3.1	H_∞ -Optimierung	24
2.3.2	Strukturierter H_∞ -Entwurf	31
2.4	LPV-basiertes Gain-Scheduling	32
2.4.1	LPV-Modellierung	34
2.4.2	LPV-Methodik	36
2.5	Ansätze zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung von Industrierobotern	41
2.5.1	Theoretisch geprägte Ansätze	41
2.5.2	Praxisorientierte Ansätze	43
2.5.3	Applikationsspezifische Ansätze	45
2.5.4	Bewertung	47
3	Zielsetzung und Vorgehensweise	51
4	Antriebsbasierte Schwingungsdämpfung	55
4.1	Lineares Regelgesetz	55
4.2	Interpretation des Regelgesetzes	61
4.3	Strukturierter H_∞ -Entwurf	63
4.3.1	Drehzahlregelkreis	65
4.3.2	Dämpfungs- und Positionsregelkreis	69
4.4	LPV-Gain-Scheduling	70
4.5	Dezentraler Beobachter	77
4.5.1	Auswahl der Beobachterstruktur	78
4.5.2	Beobachtbarkeitsanalyse	81
5	Experimentelle Untersuchung	83
5.1	Verwendeter Versuchsstand	83
5.2	Parameteridentifikation	86
5.2.1	Starrkörperdynamik	86
5.2.2	Elastischer Antriebsstrang	92
5.3	Beobachterausslegung und -validierung	96

5.4	Reglersynthese	99
5.4.1	Drehzahlregelkreis	100
5.4.2	Dämpfungs- und Positionsregelkreis	102
5.4.3	Analyse der Regelgüte	105
5.5	Stabilitätsanalyse	107
5.6	Experimentelle Regelungsperformanz	110
5.6.1	Trajektorienfolge	112
5.6.2	Fräsbearbeitung	118
5.6.3	Diskussion	122
6	Zusammenfassung und Ausblick	123
	Literatur	127
	Anhang	155
A	Anwendungsbeispiel KUKA KR210-2 Industrieroboter	155
A.1	Kinematik	155
A.2	Streckenparameter	157
A.3	Validierung Starrkörperidentifikation	159
A.4	Gewichtungen für den LPV-Reglerentwurf	160
B	Mathematische Definitionen	161
B.1	Bounded Real Lemma	161
B.2	Lipschitz-Stetigkeit	161
B.3	Stabilitätstheorie nach Lyapunov	162
B.4	Stabilität von LPV-Systemen	162
C	Eigenschaften von Roboter manipulatoren	167

Abkürzungsverzeichnis

CAD	rechnerunterstützte Konstruktion (engl.: computer-aided design)
CAM	rechnerunterstützte Fertigung (engl.: computer-aided manufacturing)
CNC	rechnergestützte numerische Steuerung (engl.: computerized numerical control)
EKF	Extended Kalman Filter
HW	Hardware
IR	Industrieroboter
ISW	Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen
LMU	lineare Matrixungleichung
LPV	linear parametervariant
LTI	linear zeitinvariant
MSE	mittlerer, quadratischer Fehler (engl.: mean squared error)
PMSM	permanenterregte Synchronmaschine
PRBS	pseudozufälliges Binärsignal (engl.: pseudorandom binary signal)
P-PI	P-PI-Kaskadenregelung
SISO	Eingrößensystem (engl.: Single Input, Single Output)
TCP	Endeffektorposition (engl.: Tool Center Point)
UKF	Unscented Kalman Filter

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Beschreibung
$D_{d,\dot{\theta}_i}$	–	Gewichtungsparameter des Motordrehzahlregelkreises
D_{d,\dot{q}_i}	–	Gewichtungsparameter des Gelenkdrehzahlregelkreises
D	–	Dämpfung
$F_{c,i}$	Nm	Coulombscher Reibungskoeffizient
$F_{s,i}$	Nm	Haftreibungskoeffizient
$F_{v,i}$	Nms/rad	Viskoser Reibungskoeffizient
$I_{xx,i}$	kgm ²	Massenträgheitsmoment um die X-Koordinatenachse
$I_{xy,i}$	kgm ²	Deviationsmoment um die Z-Koordinatenachse
$I_{xz,i}$	kgm ²	Deviationsmoment um die Y-Koordinatenachse
$I_{yy,i}$	kgm ²	Massenträgheitsmoment um die Y-Koordinatenachse
$I_{yz,i}$	kgm ²	Deviationsmoment um die X-Koordinatenachse
$I_{zz,i}$	kgm ²	Massenträgheitsmoment um die Z-Koordinatenachse
$J_{m,i}$	kgm ²	Motorträgheitsmoment
$K_{p,i}$	Nms/rad	Proportionalverstärkung des Drehzahlreglers
$K_{v,i}$	1/s	Proportionalverstärkung des Lagereglers

Symbol	Einheit	Beschreibung
$K_{d,i}$	–	Dämpfungsproportionalverstärkung
$K_{k,i}$	–	Steifigkeitsproportionalverstärkung
M_S	–	Maximalwert der Sensitivitätsfunktion
$M_{S,\dot{\theta}_i}$	–	Maximalwert der Sensitivitätsfunktion des Motordrehzahlregelkreises
M_{S,q_i}	–	Maximalwert der Sensitivitätsfunktion des Gelenkpositionsregelkreises
M_{ii}	kgm^2	Diagonalelement der Massenmatrix
N_f	–	Fourierreihenordnung
$S_{\dot{\theta}_i}$	–	Sensitivitätsfunktion des Motordrehzahlregelkreises
S_{q_i}	–	Sensitivitätsfunktion des Gelenkpositionsregelkreises
T_S	s	Abtastzeit
$T_{\dot{\theta}_i}$	–	Komp. Sensitivitätsfunktion des Motordrehzahlregelkreises
$T_{\dot{q}_i}$	–	Komp. Sensitivitätsfunktion des Gelenkdrehzahlregelkreises
$T_{\tau,i}$	s	Ersatzzeitkonstante des geschlossenen Stromregelkreises
$T_{c,i}$	s	Ersatzzeitkonstante des geschlossenen Drehzahlregelkreises
$T_{n,i}$	s	Nachstellzeit des Drehzahlreglers
T_{q_i}	–	Komp. Sensitivitätsfunktion des Gelenkpositionsregelkreises
$W_{KS,i}$	–	Gewichtungsfunktion der Stellgröße

Symbol	Einheit	Beschreibung
$W_{S,\dot{\theta}_i}$	–	Gewichtungsfunktion der Sensitivitätsfunktion des Motordrehzahlregelkreises
W_{S,q_i}	–	Gewichtungsfunktion der Sensitivitätsfunktion des Gelenkpositionsregelkreises
$W_{T,\dot{\theta}_i}$	–	Gewichtungsfunktion der komp. Sensitivitätsfunktion des Motordrehzahlregelkreises
W_{T,\dot{q}_i}	–	Gewichtungsfunktion der komp. Sensitivitätsfunktion des Gelenkdrehzahlregelkreises
W_{T,q_i}	–	Gewichtungsfunktion der komp. Sensitivitätsfunktion des Gelenkpositionsregelkreises
α_{UKF}	–	Streuung der Sigma-Punkte
β_{UKF}	–	Charakterisierung der Zustandsverteilung
$\beta_{S,\dot{\theta}_i}$	–	Performanzparameter der Sensitivitätsfunktion des Motordrehzahlregelkreises
A_{UKF}	–	Systemmatrix des UKF
A	–	Systemmatrix
B_{UKF}	–	Eingangsmatrix des UKF
B	–	Eingangsmatrix
$C(q,\dot{q})$	Nm	Coriolis- und Zentrifugalterme
C_{UKF}	–	Ausgangsmatrix des UKF
C	–	Ausgangsmatrix
D_g	Nms/rad	Dämpfungsmatrix
D	–	Durchgangsmatrix
F_c	Nm	Coulombscher Reibungskoeffizient
F_v	Nms/rad	Viskoser Reibungskoeffizient
F_s	Nm	Haftreibungskoeffizient

Symbol	Einheit	Beschreibung
G	–	Übertragungsfunktion
I_i	kgm^2	Trägheitstensor
I	–	Einheitsmatrix
$J^T(q)$	–	Transponierte geometrische Jacobi-Matrix
J_m	kgm^2	Massenmatrix der Motoren
K_g	Nm/rad	Steifigkeitsmatrix
K	–	Regler
$M(q)$	kgm^2	Massenmatrix
O_n	–	n-schrittige Beobachtbarkeitsmatrix
Q	–	Kovarianz des Prozessrauschens
R	–	Kovarianz des Messrauschens
U	–	Getriebeübersetzungsmatrix
Y_s	–	Regressormatrix der Starrkörperdynamik
Ω	–	LPV-Regler
\ddot{q}	rad/s^2	Gelenkbeschleunigungen
δ_s	–	Formfaktor Stribeck-Kurve
$\dot{\theta}_d$	rad/s	Motorsolldrehzahlen
$\dot{\theta}$	rad/s	Motordrehzahlen
\dot{q}_d	rad/s	Gelenksollgeschwindigkeiten
\dot{q}	rad/s	Gelenkgeschwindigkeit
ϕ	rad	Vektor der Fourier-Koeffizienten
π_s	–	Parametervektor der Starrkörperdynamik
ρ	–	(Exogener) zeitvarianter Parametervektor
τ_{ext}	Nm	Externe Störkräfte im Gelenkraum
τ_f	Nm	Motorreibung

Symbol	Einheit	Beschreibung
τ_g	Nm	Koppelmomente
$\tau_{m,d}$	Nm	Motorsollmomente
τ_m	Nm	Motormomente
τ_s	Nm	Momente der Starrkörperdynamik
θ	rad	Motorpositionen
ξ	Nm	Generalisierte Kräfte
e	–	Regelfehler
$g(q)$	Nm	Gravitationsvektor
h_e	N, Nm	TCP-Kräfte/-Momente
q_d	rad	Gelenksollpositionen
q	rad	Gelenkpositionen
$r_{m,i}$	m	Massenschwerpunkt
u	–	Eingangsvektor
v_s	rad/s	Stribeck-Geschwindigkeit
w	–	Externer Störeingang
x	–	Zustandsvektor
y	–	Ausgangsvektor
z	–	Performanzgrößen
$\ddot{\theta}_i$	rad/s ²	Motorbeschleunigung
\ddot{q}_i	rad/s ²	Gelenkbeschleunigung
$\delta_{s,i}$	–	Formfaktor Stribeck-Kurve
$\dot{\theta}_{d,i}$	rad/s	Motorsolldrehzahl
$\dot{\theta}_i$	rad/s	Motordrehzahl
$\dot{q}_{d,i}$	rad/s	Gelenksollgeschwindigkeit
\dot{q}_i	rad/s	Gelenkgeschwindigkeit

Symbol	Einheit	Beschreibung
$\epsilon_{\hat{q}_i}$	–	Gewichtung der Unsicherheit des Gelenkdrehzahlregelkreises
ϵ_{q_i}	–	Gewichtung der Unsicherheit des Gelenkpositionsregelkreises
η_i	–	Massenträgheitsverhältnis
$\hat{\mathbf{q}}$	rad/s	Geschätzte Gelenkgeschwindigkeiten
$\hat{\boldsymbol{\pi}}_s$	–	Geschätzter Parametervektor der Starrkörperdynamik
$\hat{\mathbf{q}}$	rad	Geschätzte Gelenkpositionen
$\hat{\sigma}_1$	Nm	Geschätzte gelenkseitige Störung
$\hat{\sigma}_2$	Nm	Geschätzte motorseitige Störung
\hat{d}_i	Nms/rad	Geschätzte Dämpfungskonstante
\hat{k}_i	Nm/rad	Geschätzte Federkonstante
κ_{UKF}	–	Streuung der Sigma-Punkte
$\kappa_{\text{KS},i}$	–	Gewichtungsparameter der Stellgröße
λ	–	Eigenwert
\mathcal{L}	J	Lagrange-Funktion
\mathcal{T}	J	Kinetische Energie
\mathcal{U}	J	Potentielle Energie
$\mathfrak{B}_{(A,B,C,D)}$	–	Bounded Real Lemma Map
\mathcal{P}	–	Regelstrecke
μ_ρ	1/kgm ²	Mittelwert des zeitvarianten Parameters
ω_1	rad/s	Parameter für die numerische Stabilität der Gewichtungen
ω_f	rad/s	Fourierreihengrundfrequenz
ω_0	rad/s	Kennkreisfrequenz

Symbol	Einheit	Beschreibung
$\overline{\rho}_i$	–	Obere Grenze des transformierten (exogenen) zeitvarianten Parameters
ϕ_r	rad	Phasenreserve
ρ_i	–	Transformierter (exogener) zeitvarianter Parameter
τ_x	Nm	Kontaktdrehmoment um die X-Achse
τ_y	Nm	Kontaktdrehmoment um die Y-Achse
τ_z	Nm	Kontaktdrehmoment um die Z-Achse
$\tau_{\dot{\theta}_i}$	–	Dämpfung der Gewichtungen des Motordrehzahlregelkreises
$\tau_{\dot{q}_i}$	–	Dämpfung der Gewichtungsfunktionen der Gelenkregelkreise
$\tau_{m,d,i}$	Nm	Motorsollmoment
$\tau_{m,i}$	Nm	Motormoment
$\tau_{el,i}$	s	Elektrische Zeitkonstante
$\tau_{ext,i}$	Nm	Externes Moment
$\tau_{f,i}$	Nm	Reibmoment
$\tau_{max,i}$	Nm	Maximales Motormoment
θ_i	rad	Motorposition
$\tilde{\rho}_i$	1/kgm ²	(Exogener) zeitvarianter Parameter
\tilde{w}	–	Reduzierter externer Störeingang
\tilde{z}	–	Reduzierte Performanzgrößen
$\underline{\rho}_i$	–	Untere Grenze des transformierten (exogenen) zeitvarianten Parameters
ζ_{S,q_i}	–	Performanzparameter der Sensitivitätsfunktion des Gelenkpositionsregelkreises
a_e	mm	Schnittbreite

Symbol	Einheit	Beschreibung
a_p	mm	Schnitttiefe
a_r	dB	Amplitudenreserve
$a_{i,k}$	rad	Fourier-Koeffizient
$b_{i,k}$	rad	Fourier-Koeffizient
d_f	mm	Fräserdurchmesser
d_ρ	1/kgm ²	Betragsmäßiger Abstand des zeitvarianten Parameters
d_i	Nms/rad	Mechanische Dämpfung
e_i	rad	Schleppabstand
f_t	mm/Zahn	Zahnvorschub
f_x	N	Kontaktkraft in X-Richtung
f_y	N	Kontaktkraft in Y-Richtung
f_z	N	Kontaktkraft in Z-Richtung
$i_{m,d,i}$	A	Sollstromstärke
k_i	Nm/rad	Federkonstante
$k_{m,i}$	Nm/A	Drehmomentkonstante
m_i	kg	Starrkörpermasse
n_f	1/min	Spindeldrehzahl
$q_{d,i}$	rad	Gelenksollposition
q_i	rad	Gelenkposition
s	rad/s	Laplace-Variable
u_i	–	Getriebeübersetzung
v_c	mm/min	Schnittgeschwindigkeit
v_f	mm/min	Vorschub
$v_{s,i}$	rad/s	Stribeck-Geschwindigkeit

Symbol	Einheit	Beschreibung
x_i	m	Massenschwerpunkt in X-Koordinatenrichtung
y_i	m	Massenschwerpunkt in Y-Koordinatenrichtung
z_f	–	Anzahl Schnitten
z_i	m	Massenschwerpunkt in Z-Koordinatenrichtung

Abbildungsverzeichnis

2.1	Aufbau und Funktionsprinzip eines Zykloidgetriebes (basierend auf [34])	11
2.2	Statische Reibungsmodelle (angelehnt an [37])	14
2.3	Mechanisches Modell eines elastischen Robotergelenks (angelehnt an [15])	15
2.4	Standardregelkreisstruktur (angelehnt an [68])	25
2.5	Sensitivitätsfunktionen eines Systems zweiter Ordnung	27
2.6	Eingrößensystem (engl.: Single Input, Single Output) (SISO)-Regelstrecke mit multiplikativer Unsicherheit (angelehnt an [67])	30
2.7	Regelkreisstruktur für LPV-Entwurf (angelehnt an [98])	37
3.1	Struktur der Arbeit zur Zielerreichung	53
4.1	Linearisierte SISO-Regelstrecke eines Gelenks i	57
4.2	Blockdiagramm der vereinfachten SISO-Regelstrecke inklusive linearem Regelgesetz und Positionsregler	61
4.3	Geschlossener SISO-Regelkreis inklusive Gewichtungsfunktionen	65
4.4	Bode-Diagramm der Drehzahlregelstrecke mit $\eta_i \approx 2,4$ (Eingang: Motormoment $\tau_{m,i}$, Ausgang: Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$, angelehnt an [32])	67
5.1	Versuchsstand mit KUKA KR210-2 Industrieroboter (IR) und zusätzlicher gelenkseitiger Positionssensorik [20]	84
5.2	Schematisches Blockdiagramm der Regelungsarchitektur (angelehnt an [20])	85
5.3	Gewichtsausgleich des Experimentalsystems	87

5.4	Gemessenes Motormoment des zweiten Gelenks in Abhängigkeit der Gelenkposition	88
5.5	Optimale Solltrajektorie zur Identifikation der Starrkörperparameter	89
5.6	Gemessener und identifizierter Momentenverlauf der ersten drei Gelenke des Experimentalsystems für die Identifikationstrajektorie (angelehnt an [20])	90
5.7	Identifizierte Einträge der Massenmatrix in Abhängigkeit der Gelenkpositionen	91
5.8	Gemessenes und identifizierte Reibungsmomente des ersten Gelenks des Experimentalsystems	93
5.9	Vergleich der Amplitude des Frequenzgangs der ersten drei Gelenke des Experimentalsystems und des identifizierten Gelenkmodells (Eingang: $u_i^{-1}\dot{\theta}_i$, Ausgang: \dot{q}_i , angelehnt an [20])	95
5.10	Schätzgüte des Beobachters im Zeitbereich beispielhaft für das erste Gelenk des Experimentalsystems für eine lineare kartesische Bahn	98
5.11	Vergleich der gemessenen und beobachteten Frequenzgänge der ersten beiden Gelenke des Experimentalsystems mit und ohne Beobachter (Eingang: $u_i^{-1}\dot{\theta}_i$, Ausgang: \dot{q}_i)	99
5.12	Sensitivität- und komplementäre Sensitivitätsfunktion der Motordrehzahl des ersten Gelenks an den Rändern des Parameter-raums	101
5.13	Vergleich der Unsicherheitsprofile mit und ohne Beobachter	103
5.14	Gewichtungsfunktionen der komplementären Sensitivitätsfunktion der Gelenkgeschwindigkeit W_{T,\dot{q}_i} und zugehörige Unsicherheitsmodelle der ersten beiden Gelenke	103
5.15	Komplementäre Sensitivitätsfunktionen der Gelenkgeschwindigkeit und der Gelenkposition des ersten Gelenks an den Rändern des Parameterraums	104
5.16	Sensitivitätsfunktion der Gelenkposition des ersten Gelenks an den Rändern des Parameterraums	105

5.17	Vergleich der Sensitivitätsfunktionen der P-PI und des LPV-Reglers der Gelenkposition des ersten Gelenks gemäß Reglersynthese an den Rändern des Parameterraums	106
5.18	Zeitvarianter Parameter ρ_1 und dessen totales Differential in Abhängigkeit der Gelenkpositionen q_2 und q_3 (rotes Dreieck: Größte Änderungsrate)	110
5.19	Manipulatorkonfiguration mit der größten Änderungsrate des zeitvarianten Parameters ρ_1	110
5.20	Manipulatorkonfigurationen für die experimentelle Validierung (angelehnt an [20])	111
5.21	Experimentelle Sensitivitäts- und komplementäre Sensitivitätsfunktion des Positionsregelkreises des ersten Gelenks bei unterschiedlichen Manipulatorkonfigurationen	112
5.22	Regelfehler im Gelenkraum für eine lineare kartesische Bahn (angelehnt an [20])	114
5.23	Prüfbahn zur kartesischen Validierung	116
5.24	Euklidischer Regelfehler für die kartesische Prüfbahn	117
5.25	Testwerkstück angelehnt an NAS-979-Standard [197]	118
5.26	Vergleich der Messergebnisse der gefertigten Testwerkstücke	121
A.1	KUKA KR210-2 IR mit Gelenkkoordinatensystemen gemäß modifizierter Denavit-Hartenberg-Parameter nach [186]	156
A.2	Validierungstrajektorie für die Starrkörperidentifikation	159
A.3	Gemessener und prognostizierter Momentenverlauf der ersten drei Gelenke des Experimentalsystem für die Validierungstrajektorie gemäß Abbildung A.2	159

Tabellenverzeichnis

2.1	Bewertung der Ansätze zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung von IR	48
5.1	Reglerverstärkungen des LPV-Reglers für das Experimentalsystem	106
5.2	Einträge der Massenmatrix des Experimentalsystems für die Manipulatorkonfigurationen gemäß Abbildung 5.20	111
5.3	Experimentelle Regelungsperformanz für die lineare kartesische Bahn gemäß Abbildung 5.22	115
5.4	Fehlernormen des euklidischen Regelfehlers der kartesischen Prüfbahn gemäß Abbildung 5.23	117
5.5	Messwerte der Testwerkstücke an den Messpunkten gemäß Abbildung 5.26	120
A.1	Modifizierte Denavit-Hartenberg-Parameter des KUKA KR210-2	156
A.2	Identifizierte Starrkörperparameter der ersten drei Gelenke des KUKA KR210-2 inklusive Gewichtsausgleichsparametern . . .	157
A.3	Motorparameter der ersten drei Gelenke des KUKA KR210-2 .	158
A.4	Identifizierte Reibungsparameter der ersten drei Gelenke des KUKA KR210-2	158
A.5	Identifizierte Gelenkparameter der ersten drei Gelenke des KUKA KR210-2	158
A.6	Parametrierung der Gewichtungsfunktionen des LPV-Reglers für das Experimentalsystem	160

1 Einleitung

Seit dem ersten industriellen Einsatz eines Industrieroboters (IR) im Jahr 1961 [1] hat die Industrierobotik die Produktionstechnik maßgeblich geprägt. In den letzten Jahrzehnten wurden IR vor allem dazu eingesetzt, den Automatisierungsgrad zu erhöhen und dadurch die Wettbewerbsfähigkeit zu verbessern. Dies spiegelt sich darin wider, dass sich im Zeitraum von 2011 bis 2018 die Anzahl der weltweit jährlich neu installierten IR mehr als verdreifacht hat [2]. Trotz der weltweiten COVID-19-Pandemie und des zwischenzeitlichen Rückgangs der Roboterinstallationen, wurde im Jahr 2021 ein Wachstum von 22 % im Vergleich zu vor der Pandemie im Jahr 2018 verzeichnet. Die International Federation of Robotics sagt der weltweiten Industrierobotik auch zukünftig hervorragende Wachstumspotenziale voraus. Dies ist unter anderem mit dem weiter zunehmenden Wunsch nach Digitalisierung und der kosteneffizienten Produktion grüner Technologien zu erklären [2].

Neben den traditionellen Anwendungsgebieten der Industrierobotik [3], wie beispielsweise der Handhabung, dem Punktschweißen oder dem Sprühlackieren, besteht in der Produktionstechnik der zunehmende Wunsch neue Anwendungsgebiete zu erschließen. Beispiele hierfür sind unter anderem die Fräsbearbeitung [4, 5, 6], das Laserschneiden [7], das Schleifen [8] sowie die additive Fertigung [9].

Dieser Wunsch ist damit zu begründen, dass IR ein gutes Verhältnis von Arbeitsraum zu Investitionskosten sowie eine durch die Anzahl an Freiheitsgraden einhergehende hohe Flexibilität aufweisen. Anders als bei klassischen Positionieraufgaben haben diese Anwendungen jedoch sowohl hohe Anforderungen an die Wiederholgenauigkeit als auch an die dynamische Bahngenauigkeit und Störunterdrückung. Demzufolge ist die Steigerung der Performanz hinsichtlich dieser Zielgrößen, unter Berücksichtigung der damit einhergehenden

Kosten, erstrebenswert, um den Marktanteil in diesen Anwendungsgebieten zu erhöhen.

1.1 Problemstellung

Bereits in den 1980er Jahren wurde erkannt, dass die Elastizität des Antriebsstrangs einen signifikanten Einfluss auf die dynamische Bahngenauigkeit von IR hat [10, 11]. IR sind heutzutage in der Regel mit einem Antriebsstrang bestehend aus einer permanenterregten Synchronmaschine (PMSM) und einem Präzisionsgetriebe ausgestattet [12]. Wegen der hohen Anforderungen hinsichtlich Effizienz, Genauigkeit, Überlastfähigkeit und Bauraum werden üblicherweise zwei Getriebetypen [13] – Harmonic Drive und Zykloidgetriebe – eingesetzt. Aufgrund des Funktionsprinzips (Rollkontakt anstelle eines Zahneingriffs) werden für IR mit hohen Traglasten überwiegend Zykloidgetriebe und für Leichtbauroboter Harmonic Drive eingesetzt. Beide Getriebetypen haben gemeinsam, dass sie aufgrund ihres Funktionsprinzips eine verhältnismäßig geringe Steifigkeit in Rotationsrichtung besitzen. Dies führt in Kombination mit der seriellen Kinematik dazu, dass Industrieroboter um den Faktor 10 bis 100 weniger steif sind als Werkzeugmaschinen [14]. Die Kombination aus vergleichsweise geringer Steifigkeit und Graviations-, Inertial- sowie Prozesskräften limitiert die Absolutgenauigkeit wie auch die dynamische Bahngenauigkeit. Die serielle Kinematik ist jedoch gleichzeitig für das gute Verhältnis von Arbeitsraum zu Investitionskosten und die Flexibilität verantwortlich.

Zur Erschließung eines größeren Marktanteils in Anwendungsgebieten, die neben der Wiederholgenauigkeit auch eine hohe dynamische Bahngenauigkeit sowie ein gutes Störunterdrückungsverhalten benötigen, ist infolgedessen der limitierende Einfluss der Gelenkelastizitäten zu verringern. Die Herausforderung besteht darin, eine wesentliche Verbesserung zu erzielen, ohne den Kostenvorteil gegenüber technologieorientierter Spezialmaschinen zu verlieren.

1.2 Aufbau der Arbeit

Die Arbeit ist wie folgt gegliedert: Im Anschluss an diese Einleitung widmet sich Kapitel 2 dem Stand der Technik. Dieser beinhaltet unter anderem die Herleitung der Bewegungsgleichungen des Starrkörpersystems sowie die Modellierung des dynamischen Verhaltens des elastischen Antriebsstrangs. Da das Modell im weiteren Verlauf der Arbeit vorwiegend für den Reglerentwurf und die Systemanalyse herangezogen wird, liegt das Augenmerk darauf eine handhabbare Modelltiefe bei ausreichender Genauigkeit zu erzielen. Darüber hinaus wird der Stand der Technik zur Parameteridentifikation des damit vorliegenden Dynamikmodells des flexiblen Mehrkörpersystems beschrieben. Außerdem werden die dieser Arbeit zugrunde liegende Regelungstheorie erläutert sowie vorhandene Ansätze zur Dynamik- und Genauigkeitssteigerung von Industrierobotern verglichen.

Mit dem Vorliegen der Anforderungen aus der Problemstellung sowie den aus dem Stand der Technik gewonnenen Erkenntnissen werden in Kapitel 3 sowohl die Zielsetzung als auch die Vorgehensweise zur Lösungsfindung detailliert. Diese Erkenntnisse werden im nachfolgenden Kapitel 4 für den modellbasierten Entwurf des Regelungsansatzes der antriebsbasierten Schwingungsdämpfung herangezogen. Zunächst wird ein linearer Regelungsansatz hergeleitet, der danach mittels der Gain-Scheduling-Methode erweitert wird, um den Einfluss der nichtlinearen Starrkörperdynamik zu berücksichtigen. Hierbei wird die sogenannte LPV-Methode eingesetzt, wodurch die typischen Nachteile von klassischem Gain-Scheduling (unter anderem eine fehlende Systematik für den Stabilitätsnachweis) vermieden werden.

Im Anschluss findet in Kapitel 5 die experimentelle Untersuchung des entwickelten Verfahrens beispielhaft anhand eines KUKA KR210-2 Industrieroboters statt. Grundlage hierfür ist die Parameteridentifikation des zuvor hergeleiteten Dynamikmodells des flexiblen Mehrkörpersystems. Bei den vorgeschlagenen Identifikationsverfahren wird Wert darauf gelegt, dass keine zusätzliche Sensorik und Aktorik benötigt wird. Dadurch entsteht ein geringerer Aufwand bei der erneuten Identifikation im Rahmen von Wartungen oder verschleißbe-

dingten Veränderungen des dynamischen Verhaltens, einhergehend mit einer erhöhten industriellen Akzeptanz. Anschließend erfolgt mittels des identifizierten Modells die Reglersynthese und experimentelle Validierung anhand eines Trajektorienfolgeexperiments. Des Weiteren wird eine Fräsbearbeitung durchgeführt, bei der sowohl das Führungs- als auch Störverhalten anwendungsnah validiert wird.

Abschließend werden in Kapitel 6 die Ergebnisse dieser Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf zukünftige, weiterführende Forschungsarbeiten gegeben.

Teile dieser Arbeit beruhen auf bereits veröffentlichten Ergebnissen [15, 16, 17, 18, 19, 20]. An den jeweiligen Stellen, bei denen größere Abschnitte sinngemäß übernommen werden, wird explizit auf die entsprechende Publikation hingewiesen.

2 Stand der Technik

Modellbasierte Regelungsverfahren stellen einen kostengünstigen Ansatz zur Erhöhung der dynamischen Bahngenauigkeit von IR dar. Da Modelle des physikalischen Systemverhaltens eine Voraussetzung für all diese Regelungsverfahren sind, beschreibt dieses Kapitel einleitend das übliche Vorgehen zur Modellierung und Parameteridentifikation. Nachfolgend wird die dieser Arbeit zugrundeliegende, fortgeschrittene Regelungstheorie der robusten Regelung sowie die Methode des Gain-Scheduling wiedergegeben. Abschließend werden bestehende Lösungsansätze zur Dynamik- und Genauigkeitssteigerung von Industrierobotern erläutert und bewertet.

2.1 Modellierung von Industrierobotern

In diesem Unterkapitel wird das dynamische Modell eines 6-Achs-IR mit klassischer Knickarmkinematik beschrieben. Dabei liegt der Fokus auf einer handhabbaren Komplexität, sodass sich das Modell für den nachfolgenden Reglerentwurf eignet. Die Grundlage bildet ein physikalisches Modell, das mittels Vermessung des Ein-/Ausgangsverhaltens in vergleichsweise geringem Aufwand identifiziert werden kann sowie das grundlegende dynamische Verhalten abbildet.

Die Modellierung orientiert sich an den zahlreichen in der Literatur vorhandenen Herleitungen von Modellen für serielle Roboter mit elastischen Gelenken [3, 11, 21, 22]. Bei der Modellierung wird unter anderem die Annahme getroffen, dass die dominierende Elastizität in der Rotationsachse jedes Gelenks liegt. Diese Modellannahme ist weit verbreitet und wurde unter anderem für einen KUKA KR125 IR, der dem im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Expe-

rimentalsystem (vergleiche Anhang A) ähnelt, bestätigt [23]. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Glieder üblicher IR aus Hohlkörpern aus Aluminiumguss bestehen, womit diese deutlich steifer als die in den Gelenken verbauten Getriebe in Rotationsrichtung sind.

Für die Modellherleitung wird das elastische Mehrkörpersystem in die zwei Subsysteme Starrkörperdynamik und Dynamik des elastischen Antriebsstrangs eingeteilt. Zunächst werden die Bewegungsgleichungen der Starrkörperdynamik mittels des Lagrange-Formalismus hergeleitet. Danach erfolgt die Modellierung des elastischen Antriebsstrangs. Den Abschluss des Unterkapitels bildet die Zusammenfassung der beiden Teilsysteme zu einem Gesamtmodell.

2.1.1 Starrkörperdynamik

In diesem Abschnitt werden die Bewegungsgleichungen der Starrkörperdynamik, die die Beziehung zwischen den mittels der Aktuatoren eingebrachten Drehmomente der Gelenke und der daraus resultierenden Bewegung der Roboterstruktur beschreibt, hergeleitet. Hierfür werden sowohl die Glieder als auch die Gelenke als starr angesehen. Die systematische Herleitung der Bewegungsgleichungen erfolgt mittels des Lagrange-Formalismus.

Grundvoraussetzung ist das Vorliegen einer geometrischen Beschreibung des Manipulators (Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung der Körper ohne Berücksichtigung der Kräfte und Momente), der sogenannten Kinematik. Zur kinematischen Modellierung von seriellen Robotern existieren mehrere Varianten, wobei sich im Bereich von IR die Beschreibung mit Denavit-Hartenberg-Parametern etabliert hat [24]. Mittels homogener Transformationsmatrizen und jeweils vier Parametern werden die Koordinatensysteme der seriellen Kette definiert. Die Bewegung des Manipulators wird dadurch beschrieben, dass einer dieser vier Parameter, die Gelenkposition, variabel ist. Mit Vorliegen dieser Beschreibung kann die direkte Kinematik berechnet werden, die wiederum die Pose (Position und Orientierung) des Endeffektors des Manipulators im Raum auf Basis der Gelenkpositionen beschreibt [25].

Zur Berechnung der Starrkörperdynamik wird die Lagrange-Funktion

$$\mathcal{L} = \mathcal{T} - \mathcal{U} \quad (2.1)$$

in Abhängigkeit der generalisierten Koordinaten (Gelenkpositionen $\mathbf{q} \in \mathbb{R}^N$) aufgestellt, wobei \mathcal{T} der kinetischen und \mathcal{U} der potentiellen Energie entspricht. Für die Berechnung der kinetischen und potentiellen Energien werden die kinematischen Größen in Beziehung zu den Masseigenschaften des Manipulators gesetzt. Jedes Glied – entspricht einem Starrkörper – erhält eine Masse m_i , einen Massenschwerpunkt

$$\mathbf{r}_{m,i} = \begin{bmatrix} x_i & y_i & z_i \end{bmatrix}^T \quad (2.2)$$

sowie einen Trägheitstensor

$$\mathbf{I}_i = \begin{bmatrix} I_{xx,i} & I_{xy,i} & I_{xz,i} \\ I_{xy,i} & I_{yy,i} & I_{yz,i} \\ I_{xz,i} & I_{yz,i} & I_{zz,i} \end{bmatrix}, \quad (2.3)$$

die sich auf die zuvor definierten körperfesten Gelenkkoordinatensysteme beziehen. Die anschließende Bildung der Ableitung der Lagrange-Funktion (2.1)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \mathbf{q}} = \boldsymbol{\xi}, \quad (2.4)$$

mit den generalisierten Kräften $\boldsymbol{\xi}$, führt zu den gewünschten Bewegungsgleichungen bezüglich der generalisierten Koordinaten. Dabei beinhaltet der Vektor der generalisierten Kräfte $\boldsymbol{\xi}$ die extern angreifenden und dissipativen Kräfte, wie beispielsweise die Aktorkräfte $\boldsymbol{\tau}_s$. Damit resultiert die Starrkörperdynamik

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \boldsymbol{\xi}, \quad (2.5)$$

mit der Massenmatrix $\mathbf{M}(\mathbf{q})$, den Coriolis- und Zentrifugalkräften $\mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})$ sowie dem Gravitationsvektor $\mathbf{g}(\mathbf{q})$.

Interagiert der Endeffektor des Manipulators mit der Umgebung, so entstehen

Kontaktkräfte, die in Anlehnung an [3] als Vektor

$$\mathbf{h}_e = \left[f_x \quad f_y \quad f_z \quad \tau_x \quad \tau_y \quad \tau_z \right]^T \quad (2.6)$$

mit den Anteilen der Kontaktkräfte f_x , f_y und f_z sowie der Kontaktmomente τ_x , τ_y und τ_z modelliert werden. Mittels der transponierten geometrischen Jacobi-Matrix $\mathbf{J}^T(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{N \times 6}$ des Manipulators können die Kräfte in den Gelenkraum transformiert werden. Diese Kontaktkräfte wirken den Aktorkräften τ_s entgegen und sind ebenfalls Teil der generalisierten Kräfte ξ .

Zusammenfassend resultieren die Bewegungsgleichungen eines Roboters mit starren Gelenken zu

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \tau_s - \mathbf{J}^T(\mathbf{q})\mathbf{h}_e. \quad (2.7)$$

Für eine ausführliche Herleitung wird auf [25] verwiesen.

Es wird angemerkt, dass die Starrkörperdynamik (2.5) eine nichtlineare Differentialgleichung zweiter Ordnung ist, die eine essenzielle Rolle bei der Systemanalyse und dem Reglerentwurf einnimmt. Sie findet sowohl für die numerische Simulation als auch für modellbasierte Regelungsverfahren, wie zum Beispiel die Vorsteuerung der inversen Starrkörperdynamik, Einsatz. Außerdem wird darauf hingewiesen, dass das dynamische Modell serieller Manipulatoren nützliche Eigenschaften aufweist, die für den Reglerentwurf herangezogen werden können (siehe Anhang C).

2.1.2 Elastischer Antriebsstrang

Die Aktorkräfte, die an den Gelenken des Manipulators wirken (vergleiche (2.7)), werden von den in den Robotergelenken verbauten Antriebssträngen erzeugt. Diese, üblicherweise aus einer PMSM und einem Präzisionsgetriebe bestehend [12], sind hauptverantwortlich für die Limitierung der dynamischen Bahngenaugigkeit von IR. Die wesentlichen Effekte sind hierbei neben der Drehmomentbildung der Motoren sowohl die im Antriebsstrang auftretende Reibung als auch die Elastizität der Getriebe in Rotationsrichtung. Da das Au-

genmerk des Modells auf dem Reglerentwurf liegt, werden weitere auftretende Effekte, wie die Drehmomentwelligkeit der Motoren [26, 27], kinematische Übertragungsfehler der Getriebe [22, 28] sowie das nichtlineare Steifigkeits- und Hystereseverhalten der Getriebe [18, 19, 29, 30] im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt.

Motor und Leistungselektronik

Die Modellierung der Motoren und der Leistungselektronik basiert auf den gängigen Modellen für die Regelung von elektrischen Maschinen [31, 32]. Im Betrieb ohne Feldschwächung (Ankerstellbereich) entspricht der Signalflussplan einer PMSM dem einer Gleichstrommaschine [32]. Dementsprechend kann diese aus regelungstechnischer Sicht auch als eine solche betrachtet werden. Der Entwurf der Stromregelung von Gleichstrommaschinen erfolgt üblicherweise unter Verwendung des Betragsoptimums [33]. Infolgedessen wird die Dynamik der geschlossenen Stromregelung (Übertragungsfunktion von der Sollstromstärke $i_{m,d,i}$ beziehungsweise dem Motorsollmoment $\tau_{m,d,i}$ zum Motormoment $\tau_{m,i}$) für den Reglerentwurf durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit der Zeitkonstante $T_{\tau,i}$ approximiert

$$\frac{\tau_{m,i}}{i_{m,d,i}} = \frac{k_{m,i}}{1 + s \cdot T_{\tau,i}} \quad \text{mit } \tau_{m,d,i} = k_{m,i} i_{m,d,i} \quad (2.8)$$

und der Dynamik der Regelstrecke zugeschlagen. Darüber hinaus wird die Stellgrößenbeschränkung durch das maximale Motormoment $\tau_{\max,i}$ als Sättigung

$$\text{sat}(\tau_{m,i}) = \begin{cases} \tau_{\max,i} & \text{für } \tau_{m,i} > \tau_{\max,i} \\ \tau_{m,i} & \text{für } -\tau_{\max,i} \leq \tau_{m,i} \leq \tau_{\max,i} \\ -\tau_{\max,i} & \text{für } \tau_{m,i} < -\tau_{\max,i} \end{cases} \quad (2.9)$$

modelliert.

Die elektrische Zeitkonstante der Stromregelung ist um mehr als eine Größenordnung niedriger als die der Robotermechanik. Vor diesem Hintergrund ist der Modellierungsgrad als Verzögerungsglied erster Ordnung ausreichend. Darüber hinaus sei erwähnt, dass industriell verfügbare Antriebsregelgeräte sowohl die notwendige Leistungselektronik als auch die Algorithmen zur feldorientierten Regelung inklusive Kommunikationsschnittstellen beinhalten.

Getriebe

Die Elastizität, die in den in der Literatur [3, 11, 21, 22] verfügbaren Modellen für serielle Roboter mit elastischen Gelenken berücksichtigt wird, ist größtenteils auf die in den Gelenken verbauten Getriebe zurückzuführen. In IR mit hohen Traglasten werden aufgrund ihrer hohen Überlastfähigkeit zumeist Zykloidgetriebe verbaut [13]. Die Besonderheit der Getriebe des Weltmarktführers Nabtesco [34] ist deren zweistufiger Aufbau, der in der Abbildung 2.1 dargestellt ist. Die erste Getriebestufe, auch als Vorstufe bezeichnet, wird realisiert indem ein Antriebsritzel, das auf der Motorwelle sitzt, in eine Stirnradstufe, die mit den Kurbelwellen verbunden ist, greift. Die dadurch resultierende Rotation der Kurbelwellen bewirkt eine exzentrische Bewegung zweier um 180° zueinander versetzten Kurvenscheiben. Diese zykloidisch geformten Kurvenscheiben rollen auf zylindrischen Bolzen, die sich auf der Innenseite des Gehäuses befinden, ab. Während einer Umdrehung der Kurbelwellen dreht sich die Kurvenscheibe um den Abstand eines Bolzens weiter, wobei die Kurvenscheiben mit mehreren Bolzen in Kontakt bleiben. Durch den zweistufigen Aufbau kann mit Hilfe des Austauschs der Vorstufe das Übersetzungsverhältnis variiert werden, ohne dass die Hauptstufe angepasst werden muss. Jedoch ergeben sich dadurch zusätzliche Ungenauigkeiten in der Übersetzung basierend auf dem Verhalten von Stirnradstufen, wie beispielsweise ein Umkehrspiel.

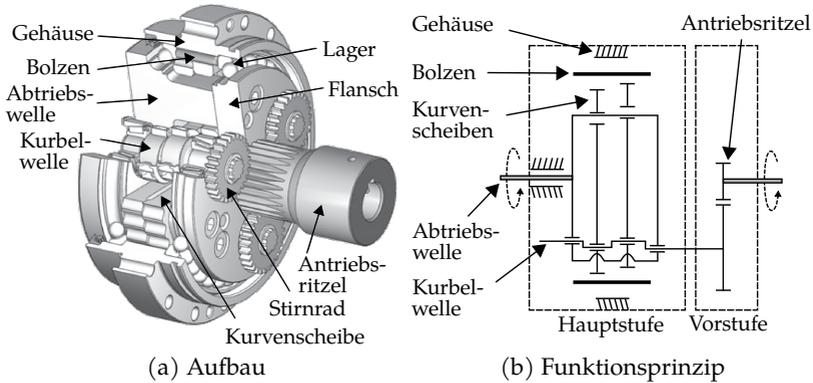


Abbildung 2.1: Aufbau und Funktionsprinzip eines Zykloidgetriebes (basierend auf [34])

Übersetzung Ein ideal starres Getriebe ändert das Drehmoment und die Winkelbewegung zwischen Ein- und Ausgang entsprechend der Übersetzung. Fertigungs- und Montagetoleranzen führen dazu, dass kinematische Übertragungsfehler zwischen An- und Abtrieb unvermeidbar sind. Infolgedessen treten diese ebenfalls bei Zykloidgetrieben auf [35]. Diese kinematischen Fehler können wegen ihrer Periodizität beispielsweise als variierende Übersetzung mittels Fourierreihen modelliert werden [22, 28]. Aufgrund der Zielsetzung des Modells für den Einsatz im regelungstechnischen Entwurf sowie der vorhandenen gelenkseitigen Positionsmessung wird eine ideale Übersetzung

$$u_i = \frac{\dot{\theta}_i}{\dot{q}_i} \quad (2.10)$$

zwischen Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ und Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i modelliert.

Elastizität Unter Belastung entsteht aufgrund der endlichen Steifigkeit der Übertragungselemente zwangsweise eine unerwünschte Torsion zwischen An- und Abtrieb. Aus Untersuchungen an Harmonic-Drive-Getrieben [29, 30] wie auch Zykloidgetrieben [18, 19] ist bekannt, dass diese Elastizität sowohl nichtli-

near ist als auch ein Hystereseverhalten aufweist. Dieses komplexe, nichtlineare Verhalten kann nur mit entsprechender Sensorik (gelenkseitige Positions- und Drehmomentsensorik) und hohem Aufwand identifiziert werden. Ein Modell, das dieses Verhalten berücksichtigt, ist vor allem für Regelungsansätze, die auf gelenkseitige Positionsmessung verzichten, interessant [19, 36]. Infolgedessen wird für die Modellierung der Elastizität auf das bekannte Spong-Modell [11] mittels einer linearen Federsteifigkeit k_i zurückgegriffen. Dieses Modell wird um eine zusätzliche lineare Dämpfung d_i ergänzt, womit das Übertragungsverhalten der Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i dem eines linearen Feder-Dämpfer-Gliedes

$$\frac{\dot{q}_i}{u_i^{-1}\dot{\theta}_i} = \frac{1 + s \cdot \frac{d_i}{k_i}}{1 + s \cdot \frac{d_i}{k_i} + s^2 \cdot \frac{M_{ii}(\mathbf{q})}{k_i}} \quad (2.11)$$

mit der idealen Getriebeübersetzung u_i und der Trägheit M_{ii} entspricht, wobei die Trägheit M_{ii} von der Manipulatorkonfiguration \mathbf{q} abhängig ist.

Reibungsmodellierung

Reibung ist ein nichtlineares Verhalten, das in allen mechanischen Systemen beim physikalischen Kontakt zwischen Oberflächen auftritt [37] und folglich auch in den Antriebssträngen von IR. Darüber hinaus ist bekannt, dass die Reibung eine Abhängigkeit von einer Vielzahl von Einflüssen aufweist, wie beispielsweise der Betriebstemperatur, dem Schmiermittel oder auch dem Verschleiß. Untersuchungen an Harmonic-Drive-Getrieben [38, 39, 40] wie auch an Zykloidgetrieben [19, 41] haben eine dominante Abhängigkeit von der externen Last und der Betriebstemperatur aufgezeigt. Überdies wurde festgestellt, dass bei IR mit großen Traglasten die Reibung bis zu 50 % des Gesamtfehlers [42] verursacht. Aufgrund der Komplexität des Verhaltens existieren Dissertationen, die sich ausschließlich mit der Modellierung und Kompensation von Reibung in Aktuatorssystemen [43] und insbesondere in der Industrierobotik [44] beschäftigen.

Da ein Ziel dieses Kapitels die Herleitung eines für den Reglerentwurf geeigneten Modells ist, beschränkt sich die Reibungsmodellierung im Weiteren auf vergleichsweise einfache, statische Reibungsmodelle. Damit werden an realen Systemen beobachtete Reibungsphänomene wie Temperatur- und Lastabhängigkeit, Variation der Haftreibung, kleine Bewegungen während der Haftphase oder Hystereseeffekte nicht berücksichtigt [37].

Die klassischen, statischen Reibmodelle beschreiben jeweils einen funktionalen Zusammenhang zwischen dem Reibmoment $\tau_{f,i}$ und der Relativgeschwindigkeit der Kontaktflächen $\dot{\theta}_i$. Dieser funktionale Zusammenhang ohne interne Dynamik wirkt stets der Bewegung entgegen und ist damit dissipativ. Im einfachsten Fall, der Coulombschen Reibung

$$\tau_{f,i} = F_{c,i} \text{sign}(\dot{\theta}_i), \quad (2.12)$$

ist das Reibmoment $\tau_{f,i}$ konstant und richtungsabhängig (vergleiche Abbildung 2.2a). Eine Schwäche dieser Beschreibungsform, wie auch für alle weiteren statischen Reibmodelle, ist die Unstetigkeit bei Geschwindigkeit null. Deshalb wird in der Praxis oftmals eine Approximation der Unstetigkeit mittels einer steilen, stetigen Funktion vorgenommen.

Aufgrund der Viskosität von Schmiermitteln nimmt die Reibung mit ansteigender Geschwindigkeit zu. Für diesen viskosen Reibanteil

$$\tau_{f,i} = F_{v,i} \dot{\theta}_i, \quad (2.13)$$

mit dem viskosen Reibungskoeffizienten $F_{v,i}$, wird eine lineare Abhängigkeit angenommen. In Kombination mit der Coulombschen Reibung resultiert die in Abbildung 2.2b dargestellte Kennlinie.

Anders als in Bewegung, ist das Reibmoment im Ruhezustand eine Funktion des externen Moments $\tau_{\text{ext},i}$ und nicht der Geschwindigkeit $\dot{\theta}_i$. Dies kann gemäß [37] wie folgt modelliert werden:

$$\tau_{f,i} = \begin{cases} \tau_{\text{ext},i} & \text{für } |\tau_{\text{ext},i}| < F_{s,i} \\ \tau_{f,i}(\dot{\theta}_i) & \text{für } |\tau_{\text{ext},i}| \geq F_{s,i}. \end{cases} \quad (2.14)$$

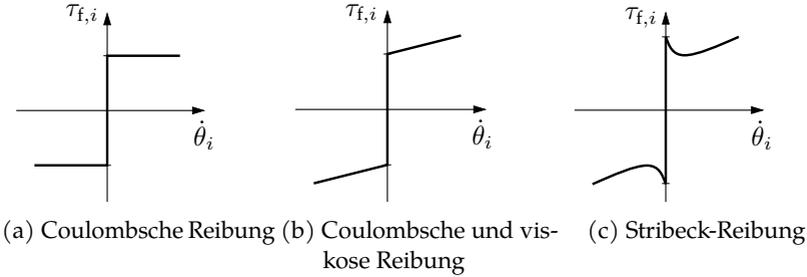


Abbildung 2.2: Statische Reibungsmodelle (angelehnt an [37])

Während des Haftvorgangs kann das Reibmoment Werte im Bereich $[-F_{s,i}; F_{s,i}]$ annehmen, was zur einer Uneindeutigkeit der Lösung führt.

Ein weiterer Effekt ist ein kontinuierlicher Übergang zwischen Haftreibung $F_{s,i}$ und Coulombscher Reibung $F_{c,i}$. Die sogenannte Stribeck-Kurve

$$\tau_{f,i}(\dot{\theta}_i) = \text{sign}(\dot{\theta}_i) \left[F_{c,i} + (F_{s,i} - F_{c,i}) \exp \left(- \left| \frac{\dot{\theta}_i}{v_{s,i}} \right|^{\delta_{s,i}} \right) \right] + F_{v,i} \dot{\theta}_i, \quad (2.15)$$

mit dem Formfaktor $\delta_{s,i}$ und der Stribeck-Geschwindigkeit $v_{s,i}$, modelliert den Übergang zwischen Haftreibung und Coulombscher Reibung mittels einer Exponentialfunktion (siehe Abbildung 2.2c) [37].

2.1.3 Gesamtmodell

Das Gesamtmodell ergibt sich aus der Zusammenfassung der beiden Teilsysteme gemäß Unterabschnitt 2.1.1 und 2.1.2. Die Abbildung 2.3 veranschaulicht das Zusammenspiel zwischen elastischem Gelenk und der Starrkörperdynamik. Für die Herleitung des Gesamtmodells wird die klassische 6-Achs-IR-Kinematik vorausgesetzt. Diese aus sechs Drehgelenken aufgebaute Kinematik setzt sich aus einem anthropomorphen Arm mit sphärischem Handgelenk zusammen. Mit Hilfe der ersten drei Gelenke – auch als Hauptachsen bezeichnet – erfolgt die Positionierung im Arbeitsraum. Mittels der weiteren Gelenke – auch als Handachsen bezeichnet – wird die Orientierung festgelegt. Hierbei wird ange-

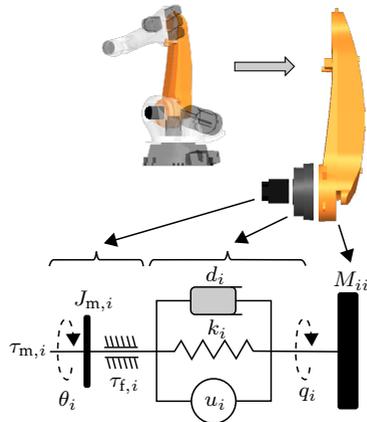


Abbildung 2.3: Mechanisches Modell eines elastischen Robotergelenks (angelehnt an [15])

merkt, dass eine Vielzahl existierender Manipulatoren diese oder eine ähnliche Kinematik aufweisen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass dadurch bei der Lösung des Problems der inversen Kinematik eine Entkopplung der Position von der Orientierung erzielt wird, die eine analytische Lösung erlaubt [25]. Im Rahmen der Arbeit werden in Anlehnung an [11] die folgenden Modellannahmen getroffen:

- Die ersten drei Gelenke werden als elastisches Teilsystem betrachtet, wohingegen die Gelenke der Handachse als ideal starr angenommen werden. Dies ist damit zu begründen, dass der Hebelarm der Hauptachsen bezüglich des TCP des Manipulators üblicherweise deutlich größer ist als der der Handachsen.
- Aufgrund der hohen Getriebeübersetzungen wird nur die kinetische Energie der Motorträgheiten um die Rotationsachse berücksichtigt, womit die Trägheitskopplung zwischen den Motorträgheiten und den Gliedern vernachlässigt wird.
- Die Motorträgheiten sind rotationssymmetrisch zur Rotationsachse und ihr jeweiliger Schwerpunkt liegt auf den zugehörigen Rotationsachsen, womit sie unabhängig von der Motorposition sind.

- Die Statoren der Motoren sind auf den Gelenken montiert und tragen somit zu deren kinetischer Energie bei.

Infolgedessen resultiert das Gesamtmodell des Roboters

$$M(q)\ddot{q} + C(q,\dot{q})\dot{q} + g(q) + J^T(q)h_e = \tau_g \quad (2.16a)$$

$$J_m \cdot \ddot{\theta} + \tau_f + U^{-1} \cdot \tau_g = \tau_m \quad (2.16b)$$

$$K_g \cdot (U^{-1}\theta - q) + D_g \cdot (U^{-1}\dot{\theta} - \dot{q}) = \tau_g \quad (2.16c)$$

$$\text{sign}(\dot{\theta}) \left[F_c + (F_s - F_c) \exp \left(- \left| \frac{\dot{\theta}}{Uv_s} \right|^{\delta_s} \right) \right] + F_v U^{-1} \dot{\theta} = \tau_f, \quad (2.16d)$$

das die Grundlage dieser Arbeit darstellt, wobei die zuvor eingeführten skalaren Größen zu Matrizen beziehungsweise Vektoren erweitert werden.

2.2 Parameteridentifikation

In diesem Unterkapitel wird der Stand der Technik für die Identifikation des in Unterkapitel 2.1 eingeführten Robotermodells (2.16) vorgestellt. Anders als bei der Starrkörpermodellierung existiert in der Literatur für die Identifikation des Modells eines Roboters mit elastischen Gelenken und starren Gliedern keine einheitliche Vorgehensweise. Dabei ist die Identifikation dieses Modells aufgrund der nichtlinearen Systemdynamik eine anspruchsvolle Aufgabe und mitunter für die praktische Umsetzung modellbasierter Ansätze entscheidend. Ausgehend von einleitenden Vorüberlegungen werden in der Literatur vorhandene Verfahren vorgestellt. Wie auch bei der Modellierung wird für die Identifikation das Gesamtsystem in die zwei Subsysteme Starrkörperdynamik und elastischer Antriebsstrang eingeteilt.

2.2.1 Methodik und Vorüberlegungen

Die Systemidentifikation stellt ein systematisches Vorgehen dar, um das mathematische Modell eines dynamischen Systems möglichst gut an die beobachteten

Daten anzupassen [45]. Sobald ein mathematisches Modell ausgewählt ist, wird die bestmögliche Anpassung des Modells zu einem Problem der Schätzung der Modellparameter [46]. Dieses Problem wird üblicherweise als Optimierungsproblem der Minimierung des Fehlers zwischen den beobachteten Daten und dem Modell gelöst. Um das gemessene Systemverhalten in möglichst gute Übereinstimmung mit dem Modell zu bringen, stellt neben der Auswahl des Modells die Auswahl der Experimente zur Generierung der Messdaten einen ebenso essenziellen Schritt dar. Hierfür existieren gängige Anregungssignale wie beispielsweise Sprung, Chirp oder PRBS, sowie auf spezielle Anwendungen optimierte Anregungstrajektorien. Darüber hinaus kann die Minimierung des Fehlers sowohl im Zeit- als auch Frequenzbereich durchgeführt werden. Ein weiterer wichtiger Schritt ist die Validierung des Modells mittels eines applikationsspezifischen Szenarios. Es ist zu berücksichtigen, dass ein Modell lediglich für die gegebene Applikation gute Ergebnisse liefern sollte. Hierbei ist oftmals ein einfacheres Modell, das das System innerhalb der vom Anwender spezifizierten Anforderungen hinreichend genau beschreibt [45], zu bevorzugen.

2.2.2 Starrkörperdynamik

Die Starrkörperparameter (Massen, Massenschwerpunkte und Trägheitsmomente der Glieder) können mit einem CAD-Modell ermittelt werden. Jedoch stellen Roboterhersteller diese nicht in ausreichendem Detaillierungsgrad zur Verfügung, weshalb Forscher Identifikationsverfahren auf Basis der Messung des Ein-/Ausgangsverhaltens entwickelt haben [47, 48, 49]. Das gängigste Verfahren ist in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben. Dafür wird zunächst die nichtlineare Starrkörperdynamik als ein in den Modellparametern lineares Modell umformuliert. Basierend auf diesem Modell werden optimale Anregungstrajektorien berechnet, die eine ausreichende Anregung der Starrkörperdynamik sicherstellen. Mittels dieses Vorgehens kann eine Anregung der Elastizität der Gelenke vermieden und die Trennung der Identifikation der Starrkörperdynamik vom elastischen Antriebsstrang sichergestellt werden. Gleichzeitig ist dadurch eine spezielle Form der Signalaufbereitung realisier-

bar, die den Einfluss höherfrequenter Störungen minimiert, wie beispielsweise Messrauschen oder nicht modellierte Dynamik.

Modell mit minimalen Trägheitsparametern

Die Starrkörperdynamik (2.7) eines seriellen Manipulators ist eine nichtlineare Differentialgleichung zweiter Ordnung mit zehn Trägheitsparametern je Glied. Die Beschränkung auf serielle Manipulatoren mit jeweils einem Freiheitsgrad je Gelenk führt dazu, dass einige dieser Parameter keinen Einfluss auf das dynamische Verhalten haben. Darüber hinaus können manche Parameter nur in Gruppen identifiziert werden, da diese lediglich in Linearkombinationen auftreten. Folglich können diese Parameter auf Basis der Messung des Ein-/Ausgangsverhaltens nicht eindeutig identifiziert werden und verringern somit die Robustheit des Identifikationsprozesses. Um dies zu umgehen, haben Gautier und Khalil [47] einen Algorithmus zur Bestimmung der minimalen Anzahl der dynamikbeeinflussenden Parametern von seriellen Manipulatoren entwickelt. Dabei wird die Dynamik in den sogenannten baryzentrischen Parametern beschrieben, bei denen der Bezug des Massenschwerpunkts und des Trägheitstensors auf das Gelenkkoordinatensystem anstelle des Massenschwerpunkts gewählt wird. Das Ergebnis dieser Methode ist neben der Eliminierung der nicht dynamikbeeinflussenden Parametern ein Modell

$$\begin{aligned}\tau_s &= M(q)\ddot{q} + C(q,\dot{q})\dot{q} + g(q) \\ &= Y_s(q,\dot{q},\ddot{q}) \cdot \pi_s,\end{aligned}\tag{2.17}$$

mit der Regressormatrix Y_s , das linear in den Parametern π_s ist. Infolgedessen ist für die Identifikation ein einfaches lineares, anstelle eines komplexen nichtlinearen Optimierungsproblems zu lösen [45].

Unter der Annahme eines starren Antriebsstrangs sind in den Aktorkräften τ_s

$$\tau_s = U(\tau_m - J_m U \ddot{q} - \tau_f(\dot{q}))\tag{2.18}$$

lediglich die Motorträgheiten \mathbf{J}_m wie auch die Motorreibung τ_f zu berücksichtigen. Um die Linearität des Modells zu erhalten wird anstelle der nichtlinearen Stribeck-Kurve (2.15) ein coulombsch-viskoses Reibmodell

$$\tau_f(\dot{\theta}) = \text{sign}(\dot{\theta})\mathbf{F}_c + \mathbf{U}^{-1}\dot{\theta}\mathbf{F}_v \quad (2.19)$$

verwendet, womit jeweils zwei Parameter je Gelenk hinzukommen. Der dadurch resultierende Fehler im Bereich kleiner Geschwindigkeiten wird in Kauf genommen, um die Linearität des Modells zu erhalten.

Aufgrund des seriellen Aufbaus entstehen bei IR mit großen Traglasten durch die Schwerkraft vergleichsweise große Kräfte an den ersten Gelenken. Zur Kompensation dieser Kräfte wird oftmals ein sogenannter Gewichtsausgleich zwischen dem ersten und zweiten Gelenk integriert. Aufgrund dieses Gewichtsausgleichs, der im einfachsten Fall eine vorgespannte Feder ist, kann der Motor des zweiten Gelenks signifikant kleiner dimensioniert werden [49]. Bei der Integration eines Modells des Gewichtsausgleichs ist zu beachten, dass die Linearität des Modells bezüglich der Parameter erhalten bleibt. Infolgedessen wird der Zusammenhang zwischen der Gelenkposition des zweiten Gelenks sowie dem Ausgleichsmoment [50] zumeist mittels einer Fourierreihe [51] approximiert.

Generierung optimaler Anregungssignale

Für das Ergebnis des Identifikationsprozesses ist es essenziell, dass eine ausreichende Anregung erfolgt, um trotz auftretender Störungen, wie beispielsweise Messrauschen, eine genaue Schätzung zu ermöglichen [52]. Zur Generierung optimaler Anregungstrajektorien existieren mehrere Ansätze. Beispiele hierfür sind unter anderem die Interpolation zwischen optimalen Positions- und Geschwindigkeitspunkten mit Hilfe von Polynomen fünfter Ordnung [53], B-Splines [54] oder auch endliche Fourierreihen [52]. Beim Fourierreihenbasierten Ansatz werden die Trajektorien der Position q_i , der Geschwindigkeit \dot{q}_i und der Beschleunigung \ddot{q}_i für jedes Gelenk i als endliche Fourierreihe

der Form

$$\begin{aligned}
 q_i(t) &= q_i(0) + \sum_{k=1}^{N_f} (a_{i,k} \sin(\omega_f kt) - b_{i,k} \cos(\omega_f kt)) \\
 \dot{q}_i(t) &= \sum_{k=1}^{N_f} (a_{i,k} \omega_f k \cos(\omega_f kt) + b_{i,k} \omega_f k \sin(\omega_f kt)) \\
 \ddot{q}_i(t) &= \sum_{k=1}^{N_f} \left(-a_{i,k} (\omega_f k)^2 \sin(\omega_f kt) + b_{i,k} (\omega_f k)^2 \cos(\omega_f kt) \right),
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

mit den Fourier-Koeffizienten $a_{i,k}$ und $b_{i,k}$, der Grundfrequenz ω_f , der Ordnung N_f und der Anfangsposition $q_i(0)$, vorgegeben. Ein großer Vorteil dieses Ansatzes ist die inhärente Periodizität und Bandbreitenlimitierung der Anregungstrajektorien [49]. Aufgrund der Trennung der Identifikation der Starrkörperdynamik von der Gelenkelastizität ist zu beachten, dass eine ausreichende Anregung der Starrkörperdynamik, jedoch nicht der Gelenkelastizitäten erfolgt. Durch die geeignete Wahl der Grundfrequenz ω_f und Ordnung N_f erfolgt explizit eine Anregung in einem vorgegebenen Frequenzbereich $[\omega_f, \omega_f N_f]$.

Bei der Parametrierung der Trajektorien sind Beschränkungen der Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen im Gelenkraum sowie kartesische Arbeitsraumbeschränkungen zur Vermeidung von Kollisionen notwendig. Infolgedessen ist das Ausprobieren verschiedener Parameterkombinationen in der Regel nicht zielführend. Anstelle dessen hat sich das Lösen eines nicht-linearen Optimierungsproblems mit Nebenbedingungen als gängiger Weg durchgesetzt [49], bei dem die Fourier-Koeffizienten $a_{i,k}$ und $b_{i,k}$ die Freiheitsgrade darstellen. Basierend auf dem zuvor hergeleiteten Modell mit minimalen Parametern (2.17) erfolgt die Minimierung der Konditionszahl der Regressormatrix \mathbf{Y}_s

$$\min_{\phi} \text{cond}(\mathbf{Y}_s) = \min_{\phi} \|\mathbf{Y}_s\|_2 \|\mathbf{Y}_s^{-1}\|_2 \tag{2.21}$$

mit dem Vektor ϕ , der die Fourier-Koeffizienten $a_{i,k}$ und $b_{i,k}$ enthält. Dieses Vorgehen minimiert die Sensitivität der Lösung der Parameterschätzung gegenüber dem Einfluss von Störungen in den Messdaten und hat sich in vielen Arbeiten

zur experimentellen Roboteridentifikation [53, 54, 55, 56] als sinnvoll erwiesen. Es wird angemerkt, dass zur Berechnung der Anregungstrajektorien lediglich die Kenntnis der Kinematik und kein Vorwissen über die Trägheitsparameter notwendig ist.

Parameterschätzung

Die Schätzung der Trägheitsparameter erfolgt unter Minimierung der Summe des quadratischen Fehlers

$$\min_{\pi_s} \|Y_s(q, \dot{q}, \ddot{q})\pi_s - \tau_s\|^2 \quad (2.22)$$

zwischen dem Modell (2.17) und den gemessenen Aktorkräften (2.18). Für die Lösung des Optimierungsproblems (2.22) werden neben den Motormomenten und den Gelenkpositionen, die gemessen werden, auch die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen benötigt. Da die Messdaten verrauscht und von höherfrequenten Störungen überlagert sind, ist eine numerische Differentiation nachteilig bezüglich der Genauigkeit der Schätzung. Da für die Anregung periodische, bandbreitenlimitierte Anregungstrajektorien (2.20) verwendet werden, können die Signale durch Auswahl des relevanten Frequenzbereichs $[\omega_f, \omega_f N_f]$ gefiltert werden. Dadurch ist die Berechnung nahezu rauschfreier Geschwindigkeiten und Beschleunigungen realisierbar [49].

Aufgrund der Linearität des hergeleiteten Starrkörpermodells ergibt sich die geschlossene Lösung des Optimierungsproblems zu

$$\pi_s = \left(Y_s^T Y_s\right)^{-1} Y_s^T \tau_s. \quad (2.23)$$

2.2.3 Elastischer Antriebsstrang

Zur Reduzierung der Komplexität der Identifikation des Gesamtmodells (2.16) wird, wie anfänglich erwähnt, die Trennung zwischen der Starrkörperdynamik und dem elastischen Antriebsstrang vorgenommen. In der Literatur gibt es eine Vielzahl von Ansätzen zur Identifikation von elastischen Antriebssträngen, die

sich hinsichtlich der Methode und dem Detaillierungsgrad stark unterscheiden. Eine Möglichkeit, dies bei der Identifikation eines elastischen Antriebsstrangs zu realisieren, besteht darin, die verbleibenden Gelenke zu fixieren, sodass für jedes Gelenk ein System mit einem Freiheitsgrad verbleibt. Dabei ist zu beachten, dass die Fixierung mindestens doppelt so steif wie die Gelenksteifigkeit sein sollte, damit diese voneinander trennbar sind [55].

Reibung

Im Rahmen der Starrkörperidentifikation werden üblicherweise bereits die Coulombschen F_c und viskosen F_v Reibkoeffizienten identifiziert. In diesem Abschnitt wird das Vorgehen beschrieben, um den kontinuierlichen Übergang zwischen der Haftreibung F_s und der Coulombschen Reibung F_c , den sogenannten Stribeck-Effekt, zu identifizieren. Dies erfolgt getrennt von der Starrkörperidentifikation, da durch die Integration der Stribeck-Kurve (2.15) die Linearität des Starrkörpermodells (2.17) verloren gehen würde.

Zur Identifikation der Stribeck-Kurve werden aufgrund der statischen Abhängigkeit von der Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ üblicherweise mehrere Bewegungen mit konstanter Drehzahl im geschlossenen Regelkreis ausgeführt [37]. Unter Verwendung dieses Vorgehens, separat für jedes Gelenk i , verbleibt vom Gesamtmodell (2.16) näherungsweise

$$\tau_{f,i} \approx \tau_{m,i} - u_i^{-1} g_i(\mathbf{q}), \quad (2.24)$$

mit dem i -ten Eintrag des Gravitationsvektors $\mathbf{g}(\mathbf{q})$.

Gelenksteifigkeit und -dämpfung

Wie auch für den gesamten elastischen Antriebsstrang existiert eine Vielzahl von Ansätzen zur Identifikation der Gelenksteifigkeit. Hierbei kann die wesentliche Unterscheidung zwischen einer statischen und dynamischen Vermessung vorgenommen werden.

Das Grundprinzip der statischen Vermessung basiert auf einer konstanten Belastung und der Ermittlung der dadurch entstehenden Auslenkung. Dabei können Belastungen an einzelnen Gelenken [57] oder am Endeffektor [58] eingebracht werden. Alici und Shirinzadeh [58] identifizieren die Gelenksteifigkeitswerte eines Motoman SK120 mittels statischer Belastung und Messung der Belastung per Kraft-/Drehmomentsensor am Handgelenk sowie der kartesischen Auslenkung unter Zuhilfenahme eines Lasertrackers. Anschließend lösen sie ein nichtlineares Optimierungsproblem, wobei die Gelenksteifigkeiten mittels der geometrischen Jacobi-Matrix in den kartesischen Raum transformiert werden. Neuere Arbeiten [59, 60] beschäftigen sich unter anderem mit der Auswahl geeigneter Manipulatorkonfigurationen zur Erhöhung der Robustheit der Identifikation im kartesischen Raum.

Die Ansätze zur dynamischen Vermessung basieren auf der Schwingungsanregung der Gelenkelastizität und der Analyse der Amplitude und Phase der resultierenden Schwingung. Pfeiffer und Hölzl [55] ermitteln die Gelenksteifigkeit und Dämpfung unter Fixierung der Gelenke. Anschließend wird das System mit den Motoren sowohl statisch als auch durch sinusförmige Schwingungen angeregt und das Schwingungsverhalten mit einem zusätzlichen Kraftsensor analysiert. Anstelle der Fixierung der Gelenke vermisst Albu-Schäffer [21] in seiner Dissertation die Gelenke einzeln auf einem Prüfstand. Die Identifikation erfolgt mittels sprungförmiger Anregung und Minimierung des quadratischen Fehlers zwischen der gemessenen Abklingkurve des Gelenkdrehmoments und dem verbleibenden System mit einem Freiheitsgrad [21]. Die Anregung wird durch einen Geschwindigkeitssprung erreicht indem während der Bewegung die Motorbremse geschlossen wird. Einen Ansatz zur dynamischen Vermessung ohne Zusatzsensorik verfolgt Wernholt [61] durch Schätzung der multivariaten Frequenzgänge von den Motordrehmomenten zu den Motorbeschleunigungen und der Linearisierung des nichtlinearen Robotermodells in der Messkonfiguration. Als Anregungssignal wird ein sinusförmiges Signal verwendet. Das Signal wird so gewählt, dass ein Nulldurchgang vermieden wird, um den Einfluss der Haftreibung zu minimieren. Weitere Informationen zur Identifikation linearer Modelle mittels Frequenzgangschätzungen können in [46] nachgeschlagen werden.

2.3 Robuste Regelung

Das Konzept der robusten Regelung entstand in den 1970er Jahren, nachdem optimale Reglerentwürfe an realen Systemen nicht die erwartete Performanz lieferten. Ab diesem Zeitpunkt gewann die Berücksichtigung der Modellunsicherheit bei der Begrenzung der erreichbaren Regelleistung mehr an Bedeutung. Ein bekanntes Verfahren zur robusten Reglerauslegung stellt die H_∞ -Optimierung dar. Die H_∞ -Optimierung zur robusten Reglerauslegung wurde von Zames [62] entscheidend geprägt. Daneben leisteten unter anderem Safonov [63], durch die Identifikation der Bedeutung der Sensitivitätsfunktion und der komplementären Sensitivitätsfunktion, sowie Doyle und Stein [64], mit der Verknüpfung der Sensitivitätsfunktionen mit dem klassischen Bode-Diagramm des offenen Regelkreises, Pionierarbeit auf dem Gebiet der robusten Regelung. Ein ausführlicher Überblick über die Entstehung und Entwicklung der robusten Regelung kann in [65] nachgeschlagen werden.

In diesem Unterkapitel wird zunächst eine Einführung in den Reglerentwurf mittels H_∞ -Optimierung gegeben. Darauf aufbauend wird das Konzept der strukturierten H_∞ -Regelung vorgestellt, mittels derer typische Limitierungen beim praktischen Einsatz der klassischen H_∞ -Regelung überwunden werden.

2.3.1 H_∞ -Optimierung

Das Ziel der robusten Reglerauslegung ist es, einen Regler zu entwerfen, der trotz Unsicherheiten der Strecke nicht instabil wird und ein nominelles Verhalten aufweist. Die H_∞ -Methodik ist ein effektiver, optimierungsbasierter Ansatz zur Lösung eines solchen Entwurfsproblems für LTI-Systeme. Zur numerischen Lösung von H_∞ -Optimierungsproblemen steht kommerzielle Software, wie zum Beispiel die Control System Toolbox von Matlab [66], zur Verfügung. Die nachfolgenden Ausführungen basieren zu weiten Teilen auf den Beschreibungen von [67, 68, 69].

Den Kern des Reglerentwurfs mittels der H_∞ -Methodik stellt die H_∞ -Norm dar, wobei der H_∞ -Raum ein Unterraum der Hardy-Räume H_p mit $p \geq 1$,

benannt nach dem Mathematiker G. H. Hardy [68], ist. Mathematisch ist die H_∞ -Norm eine Vektornorm in eben jenem Hardy-Raum mit $p \rightarrow \infty$. In der Systemtheorie ist die H_∞ -Norm einer Übertragungsfunktion $G(s)$ wie folgt definiert:

$$\|G(s)\|_\infty := \sup_{\omega} |G(j\omega)|. \quad (2.25)$$

Dabei wird vorausgesetzt, dass der Grad des Nenners größer ist als der des Zählers der Übertragungsfunktion. Im Falle eines SISO-Systems entspricht die H_∞ -Norm dem Maximalwert des Amplitudengangs der Übertragungsfunktion über alle Frequenzen ω .

Zur numerischen Berechnung der H_∞ -Norm eines LTI-Systems mittels linearer Matrixungleichungen (LMU) kann das sogenannte Bounded Real Lemma (siehe Anhang B.1) verwendet werden [70]. Dieses stellt ein zentrales Ergebnis der robusten Regelungstechnik dar und wird unter anderem für die LMU-basierte Berechnung eines H_∞ -Reglers herangezogen [68].

Bei einem H_∞ -Reglerentwurf wird die H_∞ -Norm genutzt, um Designanforderungen an den geschlossenen Regelkreis zu definieren und damit den eigentlichen Reglerentwurf als Optimierungsproblem zu formulieren. Ausgangspunkt stellt der in Abbildung 2.4 dargestellte Standardregelkreis dar. Dieser besteht aus dem Regler $K(s)$, der Regelstrecke $G(s)$, der Führungsgröße r , dem Regelfehler e , der Stellgröße u , der Regelgröße y , der Eingangsstörung d , der Ausgangsstörung n und dem Messrauschen m . Sowohl bei der Systemanalyse als auch dem Reglerentwurf spielen die Sensitivitätsfunktion

$$S = \left. \frac{e}{r} \right|_{d,n,m=0} = \frac{1}{1 + GK} \quad (2.26)$$

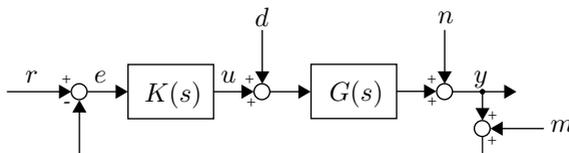


Abbildung 2.4: Standardregelkreisstruktur (angelehnt an [68])

und die komplementäre Sensitivitätsfunktion

$$T = \left. \frac{y}{r} \right|_{d,n,m=0} = \frac{GK}{1 + GK} \quad (2.27)$$

eine entscheidende Rolle [71]. Der Regelfehler des Standardregelkreises (vergleiche Abbildung 2.4) setzt sich wie folgt zusammen [68]:

$$e = S(r - n) + Tm - SGd. \quad (2.28)$$

Folglich können anhand der Sensitivitätsfunktion und der komplementären Sensitivitätsfunktion wesentliche Eigenschaften des geschlossenen Regelkreises abgeleitet werden. Für eine gute Regelungsperformanz sollte die Amplitude der Sensitivitätsfunktion $|S|$ über einen großen Bereich möglichst klein sein, um Eingangsstörungen d beziehungsweise Ausgangsstörungen n zu unterdrücken sowie ein gutes Folgeverhalten aufzuweisen. Für eine ausreichende Robustheit gegenüber Messrauschen sollte die Amplitude der komplementären Sensitivitätsfunktion $|T|$ ebenfalls möglichst gering sein.

Gemäß der Definition der Sensitivitätsfunktionen gilt für SISO-Systeme

$$S + T = 1. \quad (2.29)$$

Dieser Zusammenhang zeigt auf, dass es nicht möglich ist beide Funktionen beliebig vorzugeben. Daraus geht der fundamentale Trade-Off zwischen Performanz und Robustheit beim Reglerentwurf hervor.

Eine weitere fundamentale Einschränkung stellt der sogenannte Wasserbetteneffekt dar. Dieser geht aus dem Sensitivitätsintegral nach Bode [68]

$$\int_0^{\infty} \ln |S(j\omega)| d\omega = 0 \quad (2.30)$$

hervor. Dieses besagt für nicht-minimalphasige Systeme (keine Nullstellen in der rechten komplexen Halbebene) und einem relativen Grad von zwei, dass der über die Frequenz integrierte Logarithmus des Betrags der Sensitivi-

tätsfunktion eines SISO-System konstant ist. Dies ist gleichbedeutend damit, dass eine Verbesserung der Sensitivität in einem Frequenzbereich mit einer Verschlechterung in einem anderen Frequenzbereich einhergeht [72].

Zur Veranschaulichung der üblichen Form dieser Funktionen sei ein System zweiter Ordnung

$$S = \frac{s \cdot (s + 2D\omega_0)}{s^2 + s \cdot 2D\omega_0 + \omega_0^2}$$

$$T = \frac{\omega_0^2}{s^2 + s \cdot 2D\omega_0 + \omega_0^2} \quad (2.31)$$

gegeben, dessen Sensitivitätsfunktionen in der Abbildung 2.5 dargestellt sind. Die Performanzanforderungen an den geschlossenen Regelkreis können anhand der Sensitivitätsfunktionen spezifiziert werden. Die Aufgabe des Reglerentwurfs liegt dann darin begründet, die oftmals subjektiven Performanzanforderungen in Form von Gewichtungsfunktionen zu formulieren. Hierbei hat sich die Verwendung der H_∞ -Norm als Optimierungskriterium bewährt. Die Hauptziele der meisten Anwendungen sind neben einem guten Führungsverhalten sowohl die Störunterdrückung als auch ein Roll-Off gegen nicht modellierte Dynamik. Als Roll-Off wird ein genügend steiles Abfallen der Kreisverstärkung der Amplitude der komplementären Sensitivitätsfunktion $|T|$ im höherfrequenten Bereich bezeichnet. Infolgedessen ist das Regelsystem gegen nicht modellierte Dynamik und Messrauschen ausreichend robust. Hierfür hat sich das sogenannte gemischte Sensitivitätsproblem als sinnvoll erwiesen. Dies erlaubt die

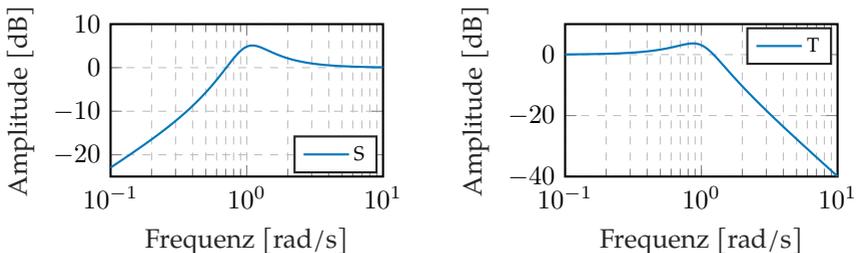


Abbildung 2.5: Sensitivitätsfunktionen eines Systems zweiter Ordnung mit $D = 0,35$ und $\omega_0 = 1$ rad/s

gleichzeitige Formung mehrerer Frequenzgänge zur Erfüllung der Performanzanforderungen. Dafür wird eine multikritelle Kostenfunktion

$$\left\| \begin{bmatrix} W_1 S \\ W_2 K S \\ W_3 T \end{bmatrix} \right\|_{\infty} \leq 1 \quad (2.32)$$

mit den Gewichtungsfunktionen W_1 , W_2 und W_3 angesetzt. Neben den klassischen Sensitivitätsfunktionen S und T wird oftmals die Übertragungsfunktion KS von der Führungsgröße r zur Stellgröße u zur Begrenzung des benötigten Stellaufwands ergänzt. Die Gewichtungsfunktionen

$$\|S\|_{\infty} \leq \|W_1^{-1}\|_{\infty}, \|KS\|_{\infty} \leq \|W_2^{-1}\|_{\infty}, \|T\|_{\infty} \leq \|W_3^{-1}\|_{\infty} \quad (2.33)$$

entsprechen dabei den Kehrwerten der gewünschten Formen der Übertragungsfunktionen S , T und KS . Neben diesen können auch beliebige andere Übertragungsfunktionen des Regelkreises mittels Gewichtungsfunktionen geformt werden, sofern sie analytisch bekannt sind.

Bei jedem Reglerentwurf ist zu berücksichtigen, dass das mathematische Modell der Strecke nicht die vollständige Komplexität des physikalischen Systems wiedergibt. Es ist nahezu unvermeidlich, dass unter allen Randbedingungen, wie zum Beispiel Temperatur, Verschleiß und Stellgrößenbegrenzungen, das Streckenmodell keine exakte Repräsentation des physikalischen Verhaltens widerspiegelt. Bei physikalischen Systemen ist die Modellordnung und -struktur für hohe Frequenzen unbekannt. Demzufolge beträgt die Modellunsicherheit eines jeden Systems ab einer bestimmten Frequenz 100 % [64, 72]. Darüber hinaus kann es für den Reglerentwurf aus Einschränkungen der praktischen Umsetzung sinnvoll sein, trotz des Vorliegens eines detaillierten Modells, ein nominelles Modell niedrigerer Ordnung zu verwenden und die vernachlässigte Dynamik als Unsicherheit zu repräsentieren.

Die Ursache der Modellunsicherheit kann entweder auf parametrische Unsicherheit oder vernachlässigte und nicht modellierte Dynamik zurückgeführt werden [67]. Bei der parametrischen Unsicherheit wird angenommen, dass

ein Parameter zwischen einem minimalen und maximalen Wert schwanken kann. Die vernachlässigte und nicht modellierte Dynamik ist deutlich schwerer präzise zu beschreiben. Es gibt eine Vielzahl von Ansätzen zur Beschreibung dieser Unsicherheiten. Ein Überblick über Beschreibungsvarianten bietet das Buch von Weinmann [73]. Dabei hat sich der Frequenzbereich als sinnvolles Werkzeug etabliert, um unmodellerte Dynamik zu beschreiben [67].

Aufgrund der vergleichsweise einfachen Theorie und breiten Anwendbarkeit [69] ist die Modellierung als multiplikative Unsicherheit verbreitet. Dabei werden sowohl die parametrischen Unsicherheiten als auch die vernachlässigte Dynamik zu einer einzigen Störung zusammengefasst. Die unsicherheitbehaftete Strecke \hat{G} ergibt sich zu

$$\hat{G} = G \cdot (1 + W_m \Delta_m), \quad \|\Delta_m\|_\infty < 1, \quad (2.34)$$

mit der nominellen Strecke G , dem Unsicherheitsprofil W_m und der normierten Unsicherheit Δ_m (siehe Abbildung 2.6). Auf Basis des während einer experimentellen Systemidentifikation ermittelten Frequenzgangs $\hat{G}(j\omega)$ wird ein multiplikatives Unsicherheitsmodell

$$\Delta_m(j\omega) = \frac{\hat{G}(j\omega) - G(j\omega)}{G(j\omega)} \quad (2.35)$$

der nominellen Strecke $G(j\omega)$ bestimmt, wobei das Unsicherheitsprofil

$$|W_m(j\omega)| \geq |\Delta_m(j\omega)|, \quad \forall \omega \quad (2.36)$$

für alle Frequenzen ω größer als die multiplikative Unsicherheit $\Delta_m(j\omega)$ zu wählen ist [69].

Ausgehend von der Modellierung der Unsicherheit existieren Bedingungen für die robuste Stabilität und die Performanz des geschlossenen Regelkreises. Hierbei besteht eine enge Verbindung zwischen der Sensitivitätsfunktion und dem Stabilitätskriterium von Nyquist sowie den klassischen Stabilitätsreserven. Das Stabilitätskriterium von Nyquist besagt, dass der geschlossene Regelkreis stabil

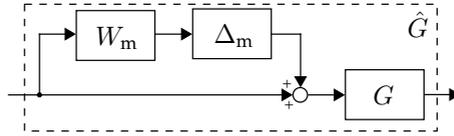


Abbildung 2.6: SISO-Regelstrecke mit multiplikativer Unsicherheit (angelehnt an [67])

ist, wenn die Nyquist-Kurve des offenen Regelkreises $L(j\omega)$ den Punkt -1 nicht umkreist. Dabei entspricht der minimale Abstand zwischen der Nyquist-Kurve und dem Punkt -1 dem Kehrwert des Maximalwerts der Sensitivitätsfunktion

$$M_S = \left(\min_{\omega} |1 + L(j\omega)| \right)^{-1} = \max_{\omega} |S(j\omega)|. \quad (2.37)$$

Anhand des Maximalwerts der Sensitivitätsfunktion lassen sich die klassischen Stabilitätsreserven [67]

$$a_r \geq \frac{M_S}{M_S - 1}, \quad \phi_r \geq 2 \cdot \arcsin\left(\frac{1}{2M_S}\right) \quad (2.38)$$

der Amplituden- a_r und Phasenreserve ϕ_r berechnen. Darüber hinaus kann der offene Kreis einer unsicherheitsbehafteten Strecke

$$\hat{L} = \hat{G}K = L + W_m L \Delta_m, \quad \forall \omega \quad (2.39)$$

als Scheibe um die Nyquist-Kurve mit dem Radius $W_m L$ interpretiert werden. Gemäß dem Stabilitätskriterium von Nyquist muss

$$|W_m L| < |1 + L| \quad (2.40)$$

und damit

$$\|W_m T\|_{\infty} < 1 \quad (2.41)$$

für den Erhalt der robusten Stabilität gelten [67]. Diese Bedingung ist gleichbedeutend mit der klassischen Forderung eines ausreichenden Roll-Off der

komplementären Sensitivitätsfunktion, wobei mittels eines Unsicherheitsmodells der benötigte Roll-Off quantifiziert wird.

Für einen klassischen H_∞ -Entwurf wird das Systems in eine spezielle Form überführt. Dabei werden die Strecke, der Regler und die Unsicherheiten voneinander getrennt, sowie um die jeweiligen Gewichtungsfunktionen erweitert. Anschließend kann mit gängigen Algorithmen, wie der iterativen Lösung zweier algebraischer Riccati-Gleichungen [74] oder der Lösung einer LMU [70] unter Verwendung des Bounded Real Lemma (siehe Definition 4), das Entwurfsproblem gelöst werden.

2.3.2 Strukturierter H_∞ -Entwurf

Bei der klassischen H_∞ -Synthese resultieren Regelungsstrukturen hoher Ordnung. In der Praxis besteht jedoch oftmals die Einschränkung, dass sowohl dezentrale als auch fixe Regelungsstrukturen niedriger Ordnung, wie beispielsweise PID-Regler, vorgegeben sind, die nicht ohne Weiteres geändert werden können. Dies ist unter anderem mit dem Implementierungsaufwand, dem benötigten Expertenwissen sowie der Möglichkeit einer Nachjustierung vor Ort zu begründen. Aufgrund dessen ist der Einsatz einer solchen Synthese selten in der industriellen Praxis zu finden.

Sobald Einschränkungen der Reglerstruktur vorliegen, ist das Syntheseproblem nicht mehr konvex und oftmals sogar NP-schwer [75]. Zur Lösung solcher Probleme haben Apkarian und Noll [76, 77] Algorithmen zur nichtglaten Optimierung vorgestellt. Die Algorithmik hat sich anhand verschiedener Anwendungsbeispiele (zum Beispiel Festplattenlaufwerk, Vier-Tank-System, Feder-Masse-Dämpfer-System) als praktisches Werkzeug erwiesen [78] und ist mittlerweile in kommerzieller Software, wie zum Beispiel in MATLAB über den `systeme` Befehl [66, 79], verfügbar.

Diese nichtglatte Optimierungstechnik bietet als Erweiterung der klassischen H_∞ -Synthese die Möglichkeit, die Gewichtungsfunktionen in zwei Klassen zu unterteilen, die so genannten weichen und harten Anforderungen. Dabei sollten Anforderungen zur Erhaltung der robusten Stabilität als hart und al-

le Performanzanforderungen als weich spezifiziert werden. Es resultiert das beschränkte Minimierungsproblem der Form

$$\begin{aligned} \min f(\mathbf{x}) \quad \text{s.t.} \quad & g(\mathbf{x}) \leq 1, \\ \text{mit } f(\mathbf{x}) := & \max_i f_i(\mathbf{x}), \quad g(\mathbf{x}) := \max_j g_j(\mathbf{x}), \end{aligned} \tag{2.42}$$

das durch die Anpassung der Regelverstärkungen \mathbf{x} gelöst wird, indem die weichen Anforderungen $f_i(\mathbf{x})$ minimiert und die harten Anforderungen $g_j(\mathbf{x})$ als Nebenbedingungen erzwungen werden (f_i und g_j sind jeweils H_∞ -Normen einer gewichteten Übertragungsfunktion).

2.4 LPV-basiertes Gain-Scheduling

Gain-Scheduling ist eine Reglerentwurfsmethode, die sich in vielen technischen Anwendungen als erfolgreich erwiesen hat. Dabei wird ein Regler für eine nichtlineare Strecke durch Zusammenfügen einer Sammlung von linearen Reglern konstruiert. Der konventionelle Ansatz besteht darin, den gesamten Betriebsbereich des Systems in kleinere Bereiche zu unterteilen. Anschließend wird für jeden dieser kleineren Bereiche ein linearer Regler ausgelegt und die resultierende Menge lokaler, linearer Regler interpoliert [80]. Trotz ihrer Praktikabilität bieten Gain-Scheduling-Entwürfe keine Garantien für die Robustheit, Performanz oder die Stabilität des Gesamtsystems [81]. Es kann lediglich eine Stabilitätsaussage an den lokalen Auslegungspunkten garantiert werden. Aufgrund dessen sind zur Sicherstellung der globalen Stabilität zeitaufwändige Simulationen über den gesamten Parameterraum notwendig. Ein Überblick über den Stand der Technik zu Gain-Scheduling ist in [82, 83] zu finden.

Zur Überwindung dieser Problematik führte Shamma in seiner Dissertation 1988 [84] die sogenannten LPV-Systeme für die Analyse eines Gain-Scheduling-Reglerentwurfs ein. Die Theorie der LPV-Systeme wird zur Vereinfachung einiger Interpolations- und Realisierungsprobleme von klassischem Gain-Scheduling verwendet [85]. Hierfür wird das nichtlineare System als lineares System in Ab-

hängigkeit einer zeitvarianten Größe beschrieben, der sogenannten Scheduling-Variablen. Von dieser wird angenommen, dass sie in Echtzeit vorliegt. Daraus folgt, dass für eingefrorene Werte der Scheduling-Variablen ein LPV-System als LTI-System behandelt werden kann. Existieren für ein System wenige Variablen, die zumindest einen großen Teil der Änderung der Dynamik ausmachen, so ist die Beschreibung als LPV-System naheliegend.

Durch diese systematische Entwurfsmethode können die kritischen Punkte von klassischem Gain-Scheduling umgangen werden. Die Hauptvorteile sind unter anderem:

- Nutzung leistungsfähiger, gut verstandener, linearer Entwurfswerkzeuge für nichtlineare Probleme.
- Stabilitäts- und Robustheitsnachweis über den gesamten Parameterraum.
- Anpassung der Reglerparametrierung an sich ändernde Dynamik der Regelstrecke.

Ein Überblick über Anwendungsergebnisse von LPV-Regelungen ist in [86] zu finden. Der LPV-Ansatz wurde bereits unter anderem erfolgreich für die Flugregelung [87], eine Brückenkranregelung [88], elektromagnetische Aktoren [89] und Dieselmotoren [90] angewandt. Aufgrund der nichtlinearen Dynamik von Roboter manipulatoren ist ein LPV-Regelungsansatz eine naheliegende Schlussfolgerung. In der Literatur sind jedoch vergleichsweise wenige Nachweise zu finden. Neben dem eigentlichen Reglerentwurf ist besonders die Herleitung des LPV-Modells ausgehend von dem nichtlinearen System von praktischem Interesse. In [91] wird ein LPV-basierter Gain-Scheduling Regler für einen starren Manipulator mit zwei Gelenken vorgestellt. Dabei wird das LPV-Modell des Manipulators unter einer Starrkörperannahme mittels eines Parameterset-Mappings erstellt und anschließend mit einer Singulärwertzerlegung reduziert. [92] und [93] leiten jeweils ein LPV-Modell unter einer Starrkörperannahme her. Zusätzlich werden sowohl die Gravitation als auch Reibmomente vernachlässigt. Bei dem in [94] hergeleiteten LPV-Modell wird die Gelenkelastizität mittels einer linearen Federsteifigkeit berücksichtigt. Je-

doch wird die Trägheitskopplung zwischen den Gelenken vernachlässigt. Die aufgelistete Literatur hat gemeinsam, dass lediglich Roboter-Manipulatoren mit zwei Freiheitsgraden berücksichtigt werden, sowie, dass zumeist eine Starrkörperannahme getroffen wird.

In diesem Unterkapitel wird zunächst eine Einführung in die Modellierung und in die grundlegenden Eigenschaften von LPV-Systemen gegeben. Darauf aufbauend erfolgt die Beschreibung einer Methodik für einen Gain-Scheduling-Entwurf, der einen systematischen Stabilitätsnachweis ermöglicht.

2.4.1 LPV-Modellierung

Oftmals weisen industrielle Regelungsstrecken signifikante Nichtlinearitäten auf, die in der Modellierung berücksichtigt werden müssen. Zur Systemanalyse existieren zumeist detaillierte nichtlineare Streckenmodelle. Für den Reglerentwurf sind diese Modelle jedoch üblicherweise ungeeignet. Ein weit verbreiteter Ansatz zur Handhabung nichtlinearer Strecken ist die Linearisierung an ausgewählten Arbeitspunkten [95]. Auf Basis einer solchen Linearisierung der nichtlinearen Systemdynamik kann ein LPV-Modell erzeugt werden.

Seit der Einführung von Shamma 1988 [84] ist eine Vielzahl von Ansätzen zur Modellierung und Identifikation von LPV-Systemen hervorgegangen. Ein Überblick ist in [96] zu finden. Es existieren unter anderem die Zustandsraumdarstellung und die Ein-/Ausgangsform [97], wobei die zustandsraumbasierte Darstellung weiter verbreitet ist [86] und auch im Rahmen dieser Arbeit verwendet wird.

LPV-Systeme sind nichtlineare Systeme deren Zustandsraummatrizen von einem zeitvarianten, exogenen Parametervektor $\rho(t)$ abhängen. Die Trajektorien des exogenen Parametervektors sind unbekannt, können jedoch in Echtzeit ermittelt werden. Damit resultiert ein LPV-System in Zustandsraumdarstellung [98]

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}(\rho(t))\mathbf{x} + \mathbf{B}(\rho(t))\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}(\rho(t))\mathbf{x} + \mathbf{D}(\rho(t))\mathbf{u}\end{aligned}\tag{2.43}$$

mit der Systemmatrix $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{a \times a}$, der Eingangsmatrix $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{a \times b}$, der Ausgangsmatrix $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{c \times a}$, der Durchgangsmatrix $\mathbf{D} \in \mathbb{R}^{c \times b}$ und dem exogenen Parametervektor $\boldsymbol{\rho} \in \mathbb{R}^k$.

Ein LPV-System kann sowohl als LTI-System mit einer zeitvarianten, parametrischen Unsicherheit als auch als nichtlineares System mit einer linearen Parameterabhängigkeit interpretiert werden. Für einen statischen Wert des exogenen Parametervektors $\boldsymbol{\rho}$ vereinfacht sich das LPV-System zu einem LTI-System

$$\mathbf{G}(s, \boldsymbol{\rho}) = \mathbf{D}(\boldsymbol{\rho}) + \mathbf{C}(\boldsymbol{\rho})(s\mathbf{I} - \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}))^{-1} \mathbf{B}(\boldsymbol{\rho}). \quad (2.44)$$

Mittels dieses Ansatzes können die lokalen Eigenschaften des nichtlinearen Systems im Frequenzbereich analysiert werden.

Hängt der Parametervektor vom Zustand des nichtlinearen Systems ab, so spricht man von einem Quasi-LPV-System. Solche Systeme können insofern als LPV-Systeme behandelt werden, solange die LPV-Systemdynamik schneller als die des zustandsabhängigen Parametervektors ist.

Besteht eine affine Abhängigkeit der Zustandsraummatrizen vom Parametervektor $\boldsymbol{\rho}$, so handelt es sich um eine für den Reglerentwurf besonders attraktive Sonderform (siehe [98, 99]). Damit die Zustandsraummatrizen affin von $\boldsymbol{\rho}$ abhängen, muss Folgendes gelten:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}) & \mathbf{B}(\boldsymbol{\rho}) \\ \mathbf{C}(\boldsymbol{\rho}) & \mathbf{D}(\boldsymbol{\rho}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_0 & \mathbf{B}_0 \\ \mathbf{C}_0 & \mathbf{D}_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{\rho_1} & \mathbf{B}_{\rho_1} \\ \mathbf{C}_{\rho_1} & \mathbf{D}_{\rho_1} \end{bmatrix} \rho_1 + \dots + \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{\rho_k} & \mathbf{B}_{\rho_k} \\ \mathbf{C}_{\rho_k} & \mathbf{D}_{\rho_k} \end{bmatrix} \rho_k. \quad (2.45)$$

Variiert der Parametervektor $\boldsymbol{\rho}$ innerhalb eines Polytops (Verallgemeinertes Vieleck beliebiger Dimension), so wird von einem polytopen LPV-System gesprochen. Ein Polytop

$$\Theta := \text{Co}\{\mathbf{N}_j : j = 1, \dots, r\} = \left\{ \sum_{j=1}^r \alpha_j \mathbf{N}_j : \alpha_j \geq 0, \sum_{j=1}^r \alpha_j = 1 \right\} \quad (2.46)$$

ist die konvexe Hülle von $r = 2^k$ gleich dimensionierten Matrizen N_j mit den Gewichtungparametern α_j , die vom Parametervektor ρ abhängen. Ein polytopes LPV-System ist wie folgt definiert:

Definition 1 (Polytopes LPV-System [98]) *Ein System wird als polytop bezeichnet, wenn dessen Zustandsraummatrizen $A(\rho)$, $B(\rho)$, $C(\rho)$ und $D(\rho)$ affin vom Parametervektor ρ abhängen, wobei der Parametervektor ρ sich innerhalb eines konvexen Polytops bewegt.*

2.4.2 LPV-Methodik

Das volle Potenzial der LPV-Methodik wird durch den Einsatz beim Reglerentwurf entfaltet. Im Gegensatz zum Ansatz der robusten Regelungstechnik wird die Abhängigkeit vom Parametervektor als in Echtzeit messbar und nicht als Unsicherheit angenommen. Infolgedessen adaptiert sich der Regler an das variable Streckenverhalten, wodurch eine verbesserte Regelungsperformanz resultiert. Im Gegensatz zu klassischem Gain-Scheduling, bei dem eine Limitierung der Änderungsrate des Parametervektors angenommen wird [80], existieren für LPV-Systeme Analysemethoden, um einen systematischen Gain-Scheduling-Entwurf mit garantierendem Stabilitätsnachweis durchzuführen. Diese Methoden, die im Anhang B.4 beschrieben sind, basieren zu großen Teilen auf der Stabilitätstheorie nach Lyapunov (siehe Anhang B.3).

Im Folgenden wird vorausgesetzt, dass die nichtlineare Regelstrecke in der zuvor beschriebenen LPV-Zustandsraumdarstellung mit affiner Abhängigkeit vom Parametervektor ρ vorliegt. Wenn eine solche Regelstrecke über eine Rückführung mit einem konstanten oder vom Parametervektor ρ affin abhängigen Regler geschlossen wird, so ist nicht garantiert, dass die affine Abhängigkeit erhalten bleibt. Der geschlossene Regelkreis kann jedoch so umstrukturiert werden, dass dies der Fall ist. Dazu wird die nachfolgende Methodik, die zu weiten Teilen auf [98] beruht, herangezogen.

Zunächst wird der geschlossene Regelkreis in die in Abbildung 2.7 dargestellte Struktur überführt. Hierfür wird die Regelstrecke, wie auch in der robusten Regelungstechnik üblich, um den externen Störeingang $w \in \mathbb{R}^{b_1}$ und die Per-

formanzgrößen $z \in \mathbb{R}^{c_1}$ erweitert. Es resultiert die Strecke \mathcal{P}

$$\begin{aligned}\dot{x} &= A(\rho)x + B_1(\rho)w + B_2(\rho)u \\ z &= C_1(\rho)x + D_{11}(\rho)w + D_{12}(\rho)u \\ e &= C_2(\rho)x + D_{21}(\rho)w + D_{22}(\rho)u\end{aligned}\quad (2.47)$$

mit dem Zustand $x \in \mathbb{R}^{a_p}$, dem Eingangsvektor $u \in \mathbb{R}^{b_2}$ und dem Regelfehler $e \in \mathbb{R}^{c_2}$. Von der Strecke wird weiterhin angenommen, dass die Systemmatrizen affin von dem Parametervektor ρ abhängen. Damit ist die Strecke gemäß Definition 1 polytopisch. Die Systemmatrizen gehören demzufolge zu dem Polytop

$$\Theta := \text{Co} \left\{ \begin{bmatrix} A_j & B_{1,j} & B_{2,j} \\ C_{1,j} & D_{11,j} & D_{12,j} \\ C_{2,j} & D_{21,j} & D_{22,j} \end{bmatrix}, j = 1, \dots, r \right\}, \quad (2.48)$$

wobei $A_j, \dots, D_{22,j}$ den Werten der Systemmatrizen $A(\rho), \dots, D_{22}(\rho)$ an den Rändern des Parameterpolytops entsprechen.

Für die Strecke wird ein LPV-Regler K in Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned}\dot{x}_K &= A_K(\rho)x_K + B_K(\rho)e \\ u &= C_K(\rho)x_K + D_K(\rho)e\end{aligned}\quad (2.49)$$

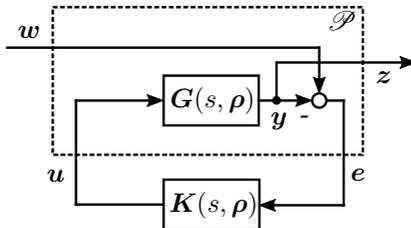


Abbildung 2.7: Regelkreisstruktur für LPV-Entwurf (angelehnt an [98])

mit dem internen Zustand $\mathbf{x}_K \in \mathbb{R}^{a_k}$ angesetzt. Wird die Strecke \mathcal{P} (2.47) mit dem Regler K (2.49) geschlossen, resultiert der geschlossene Regelkreis

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}_{\text{CL}} &= \mathbf{A}_{\text{CL}}(\rho)\mathbf{x}_{\text{CL}} + \mathbf{B}_{\text{CL}}(\rho)\mathbf{w} + \mathbf{B}_{2,\text{CL}}(\rho)\mathbf{u} \\ z &= \mathbf{C}_{\text{CL}}(\rho)\mathbf{x}_{\text{CL}} + \mathbf{D}_{\text{CL}}(\rho)\mathbf{w} + \mathbf{D}_{2,\text{CL}}(\rho)\mathbf{u}\end{aligned}\quad (2.50)$$

mit der Vereinfachung $\mathbf{D}_{22}(\rho) = \mathbf{0}$ und dem Redheffer-Sternprodukt [68] zu

$$\begin{aligned}\mathbf{x}_{\text{CL}} &= \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{x}_K \end{bmatrix} \\ \mathbf{A}_{\text{CL}} &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}(\rho) + \mathbf{B}_2(\rho)\mathbf{D}_K(\rho)\mathbf{C}_2(\rho) & \mathbf{B}_2(\rho)\mathbf{C}_K(\rho) \\ \mathbf{B}_K(\rho)\mathbf{C}_2(\rho) & \mathbf{A}_K(\rho) \end{bmatrix} \\ \mathbf{B}_{\text{CL}} &= \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1(\rho) + \mathbf{B}_2(\rho)\mathbf{D}_K(\rho)\mathbf{D}_{21}(\rho) \\ \mathbf{B}_K(\rho)\mathbf{D}_{21}(\rho) \end{bmatrix} \\ \mathbf{B}_{2,\text{CL}} &= \mathbf{0} \\ \mathbf{C}_{\text{CL}} &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}_1(\rho) + \mathbf{D}_{12}(\rho)\mathbf{D}_K(\rho)\mathbf{C}_2(\rho) & \mathbf{D}_{12}(\rho)\mathbf{C}_K(\rho) \end{bmatrix} \\ \mathbf{D}_{\text{CL}} &= \begin{bmatrix} \mathbf{D}_{11}(\rho) + \mathbf{D}_{12}(\rho)\mathbf{D}_K(\rho)\mathbf{D}_{21}(\rho) \end{bmatrix} \\ \mathbf{D}_{2,\text{CL}} &= \mathbf{0}.\end{aligned}\quad (2.51)$$

Anhand der Systemmatrizen des geschlossenen Regelkreises (2.51) ist ersichtlich, dass selbst für konstante Regelparame-ter (2.49) mehrere von dem Parametervektor ρ abhängige Systemmatrizen multipliziert werden, wodurch die Affinität nicht per se erhalten bleibt. Darüber hinaus ist ein direkter Durchgriff vom Eingangsvektor \mathbf{u} auf die Performanzgröße z und den Zustandsvektor \mathbf{x}_{CL} unerwünscht. In [98] wurde identifiziert, dass die Strecke \mathcal{P} für den Erhalt der Affinität folgende Voraussetzungen erfüllen muss:

(V1) $\mathbf{D}_{22}(\rho) = \mathbf{0}$, sodass $\mathbf{B}_{2,\text{CL}} = \mathbf{D}_{2,\text{CL}} = \mathbf{0}$.

(V2) \mathbf{B}_2 , \mathbf{C}_2 , \mathbf{D}_{12} und \mathbf{D}_{21} sind unabhängig vom Parametervektor ρ , sodass die Affinität erhalten bleibt.

Wenn die erste Voraussetzung nicht erfüllt ist, muss der gesamte Regelkreis so umstrukturiert werden, dass bei der neuen Strecke \mathcal{P} keine direkte Übertra-

gung von \mathbf{u} nach e stattfindet. Ist die zweite Voraussetzung nicht erfüllt, können die Filtermethoden aus [98] eingesetzt werden. Für jeden der b_2 Eingänge und c_2 Ausgänge wird ein PT₁-Filter angesetzt. Damit wird die Regelstrecke (2.47) um eine Eingangsfilterung

$$\begin{aligned}
 \dot{\mathbf{x}}_{\mathbf{u}} &= \mathbf{A}_{\mathbf{u}}\mathbf{x}_{\mathbf{u}} + \mathbf{B}_{\mathbf{u}}\tilde{\mathbf{u}} \\
 \mathbf{u} &= \mathbf{C}_{\mathbf{u}}\mathbf{x}_{\mathbf{u}}
 \end{aligned} \tag{2.52}$$

mit dem Zustand $\mathbf{x}_{\mathbf{u}} \in \mathbb{R}^{b_2}$, dem neuen Eingang $\tilde{\mathbf{u}} \in \mathbb{R}^{b_2}$ und/oder eine Ausgangsfilterung

$$\begin{aligned}
 \dot{\mathbf{x}}_{\mathbf{e}} &= \mathbf{A}_{\mathbf{e}}\mathbf{x}_{\mathbf{e}} + \mathbf{B}_{\mathbf{e}}e \\
 \tilde{e} &= \mathbf{C}_{\mathbf{e}}\mathbf{x}_{\mathbf{e}}
 \end{aligned} \tag{2.53}$$

mit dem Zustand $\mathbf{x}_{\mathbf{e}} \in \mathbb{R}^{c_2}$ und dem neuen Ausgang $\tilde{e} \in \mathbb{R}^{c_2}$ ergänzt. Es resultiert die erweiterte LPV-Strecke $\tilde{\mathcal{P}}$

$$\begin{aligned}
 \dot{\tilde{\mathbf{x}}} &= \tilde{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\rho})\tilde{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{B}}_1(\boldsymbol{\rho})\mathbf{w} + \tilde{\mathbf{B}}_2\tilde{\mathbf{u}} \\
 \mathbf{z} &= \tilde{\mathbf{C}}_1(\boldsymbol{\rho})\tilde{\mathbf{x}} + \mathbf{D}_{11}(\boldsymbol{\rho})\mathbf{w} \\
 \tilde{e} &= \tilde{\mathbf{C}}_2\tilde{\mathbf{x}}
 \end{aligned} \tag{2.54}$$

mit

$$\begin{aligned}
 \tilde{\mathbf{x}} &= \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{x}_{\mathbf{u}} \\ \mathbf{x}_{\mathbf{e}} \end{bmatrix}, \quad \tilde{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}) & \mathbf{B}_2(\boldsymbol{\rho})\mathbf{C}_{\mathbf{u}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_{\mathbf{u}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_{\mathbf{e}}\mathbf{C}_2(\boldsymbol{\rho}) & \mathbf{0} & \mathbf{A}_{\mathbf{e}} \end{bmatrix}, \\
 \tilde{\mathbf{B}}_1 &= \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1(\boldsymbol{\rho}) \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_{\mathbf{e}}\mathbf{D}_{21}(\boldsymbol{\rho}) \end{bmatrix}, \quad \tilde{\mathbf{B}}_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_{\mathbf{u}} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \\
 \tilde{\mathbf{C}}_1 &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}_1(\boldsymbol{\rho}) & \mathbf{D}_{12}(\boldsymbol{\rho})\mathbf{C}_{\mathbf{u}} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad \tilde{\mathbf{C}}_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{C}_{\mathbf{e}} \end{bmatrix}.
 \end{aligned} \tag{2.55}$$

Infolgedessen sind die erweiterten Systemmatrizen $\tilde{\mathbf{B}}_2$ und $\tilde{\mathbf{C}}_2$ vom Parametervektor $\boldsymbol{\rho}$ unabhängig. Es ist anzumerken, dass solange die Filterbandbreiten größer als die gewünschte Systembandbreite gewählt werden, keine wesentliche Veränderung der ursprünglichen Regelstrecke erfolgt. Jedoch wird durch

die Einführung der Filtermethoden die Voraussetzung (V2) erzwingen. Diese Filteroperationen können als Dynamik der Sensorik beziehungsweise der Aktorik interpretiert werden, womit Sie aus praktischer Sicht zu keinen Einschränkungen führen [98]. Der geschlossene Regelkreis weist somit eine vom Parametervektor ρ affine Abhängigkeit auf, womit eine Stabilitätsanalyse gemäß Anhang B.4 durchgeführt werden kann.

Unter der Annahme, dass die Regelstrecke die zuvor beschriebenen Voraussetzungen erfüllt, wird in Anlehnung an [98] ein polytooper LPV-Regler $\Omega(\rho)$ in Zustandsraumdarstellung

$$\Omega(\rho) = \sum_{j=1}^r \alpha_j \Omega_j = \sum_{j=1}^r \alpha_j \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{K,j} & \mathbf{B}_{K,j} \\ \mathbf{C}_{K,j} & \mathbf{D}_{K,j} \end{bmatrix} \quad (2.56)$$

mit $\alpha_j \geq 0$ und $\sum_{j=1}^r \alpha_j = 1$ angesetzt. Dafür ist zunächst jeweils ein robuster H_∞ -Entwurf eines LTI-Reglers an den j Rändern des Parameterpolytops durchzuführen. Anschließend resultiert der LPV-Regler aus der konvexen Interpolation der an den Rändern ausgelegten LTI-Reglern bezüglich des Parametervektors ρ . Danach wird mit den Methoden aus dem Anhang B.4 sowohl die Stabilität als auch die quadratische H_∞ -Performanz über den gesamten Parameterraum überprüft. Darüber hinaus ist eine simulative Untersuchung der Performanz gegenüber der nichtlinearen Regelstrecke weiterhin empfehlenswert.

Für den einfachsten Fall einer LPV-Strecke mit einer affinen Abhängigkeit von nur einem Parameter $\rho = p(t) \in \mathbb{R}^1$ ergibt sich der LPV-Regler zu

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}_K(p(t)) & \mathbf{B}_K(p(t)) \\ \mathbf{C}_K(p(t)) & \mathbf{D}_K(p(t)) \end{bmatrix} = \sum_{j=1}^2 \alpha_j \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{K,j} & \mathbf{B}_{K,j} \\ \mathbf{C}_{K,j} & \mathbf{D}_{K,j} \end{bmatrix} \quad (2.57)$$

mit

$$\alpha_1 = \frac{p(t) - \underline{p}}{\bar{p} - \underline{p}}, \quad \alpha_2 = 1 - \frac{p(t) - \underline{p}}{\bar{p} - \underline{p}} \quad (2.58)$$

sowie dem minimalen \underline{p} und dem maximalen \bar{p} Parameterwert.

2.5 Ansätze zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung von Industrierobotern

Aufgrund des Verbesserungspotenzials und der Komplexität der Problemstellung hat sich die Forschung in den letzten Jahrzehnten kontinuierlich mit der Genauigkeits- und Dynamiksteigerung von IR befasst. Die bisherigen Forschungsaktivitäten zur Erhöhung der Bahnengenauigkeit von IR lassen sich in die Bereiche theoretisch geprägter, praxisorientierter und applikationsspezifischer Ansätze einteilen.

2.5.1 Theoretisch geprägte Ansätze

Aus Sicht der theoretischen Regelungstechnik handelt es sich bei einem IR um ein nichtlineares System, anhand dessen das Potenzial moderner Regelungsansätze aufgezeigt werden kann. Nachdem festgestellt wurde, dass die Elastizität des Antriebsstrangs einen wesentlichen Einfluss auf die dynamische Bahnengenauigkeit hat [10], schlug Spong [11] in den 1980er Jahren ein vereinfachtes Modell vor, das die Trägheitskopplung zwischen Motoren und Gelenken unter Berücksichtigung der hohen Getriebeübersetzungen vernachlässigt und die Gelenkelastizität als eine lineare Federsteifigkeit modelliert. Daraufhin zeigte Tomei [100], dass bereits ein einfacher PD-Regler, wie er auch für starre Roboter eingesetzt wird, ausreichend zur Stabilisierung eines Roboters mit flexiblen Gelenken ist. Werden neben der Stabilisierung auch Anforderungen an die dynamische Bahnengenauigkeit gestellt, so sind fortgeschrittenere Regelungsansätze zu betrachten.

Einen essenziellen Anteil dieser Ansätze stellen flachheitsbasierte Regelungen dar. Ausgangspunkt für diese Ansätze ist wiederum die Eigenschaft der differentiellen Flachheit des von Spong vorgeschlagenen Modells [11]. Bei einem sogenannten flachen System können alle Zustände und Eingänge mittels algebraischer Gleichungen des flachen Ausgangs und seiner Ableitungen ausgedrückt werden [101]. Dementsprechend ist diese Eigenschaft sehr nützlich für den Reglerentwurf nichtlinearer Systeme. Basierend auf der Flachheitsei-

genschaft wurden sowohl vorsteuerungs- als auch rückführungsbasierte Regelungsansätze für Roboter mit flexiblen Gelenken vorgeschlagen [102]. Bei der Verwendung in der Rückführung werden die Ableitungen der gelenkseitigen Position (flacher Ausgang) bis zum Ruck benötigt, was aufgrund von Messrauschen eine Herausforderung für die praktische Umsetzung darstellt. Darüber hinaus ist die Robustheit dieser Ansätze unter einer unsicheren Antriebsstrangdynamik fragwürdig [16, 103]. Des Weiteren geht die Eigenschaft der Flachheit bereits unter der Erweiterung des Modells mittels linearer Gelenkdämpfung verloren, weshalb diese zumeist vernachlässigt wird [104]. Eine entsprechende Erweiterung zur Berücksichtigung linearer Gelenkdämpfung wird von Thümmel [22] präsentiert. Darüber hinaus existieren Arbeiten [105, 106], die eine zusätzliche Elastizität der Glieder berücksichtigen. Zu den flachheitsbasierten Ansätzen wird außerdem angemerkt, dass die weit verbreitete Computed-Torque-Regelung [25] einer flachheitsbasierten Vorsteuerung unter einer Starrkörperannahme entspricht.

Ebenfalls bereits in den 1980er Jahren wurden Regelungsansätze basierend auf der singulären Störungstheorie vorgeschlagen [107, 108]. Dabei wird zwischen einem schnellen (Gelenkdynamik) und langsamen (Mehrkörperdynamik) Teilsystem unterschieden. Durch die Unterteilung in zwei Teilsysteme können die Regelungskreise separat anhand eines reduzierten Modells entworfen werden. Solange der sogenannte Störungsparameter klein genug ist, kann mittels dem Tikhonov-Theorem [95] die Stabilität beider Teilsysteme nachgewiesen werden. Eine der neusten Arbeiten zur Regelung von IR basierend auf dieser Theorie stellt [109] dar. In einem Experiment zur Bahnverfolgung mit einem Leichtbauroboter konnte jedoch aufgrund von Hardwarebeschränkungen bei der Abtastrate keine gleichwertige Performanz wie für die flachheitsbasierte Vorsteuerung [102] erzielt werden.

Weitere Ansätze stellen die Formung der potenziellen Energiefunktion des Regelkreises [110] und die robuste H_∞ -Regelung eines einzelnen Gelenks [111] dar. In neueren Arbeiten werden verschiedenste Ansätze, wie beispielsweise eine Fuzzy-Sliding-Mode-Regelung [112], eine Backstepping-Regelung [113] wie auch eine adaptive Regelung mittels neuronaler Netze [114] präsentiert.

Außerdem werden immer noch verschiedenste, fortgeschrittene Regelungsansätze unter einer Starrkörperannahme vorgeschlagen. Beispiele hierfür sind eine modellprädiktive Regelung [115], eine aktive Störunterdrückungsregelung [116], eine neuronale, adaptive PID²-Regelung [117] sowie eine PD-Regelung mit einer adaptiven Kompensation der Starrkörperdynamik [118]. Das Potenzial dieser Ansätze ist dadurch begrenzt, dass die Gelenkelastizität nicht explizit im Reglerentwurf berücksichtigt wird [20].

Neben den bereits aufgeführten Arbeiten sind die Forschungsaktivitäten rund um die Leichtbauroboter des DLR zu nennen [21, 119, 120, 121]. Unter Verwendung zusätzlicher Sensorik werden Regelungsansätze mit motorseitiger Positions- und gelenkseitiger Drehmomentmessung [120] sowie Ansätze mit gelenkseitiger Drehmoment- und Positionsmessung [121] vorgeschlagen.

Diese theoretisch geprägten Ansätze haben gemeinsam, dass sie zumeist nur mittels Simulationen oder an Laboraufbauten mit einem oder zwei Freiheitsgraden, jedoch nicht mit industriellen Anlagen, validiert wurden. Herausstechende Arbeiten, die einen theoretischen Ansatz mit einer experimentellen Validierung vereinigen sind unter anderem [21, 22, 109]. Die Validierung erfolgt dabei jeweils an einem IR mit vergleichsweise geringer Traglast.

2.5.2 Praxisorientierte Ansätze

Bis heutzutage haben die theoretisch geprägten Ansätze noch keine weite Verbreitung in der Praxis gefunden, weshalb robuste und vergleichsweise einfache Regelungsstrukturen vorherrschen [122]. Infolgedessen sind praktische Ansätze, die oftmals auf dem Einsatz zusätzlicher Sensorik beziehungsweise Aktorik in Kombination mit vergleichsweise einfachen Regelungsverfahren basieren, hervorgegangen. Ausgangspunkt für die meisten dieser Ansätze ist die Regelungsstruktur der P-PI-Kaskadenregelung (P-PI), bei der jedes Gelenk mittels eines P-Positionsreglers und einem PI-Drehzahlregler geregelt wird [25].

Eine erste Gruppe von Ansätzen erhöht die dynamische Bahngenauigkeit, indem die Solltrajektorie so angepasst wird, dass die Elastizität der Gelenke nicht angeregt wird. Dadurch kann für Applikationen ohne Prozesskräfte selbst mit

einer vergleichsweise einfachen P-PI ein gutes Führungsverhalten erzielt werden. Ein solches Verfahren stellt das sogenannte Input Shaping dar. Dabei wird die Solltrajektorie mit einer Reihe von gewichteten Impulssignalen gefaltet, sodass die nachfolgenden Impulse die angeregten Schwingungen der vorherigen Impulse auslöschen [123]. Das für LTI-Systeme entwickelte Verfahren wurde unter anderem in [124, 125] für IR erweitert. Durch die Faltung der Solltrajektorie mit den Impulssignalen resultiert eine schwingungsreduzierte, jedoch verzerrte Bahn. Dementsprechend ist dieses Verfahren nur bedingt für Anwendungen mit hohen Anforderungen an die dynamische Bahngenaugigkeit geeignet. Alle Ansätze zur Modifikation der Solltrajektorien haben gemeinsam, dass sie zwar das Führungsverhalten verbessern, jedoch keinen Einfluss auf die durch Störkräfte angeregten Schwingungen haben.

Zur Verbesserung des Störungsunterdrückungsverhaltens kann Zusatzaktorik in den Antriebsstrang integriert werden. Sowohl Denkena et al. [126] als auch Hamann et al. [127] schlagen vor, einen zusätzlichen Motor auf der Gelenkseite einzubauen. Dadurch entsteht ein redundantes Antriebssystem mittels dessen Gelenkschwingungen aktiv gedämpft und eine Erhöhung der Regelbandbreite erzielt wird. Alternativen zu einem aktiven Aktor stellen semiaktive Reibungsdämpfer dar. Dabei wird beispielsweise mittels einer mechanischen Bremse [128] dem System Schwingungsenergie entnommen, womit ebenfalls die Regelbandbreite gesteigert werden kann. Dem Potenzial zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung steht jedoch ein erhöhter Hardware (HW)- und Integrationsaufwand entgegen.

Ein ebenfalls praxisorientierter Ansatz ist die TCP-Regelung mittels optischer Sensoren [129, 130]. Eine der größten Herausforderungen dabei ist die Sicherstellung des optischen Signals während des Prozesses. Dies repräsentiert eine wesentliche Einschränkung für viele Applikationen, wie beispielsweise Spanflug bei der zerspanenden Bearbeitung. Darüber hinaus ist zu erwähnen, dass diese Sensorik vergleichsweise teuer ist und dadurch das vorteilhafte Verhältnis von Arbeitsraum zu Investitionskosten negativ beeinflusst.

Da die Gelenkelastizität einen wesentlichen Einfluss auf die dynamische Bahngenaugigkeit hat, ist die Integration gelenkseitiger Positionsmessung [17, 131,

132, 133, 134] anstelle der direkten Messung des TCP eine kostengünstigere Alternative. Erste Arbeiten hierzu wurden bereits in den 1980er Jahren von Kuntze und Jacubasch [131] durchgeführt. Gegenüber Drehmomentsensorik ist die gelenkseitige Positionsmessung auch für IR mit vergleichsweise hohen Traglasten unter Betrachtung der Integrationskosten vertretbar. Gelenkseitige Positionsmessung ist unter anderem bei den Roboterherstellern Fanuc und MABI Robotic kommerziell erwerbbar. Fanuc erweitert dafür die Regelung um einen kaskadierten, gelenkseitigen Regelkreis, der im niedrigen Geschwindigkeitsbereich aktiviert wird, um eine verbesserte Positioniergenauigkeit zu erreichen [132]. Durch die Begrenzung des Geschwindigkeitsbereiches wird jedoch keine signifikante Erhöhung der dynamischen Bahngenauigkeit erreicht. Darüber hinaus kann das gelenkseitige Positionssignal für die Positionsregelung der P-PI genutzt werden [17, 133, 134], wodurch ein verbessertes Störverhalten erzielt wird. Dabei wird die erreichbare Regelbandbreite durch die ersten Eigenfrequenzen der Gelenke limitiert. Ein Vergleich von gelenkseitiger Positionsmessung, TCP-Messung mittels eines Kamerasystems und eines Lasertrackers für den Einsatz in der Luftfahrtproduktion ist in [133] zu finden.

2.5.3 Applikationsspezifische Ansätze

Der dritte zu berücksichtigende Bereich sind applikationsspezifische Ansätze. Als beispielhafte Applikation wird im Rahmen dieser Arbeit die Fräsbearbeitung herangezogen, da das Fräsen ein Prozess mit hoher Wertschöpfung ist und gleichzeitig durch die hohen Anforderungen an die dynamische Bahngenauigkeit unter Prozesskräften eine besondere Herausforderung darstellt. Im Bereich leicht zerspanbarer Materialien und großvolumiger Bauteile stellt der Einsatz von IR heutzutage schon eine kostengünstige Alternative zu konventionellen Werkzeugmaschinen dar. Darüber hinaus besteht Potenzial darin, IR innerhalb der Vorbearbeitung einzusetzen, um die Bearbeitungszeit in teureren Werkzeugmaschinen zu reduzieren [122].

Klassische Robotersteuerungen sind für Handhabungs- und Automatisierungsaufgaben ausgelegt. Sollen IR für Bearbeitungsaufgaben eingesetzt werden,

ist es wünschenswert, die im Bereich von Werkzeugmaschinen üblichen computergestützten Prozessketten verwenden zu können. Aufgrund dessen integrieren Roboterhersteller, wie zum Beispiel KUKA [135], vermehrt CNC-Funktionalitäten in ihre Steuerung. Dadurch kann G-Code (gängigste Programmiersprache von CNC-Steuerungen) direkt auf der Robotersteuerung ausgeführt werden, so dass die bei Werkzeugmaschinen üblichen computergestützten Prozessketten genutzt werden können. Insofern stehen für CNC-Steuerungen typische Funktionalitäten wie beispielsweise eine Werkzeugradiuskorrektur zur Verfügung. Anhand eines KUKA KR210 IR wurde in [136] aufgezeigt, dass bei einer Eckenfahrt eine konstantere Bahngeschwindigkeit erzielt wird als mit einer klassischen Robotersteuerung.

Die bei Bearbeitungsaufgaben auftretenden Prozesskräfte führen in Kombination mit der endlichen Steifigkeit des Gesamtsystems zu einer Abdrängung von der geplanten Sollbahn. Zusätzlich beeinflusst die Steifigkeit die Prozessstabilität und limitiert das erzielbare Zeitspannvolumen [14]. Infolgedessen sind Ansätze hervorgegangen, die mittels einer konstruktiven Versteifung der Struktur versuchen, einen Kompromiss aus klassischem IR und konventioneller Werkzeugmaschine zu erzielen [137, 138]. Dabei wird die serielle Kinematik mittels Parallelstrukturen [137] oder der Reduktion der Gelenkzahl [138] adaptiert. Die resultierenden Sondermaschinen weisen einen geringeren Arbeitsraum auf, womit die Flexibilität eingeschränkt wird. Darüber hinaus geht eine solche Anpassung der Kinematik mit erhöhten Kosten einher.

Bei der Fräsbearbeitung handelt es sich um einen Bearbeitungsprozess der fünf Freiheitsgrade benötigt, da das Werkzeug um seine eigene Achse rotiert. Von diesen fünf Freiheitsgraden werden drei für die Positionierung und zwei für die Orientierung der Werkzeugachse verwendet [139]. Klassische IR haben jedoch eine Kinematik mit sechs Freiheitsgraden, womit ein redundanter Freiheitsgrad zur Verfügung steht. Dieser kann sowohl für die steifigkeitsoptimale Werkstückplatzierung [139, 140, 141] als auch zur Maximierung der kartesischen Steifigkeit entlang des Werkzeugpfads [142] genutzt werden. Des Weiteren existieren Ansätze, die ein Steifigkeitsmodell in Verbindung mit einem Fräskraftmodell zur Abdrängungskompensation verwenden [140, 143, 144].

Anstelle eines Fräskraftmodells kann auch ein Kraft-/Momentensensor eingesetzt werden [145, 146, 147]. Darüber hinaus können weitere Ansätze durch den Einsatz eines Kraft-/Momentensensors realisiert werden. Sornmo et al. präsentieren in [148] eine adaptive Kraftregelung mit dem Ziel verkürzter Zykluszeiten. Die Funktionsweise der Methode wird experimentell anhand der Fräsbearbeitung eines Werkstücks aus Eiche mit einem ABB IRB140 bestätigt. Um Kraftüberschwinger bei un stetigen Werkzeuggeometrien zu vermeiden, wird in [149] eine Offline-Optimierung mittels eines Fräskraftmodells mit einer adaptiven Kraftregelung kombiniert.

Anstelle der Integration zusätzlicher Sensorik stellen Chen et al. [150] einen passiven Dämpfungsaktor vor, der in die Frässpindel integriert ist. Treten während des Prozesses Schwingungen der Frässpindel auf, wird eine elektromagnetische Gegenkraft induziert, die die Dämpfung erhöht und einen Teil der Schwingungsenergie absorbiert. Hierbei wird angemerkt, dass dieser Ansatz explizit für die Roboterbearbeitung vorgestellt wurde, jedoch ähnliche Ansätze für Werkzeugmaschinen existieren [151].

Als weitere Eingriffsmöglichkeit besteht die Option der Integration einer Piezoaktorik, um auftretende Abweichungen von der Sollbahn zu kompensieren [152, 153, 154]. Diese Ansätze versprechen eine Verbesserung, jedoch wird zusätzlich zur Piezoaktorik eine TCP-Messung benötigt, womit hohe Zusatzkosten und Integrationsaufwand einhergehen.

2.5.4 Bewertung

Im Stand der Technik existiert eine Fülle von Ansätzen zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung von IR. Zur Bewertung dieser Ansätze wird die zuvor getroffene Einteilung in theoretisch geprägte, praxisorientierte und applikationsspezifische Ansätze beibehalten. Die Bewertung, die in der Tabelle 2.1 aufgeführt ist, erfolgt hinsichtlich der Kriterien Potenzial zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung, geringer HW-Aufwand, einfache Nachrüstbarkeit, hohe Robustheit, geringe Komplexität und breites Einsatzgebiet.

Der Stand der Technik zeigt auf, dass theoretisch geprägte Ansätze ein hohes Verbesserungspotenzial bei einer vergleichsweise hohen Komplexität aufweisen. Aufgrund des ausgeklügelten Getriebeaufbaus (siehe Abbildung 2.1) und der relativ einfachen Modellvorstellung (lineare Federsteifigkeit) ist die Robustheit gegenüber Modellunsicherheiten eine der zentralen Herausforderungen für den industriellen Einsatz. Die meisten dieser Ansätze erfordern eine hohe Modelltiefe sowie -genauigkeit, weisen jedoch keine besonderen Robustheitseigenschaften auf und wurden lediglich an Laboraufbauten und keinen industrienahen Experimentalsystemen validiert.

Im Gegensatz dazu stehen die robusteren, praxisorientierten Ansätze, die an industrienahen Anlagen evaluiert wurden. Wegen der Praxisnähe werden überwiegend stark vereinfachte Verfahren eingesetzt, die das volle Potenzial der zusätzlich eingesetzten Sensoren und/oder Aktoren nicht ausschöpfen. Hervorzuheben ist dabei die gelenkseitige Positionsmessung, die vergleichsweise kostengünstig ist, jedoch ein hohes Verbesserungspotenzial bietet. Dies ist unter anderem daran ersichtlich, dass erste Roboterhersteller diese bereits kommerziell anbieten.

Tabelle 2.1: Bewertung der Ansätze zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung von IR (Kriterium erfüllt: ●, Kriterium nicht erfüllt: ○)

Kriterium	Theoretisch geprägt	Praxisorientiert	Applikations-spezifisch
Potenzial zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung	●	◐	◐
Geringer HW-Aufwand	◐	◐	◐
Einfache Nachrüstbarkeit	◐	◐	◐
Hohe Robustheit	○	◐	◐
Geringe Komplexität	○	●	◐
Breites Einsatzgebiet	●	◐	○

Die Klasse der applikationsspezifischen Ansätze bietet bei vergleichbarer Robustheit ein höheres Potenzial zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung als die praxisorientierten Ansätze. Dies wird durch Prozesswissen realisiert, das die verwendete Methode auf die spezielle Anwendung anpasst. Dementsprechend besteht für die jeweilige Spezialanwendung ein hohes Verbesserungspotential. Jedoch ist das Einsatzgebiet vergleichsweise gering, da für jede Applikation eine Sonderlösung notwendig ist, wodurch keine Übertragbarkeit vorliegt und ein hoher Engineering-Aufwand erforderlich ist.

3 Zielsetzung und Vorgehensweise

In den vorherigen Kapiteln ist sowohl die Problemstellung beschrieben als auch ein Vergleich der im Stand der Technik vorhandenen Ansätze zur Genauigkeits- und Dynamiksteigerung von IR aufgeführt. Dieser Vergleich zeigt auf, dass bis heute die kostengünstige Erhöhung der dynamischen Bahngenauigkeit im Zusammenhang mit IR mit vergleichsweise hohen Traglasten und der speziellen Anwendung für Fertigungsprozesse noch nicht vollständig erarbeitet wurde [17]. Darüber hinaus kann die theoretische Performanz vieler dieser Regelungsansätze für diese Art von IR nicht ohne erhebliche Modifikationen experimentell bestätigt werden [16].

Infolgedessen besteht die Zielsetzung dieser Arbeit darin, einen Kompromiss aus der Vielzahl von theoretischen, praktischen und applikationsspezifischen Arbeiten zu erzielen. Es soll ein sowohl theoretisch vertretbarer als auch praktisch funktionsfähiger Regelungsansatz auf Basis der gelenkseitigen Positionsmessung für IR mit vergleichsweise hohen Traglasten entwickelt werden, der eine Verbesserung des dynamischen Verhaltens im gesamten Arbeitsraum erzielt. Hierbei sei angemerkt, dass um eine hohe dynamische Bahngenauigkeit von IR zu erzielen, eine Kombination von Trajektoriengenerierung, Vorsteuerung und Regelung benötigt wird. Diese Arbeit konzentriert sich auf die Entwicklung einer Regelung, die mit verschiedenen Ansätzen zur Trajektoriengenerierung wie auch modellbasierten Vorsteuerungen ergänzt werden kann.

Als wesentliches Abgrenzungsmerkmal zum Stand der Technik soll ein Kompromiss aus Pragmatismus und theoretischer Fundiertheit getroffen werden. Ein weit verbreiteter, praktischer Ansatz zur Erhöhung der Bandbreite von elastischen Antriebssystemen ist die Rückführung zusätzlicher Messgrößen, wie beispielsweise die Position der elastisch angekoppelten Masse mit Hilfe eines direkten Messsystems. Dieses Vorgehen ist üblich in Werkzeugmaschi-

nen, jedoch für Roboter nicht weit verbreitet. Deswegen soll als Kompromiss eine zusätzliche gelenkseitige Positionsmessung vorgesehen werden, die im Gegensatz zu Drehmomentsensorik besser mit der Robotertraglast skaliert. Darüber hinaus ist bekannt, dass klassisches Gain-Scheduling ein Ansatz ist, der sich in vielen technischen Anwendungen bewährt hat, jedoch ein Nachweis über Stabilität mittels aufwändiger, simulativer Untersuchungen erfolgen muss. Infolgedessen sollen als Kompromiss zu den theoretisch geprägten Arbeiten sowohl Ansätze der robusten Regelungstechnik als auch der LPV-Systeme für den Reglerentwurf herangezogen werden. Damit der Lösungsansatz mit regelungstechnischem Grundlagenwissen nachvollziehbar ist, wird ein mehrstufiges Vorgehen mit steigender Komplexität angesetzt. Bei diesem wird zunächst ein vergleichsweise einfaches, lineares Regelgesetz hergeleitet, das anschließend mit den im Stand der Technik vorgestellten Werkzeugen der Regelungstechnik zunehmend systematisiert sowie auf die nichtlineare Mehrkörperdynamik von IR adaptiert wird. Die experimentelle Untersuchung und Validierung findet abschließend mit dem adaptiven Regler statt. Dennoch können die Ansätze mit reduzierter Komplexität auch für praktische Anwendungen genutzt werden. In der Abbildung 3.1 ist dieses mehrstufige Vorgehen sowie die Gesamtstruktur der Arbeit zur Beantwortung der wissenschaftlichen Fragestellung veranschaulicht.

Zur Sicherstellung der praktischen Funktionsfähigkeit des Ansatzes werden die entwickelten Algorithmen im Rahmen einer experimentellen Untersuchung anhand eines KUKA KR210-2 IR validiert. Bei dem KUKA KR210-2 handelt sich um einen IR mit klassischer 6-Achs-Knickarmkinematik und einer nominellen Traglast von 210 kg. Durch die Verwendung eines industriellen Manipulators wird angestrebt, die Allgemeingültigkeit des entwickelten Ansatzes sicherzustellen. Für die experimentelle Untersuchung wurde das Experimentalsystem mit einer selbstentwickelten, offenen Steuerungsplattform ausgestattet, die die praktische Umsetzung des Regelungsansatzes auf industrieller Hardware erlaubt. Eine ausführlichere Beschreibung des verwendeten Experimentalsystems inklusive Kinematik und Streckenparameter ist im Anhang A aufgeführt.

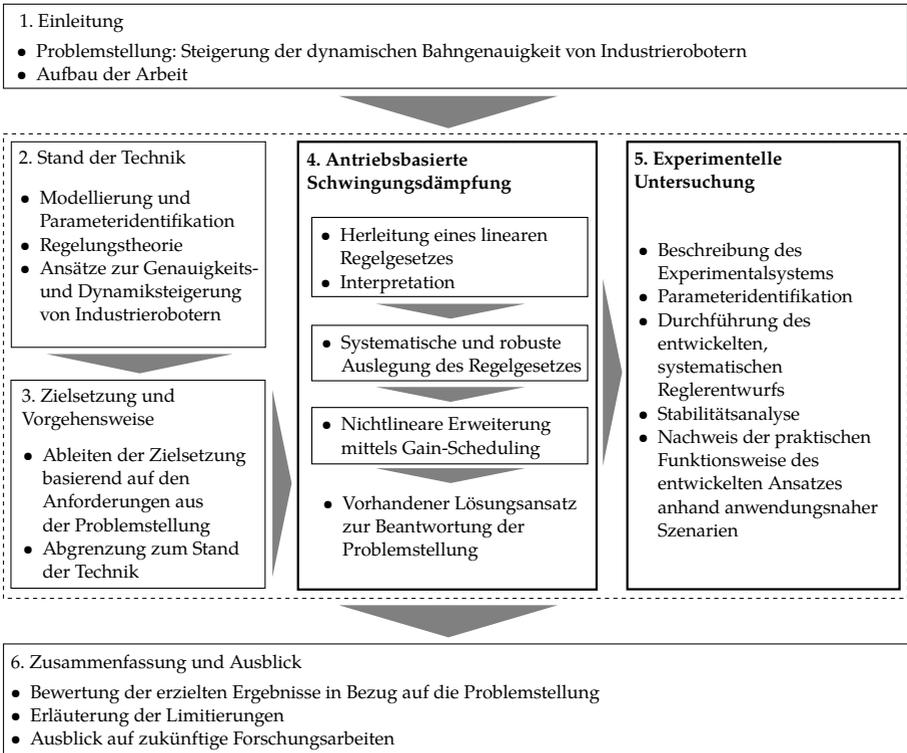


Abbildung 3.1: Struktur der Arbeit zur Zielerreichung

4 Antriebsbasierte Schwingungsdämpfung

Dieses Kapitel widmet sich der Herleitung des im Rahmen dieser Arbeit vorgeschlagenen Regelungsansatzes zur Verbesserung der dynamischen Bahn­genauigkeit von IR mit gelenkseitiger Positionsmessung. Zunächst erfolgt die Herleitung des linearen Regelgesetzes und ein Vergleich mit vorhandenen Ansätzen zur Verbesserung des Stör­unterdrückungsverhaltens von elektrischen Antriebssystemen durch Rückführung der Lastgeschwindigkeit beziehungsweise der Lastbeschleunigung. Ausgehend von dem linearen Regelgesetz wird der Ansatz unter Zuhilfenahme der LPV-Methodik erweitert, um die nichtlineare Roboter­dynamik im Entwurf zu berücksichtigen. Dabei wird mittels eines optimierungsbasierten, robusten Regelungs­entwurfs sowohl die systematische Einstellung als auch die Funktionsweise am realen System sichergestellt. Da lediglich die Gelenkpositionen messtechnisch kosteneffizient erfasst werden können, jedoch deren Ableitungen für den Regelungsansatz benötigt werden, wird abschließend ein Beobachter entwickelt und dessen Eignung für den Regelungsansatz untersucht.

4.1 Lineares Regelgesetz

Die in diesem Unterkapitel beschriebene Herleitung des linearen Regelgesetzes ist bereits zu weiten Teilen in [15] veröffentlicht. Wie im Kapitel 2 erläutert, soll die Flexibilität des Antriebsstrangs explizit bei der Modellierung und dem Regelungs­entwurf berücksichtigt werden, um eine erhöhte dynamische Bahn­genauigkeit zu erzielen. Darüber hinaus soll ein besonderes Augenmerk auf die

Robustheit gegenüber Modellunsicherheiten und Messrauschen gelegt werden. Das Konzept, die vorhandenen Antriebe zur Dämpfung auftretender Schwingungen zu nutzen, wurde bereits für Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen in Betracht gezogen [155]. Es wurde jedoch festgestellt, dass die Bandbreite der Antriebe nicht ausreicht, um eine signifikante Dämpfung der Schwingungen zu erzielen. Hierbei ist zu beachten, dass die Steifigkeit der Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen etwa 10- bis 100-mal höher ist als die der in den Roboter Gelenken verbauten Getriebe von IR [14]. Dies hat zur Folge, dass die Eigenfrequenzen von IR ungefähr 3- bis 10-mal niedriger sind, wodurch die Bandbreite der Antriebe zur Dämpfung dieser Schwingungen ausreicht.

Den Ausgangspunkt für den vorgeschlagenen Regelungsansatz stellt die weit verbreitete P-PI [25] dar. Aufgrund der einfachen Parametrierung und hohen Robustheit dominiert die P-PI mit optionaler Vorsteuerung der Starrkörperdynamik nach wie vor viele industrielle Anwendungen [122]. Dabei wird jedes Gelenk als ein SISO-System betrachtet, während die Kopplung der Roboterdynamik als Störung aufgefasst wird [3, 156]. Weitere Störungen, wie beispielsweise die Motorreibung [42] und die Drehmomentwelligkeit des PMSM [26], können durch eine Vorsteuerung kompensiert werden. Dementsprechend wird für jedes Gelenk ein separater, linearer Regler entworfen.

Für die Herleitung des Regelgesetzes wird die Dynamik des Robotergesamtmodells als N unabhängige SISO-Systeme behandelt. Um dies zu erreichen, wird die nichtlineare Roboterdynamik (2.16) linearisiert und in den Laplace-Bereich transformiert

$$q_i \cdot s^2 = M_{ii}^{-1} \cdot \left[k_i \cdot (u_i^{-1}\theta_i - q_i) + d_i \cdot s \cdot (u_i^{-1}\theta_i - q_i) - \tau_{\text{ext},i} \right] \quad (4.1a)$$

$$\theta_i \cdot s^2 = J_{m,i}^{-1} \cdot \left[\tau_{m,i} - \tau_{f,i} - u_i^{-1} \left(k_i \cdot (u_i^{-1}\theta_i - q_i) + d_i \cdot s \cdot (u_i^{-1}\theta_i - q_i) \right) \right], \quad (4.1b)$$

wobei die Kopplung durch die Nebendiagonaleinträge der Massenmatrix $M(\mathbf{q})$, die Coriolis- und Zentrifugalkräfte $C(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}$, der Gravitationsvektor $\mathbf{g}(\mathbf{q})$ so-

wie die in den Gelenkraum transformierten, generalisierten Kontaktkräfte des Endeffektors $\mathbf{J}^T(\mathbf{q})\mathbf{h}_e$ zur Störung $\tau_{\text{ext},i}$ zusammengefasst werden. Die Störung ist gegeben durch

$$\boldsymbol{\tau}_{\text{ext}} = \mathbf{J}^T(\mathbf{q})\mathbf{h}_e + \mathbf{g}(\mathbf{q}) + \mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + [\mathbf{M}(\mathbf{q}) - \text{diag}(\mathbf{M}(\mathbf{q}))]\ddot{\mathbf{q}}, \quad (4.2)$$

wobei $\tau_{\text{ext},i}$ das i -te Element der Störung $\boldsymbol{\tau}_{\text{ext}} \in \mathbb{R}^N$ ist. Nur die Diagonalelemente M_{ii} der Massenmatrix werden explizit berücksichtigt, wobei die Konfigurationsabhängigkeit der Diagonalelemente der Massenmatrix als parametrische Unsicherheit $M_{i,\min} \leq M_{ii} \leq M_{i,\max}$ angesehen wird. Die Vernachlässigung der Konfigurationsabhängigkeit der Massenmatrix $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ entspricht der Betrachtung des Manipulators in einer festen Konfiguration. Es wird davon ausgegangen, dass die Starrkörperparameter des Manipulators sowie die Anforderungen der Anwendung in Bezug auf Manipulatorkonfigurationen, maximale Geschwindigkeit, maximale Beschleunigung und maximale generalisierte Kontaktkräfte des Endeffektors gegeben sind. In Kombination mit den aus Unterabschnitt 2.1.1 bekannten Eigenschaften serieller Roboter manipulato- ren (siehe Anhang C) ist die Störung $\boldsymbol{\tau}_{\text{ext}}$ begrenzt. Eine solche Grenze kann beispielsweise mittels gradientenfreier Optimierungsalgorithmen, die in der Lage sind, multivariable, stark nichtlineare Probleme zu behandeln, berechnet werden [17]. Das zugehörige Blockdiagramm der SISO-Regelstrecke eines Gelenks i ist in der Abbildung 4.1 dargestellt.

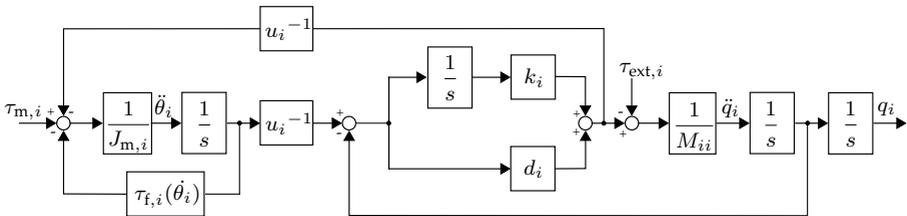


Abbildung 4.1: Linearisierte SISO-Regelstrecke eines Gelenks i

Die Zeitableitung von (4.1a) und die anschließende Trennung der Gelenk- und Motorgrößen führen zu

$$\dot{q}_i \cdot (M_{ii} \cdot s^2 + d_i \cdot s + k_i) = u_i^{-1} \dot{\theta}_i \cdot (d_i \cdot s + k_i) - \tau_{\text{ext},i} \cdot s. \quad (4.3)$$

Durch Umformen von (4.3), sowie unter der vereinfachenden Annahme $\dot{\theta}_i = 0$ aufgrund der hohen Getriebeübersetzung u_i , ist der Einfluss der Störung $\tau_{\text{ext},i}$ auf das Systemverhalten anhand der Störübertragungsfunktion

$$\begin{aligned} \left. \frac{\dot{q}_i}{\tau_{\text{ext},i}} \right|_{\dot{\theta}_i=0} &= -s \cdot \frac{1}{M_{ii} \cdot s^2 + d_i \cdot s + k_i} \\ &= -s \cdot \frac{M_{ii}^{-1}}{s^2 + 2D\omega_0 \cdot s + \omega_0^2} \end{aligned} \quad (4.4)$$

mit der Eigenkreisfrequenz

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_i}{M_{ii}}} \quad (4.5)$$

und dem Dämpfungsgrad

$$D = \frac{\omega_0}{2} \cdot \frac{d_i}{k_i} \quad (4.6)$$

ersichtlich. Wegen der hohen Getriebeübersetzung u_i wird außerdem die Übertragungsfunktion der Motorsolldrehzahl $\dot{\theta}_{d,i}$ zur Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ für die analytische Herleitung durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung

$$\frac{\dot{\theta}_i}{\dot{\theta}_{d,i}} = \frac{1}{1 + s \cdot T_{c,i}} \quad (4.7)$$

mit der Zeitkonstante $T_{c,i}$ approximiert. Anschließend wird der Freiheitsgrad der Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ gemäß (4.3) für eine zusätzliche Rückführung von

$$\dot{\theta}_{d,i} = -\frac{K_{d,i} \hat{d}_i \cdot s + K_{k,i} \hat{k}_i}{\hat{d}_i \cdot s + \hat{k}_i} \cdot u_i \dot{q}_i, \quad (4.8)$$

mit den geschätzten Größen $\hat{d}_i \approx d_i$ und $\hat{k}_i \approx k_i$ sowie den Proportionalverstärkungen $K_{k,i}$ und $K_{d,i}$, genutzt. Um die Auswirkungen der zusätzlichen

Rückführung zu zeigen, werden (4.7) und (4.8) in (4.3) eingesetzt, wodurch

$$\dot{q}_i \cdot (M_{ii} \cdot s^2 + d_i \cdot s + k_i) = \frac{1}{1 + s \cdot T_{c,i}} \cdot (-) \frac{K_{d,i} \hat{d}_i \cdot s + K_{k,i} \hat{k}_i}{\hat{d}_i \cdot s + \hat{k}_i} \cdot \dot{q}_i \cdot (d_i \cdot s + k_i) - \tau_{\text{ext},i} \cdot s \quad (4.9)$$

resultiert. Diese Gleichung lässt sich vereinfachen, solange die Bandbreite des geschlossenen Drehzahlregelkreises deutlich größer ist als die gedämpfte Eigenfrequenz

$$\frac{1}{T_{c,i}} \gg \frac{1}{2\pi} \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{1 - D^2}. \quad (4.10)$$

Unter der Annahme, dass die geschätzten Parameter mit ihren wahren Werten übereinstimmen, ergibt sich die gedämpfte Störübertragungsfunktion

$$\frac{\dot{q}_i}{\tau_{\text{ext},i}} = - \frac{s}{M_{ii} \cdot s^2 + d_i \cdot (1 + K_{d,i}) \cdot s + k_i \cdot (1 + K_{k,i})}. \quad (4.11)$$

Die Gleichung (4.11) verdeutlicht, wie die Steifigkeitsproportionalverstärkung $K_{k,i}$ und die Dämpfungsproportionalverstärkung $K_{d,i}$ verwendet werden können, um die Eigenfrequenz und Dämpfung des Systems zu modifizieren. Die Parametrierung lässt sich anschaulich durch die Modifikation der Eigenkreisfrequenz

$$\omega_0' = \omega_0 \cdot \sqrt{1 + K_{k,i}} \quad (4.12)$$

und dem Dämpfungsgrad

$$D' = D \cdot \frac{1 + K_{d,i}}{\sqrt{1 + K_{k,i}}}. \quad (4.13)$$

des Systems durchführen.

Bei der Parametrierung des Reglers müssen folgende Randbedingungen beachtet werden:

1. Es ist nicht möglich, beliebig große Störungen zu dämpfen, da die Motoren eine Stellgrößenbegrenzung aufweisen

2. Es ist zu beachten, dass trotz der Erhöhung der Eigenfrequenz nach (4.12) die Bedingung (4.10) nicht verletzt wird

Aufgrund der zusätzlichen Rückführung ändert sich der Sollwert des Motor-drehzahlregelkreises zu

$$\dot{\theta}_{d,i} = u_i \left(\dot{q}_{d,i} - \frac{K_{d,i} d_i \cdot s + K_{k,i} k_i}{d_i \cdot s + k_i} \cdot \dot{q}_i \right) \quad (4.14)$$

mit der Gelenksollgeschwindigkeit $\dot{q}_{d,i}$. Infolgedessen ändert sich auch die Übertragungsfunktion der Gelenksollgeschwindigkeit $\dot{q}_{d,i}$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i . Gemäß (4.3) resultiert das Übertragungsverhalten von der Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i

$$\left. \frac{\dot{q}_i}{\dot{\theta}_i} \right|_{\tau_{\text{ext},i}=0} = u_i^{-1} \frac{d_i \cdot s + k_i}{M_{ii} \cdot s^2 + d_i \cdot s + k_i}. \quad (4.15)$$

Die Auswirkung der zusätzlichen Rückführung auf die Übertragungsfunktion der Gelenksollgeschwindigkeit $\dot{q}_{d,i}$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i kann mit Hilfe von (4.7), (4.14) und (4.15) unter Berücksichtigung der Annahme (4.10) veranschaulicht werden. Es resultiert die Übertragungsfunktion der Gelenksollgeschwindigkeit $\dot{q}_{d,i}$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i zu

$$\left. \frac{\dot{q}_i}{\dot{q}_{d,i}} \right|_{\tau_{\text{ext},i}=0} = \frac{d_i \cdot s + k_i}{M_{ii} \cdot s^2 + d_i \cdot (1 + K_{d,i}) \cdot s + k_i \cdot (1 + K_{k,i})}. \quad (4.16)$$

In der Robotik werden hauptsächlich Trajektorienfolgeprobleme gelöst, wofür typische Robotersteuerungen in der Bahnplanung stetig differenzierbare Solltrajektorien berechnen. Hierbei sind ruckbegrenzte, trapezförmige Beschleunigungsprofile weit verbreitet [124]. Für Solltrajektorien mit konstanter Geschwindigkeit führt die zusätzliche Rückführung (4.8) zu einer bleibenden Regelabweichung ($t \rightarrow \infty$)

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{\dot{q}_i}{\dot{q}_{d,i}} = \frac{1}{1 + K_{k,i}}, \quad (4.17)$$

die proportional zur Gelenkgeschwindigkeit ist. Diese negative Auswirkung wird durch einen zusätzlichen Vorsteuerungsterm eliminiert. Dieser Term basiert auf der Gelenksollgeschwindigkeit und der stationären Genauigkeit des motorseitigen Drehzahlregelkreises. Somit resultiert das vollständige, lineare Regelgesetz zu

$$\dot{\theta}_{d,i} = u_i \left((1 + K_{k,i}) \cdot \dot{q}_{d,i} - \frac{K_{d,i}d_i \cdot s + K_{k,i}k_i}{d_i \cdot s + k_i} \cdot \dot{q}_i \right). \quad (4.18)$$

Für den überlagerten, proportionalen Positionsregelkreis mit der Verstärkung $K_{v,i}$ verbleibt eine Regelstrecke bestehend aus einem System zweiter Ordnung (4.16), dessen Pole mittels des linearen Regelgesetzes (4.18) beliebig platziert werden können, und einem Integrator. Bei Vorgabe gut gedämpfter Pole für das System zweiter Ordnung kann die Auslegung des Positionsreglers gemäß gängiger Literatur zur Regelung von elektrischen Antrieben durchgeführt werden [31, 32]. Das Blockdiagramm der vereinfachten SISO-Regelstrecke eines Gelenks i inklusive linearem Regelgesetz und Positionsregler ist in der Abbildung 4.2 dargestellt.

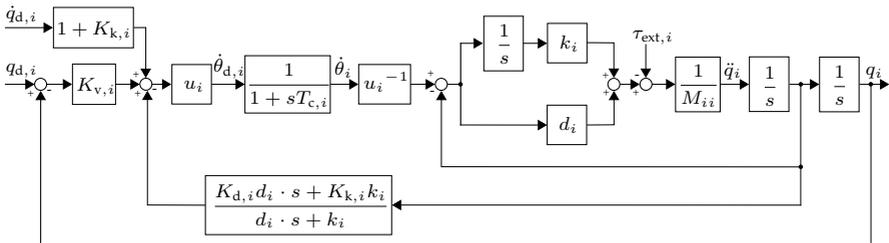


Abbildung 4.2: Blockdiagramm der vereinfachten SISO-Regelstrecke inklusive linearem Regelgesetz und Positionsregler

4.2 Interpretation des Regelgesetzes

Die Regelung eines elektrischen Antriebs mit einer elastisch angekoppelten Masse ist eine typische Problemstellung mechatronischer Anwendungen.

Beispiele neben der Robotik sind hierfür unter anderem die Regelung von Werkzeug- [157] und Papiermaschinen [158], sowie Walzwerk- [159] und Hochleistungsservoantriebe [160]. Aufgrund dessen existiert in der Literatur eine Vielzahl von erweiterten Regelungsstrukturen zur Handhabung dieser Problemstellung. Das vorgestellte lineare Regelgesetz kann auf unterschiedliche Weise mit den typischen Regelungsstrukturen für ein solches System verglichen werden. Die nachfolgenden Interpretationen stellen Bezüge zu solchen Strukturen her und zeigen auf, wie sich das vorgestellte Regelgesetz von diesen klassischen Methoden unterscheidet.

In [161, 162] werden verschiedene Erweiterungen einer PI-Drehzahlregelung der Antriebsmaschine durch die Rückführung einer oder mehrerer zusätzlicher Zustandsgrößen analysiert. Eine dieser Varianten stellt die Rückführung der Beschleunigung der elastisch angekoppelten Masse über einen Verstärkungsfaktor dar. Durch den zusätzlichen Freiheitsgrad kann die Dämpfung des Systems vorgegeben werden. Die gleichzeitige Vorgabe der Eigenkreisfrequenz ist jedoch nicht möglich. Das vorgeschlagene lineare Regelgesetz (4.18) entspricht für die Verstärkung $K_{k,i} = 0$ einer gefilterten Beschleunigungsrückführung mit der gemäß (4.13) die Dämpfung des System vorgegeben werden kann.

Eine weitere Interpretation des Regelgesetzes ist im Bereich der Entwurfsmethode des Loop Shaping [71] zu finden. Die Grundidee der Entwurfsmethode besteht darin, der Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises durch das Hinzufügen von Kompensationsgliedern eine gewünschte Form zu verleihen. Typischerweise werden im Frequenzbereich in einem iterativen Prozess anhand des Bode-Diagramms Pol- und Nullstellen hinzugefügt, um eine spezifizierte Performanz zu erzielen. Ein dafür oftmals eingesetztes Kompensationsglied ist ein phasenhebendes Korrekturglied [71]

$$C = k \cdot \frac{s + a}{s + b} \quad (4.19)$$

mit den Konstanten k , a und b , wobei $a < b$ gelten muss. Das Hinzufügen dieses Kompensationsglieds führt zu einer Phasenhebung, womit die Stabilitätsreserven und damit die Durchtrittsfrequenz des offenen Kreises erhöht

werden können. Durch die Erhöhung der Verstärkung im höherfrequenten Bereich wird das System jedoch anfälliger für Messrauschen und etwaige Modellunsicherheiten. Das lineare Regelgesetz (4.18) kann als phasenanhebendes Korrekturglied interpretiert werden, das die Phase im mittleren Frequenzbereich anhebt. Durch das Anheben der Phasenkennlinie des offenen Kreises vergrößert sich die Phasenreserve, womit die Proportionalverstärkung des überlagerten Positionsreglers gesteigert werden kann.

Darüber hinaus kann das Regelgesetz als eine Art Zustandsregler interpretiert werden. Die Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises einer PI-Drehzahlregelung eines elektrischen Antriebs mit elastisch angekoppelter Masse hat eine Systemordnung von 4. Infolgedessen sind die zwei Regelparameter des PI-Reglers nicht ausreichend, um die Pole des geschlossenen Systems und damit die Dämpfung und Eigenkreisfrequenz des geschlossenen Systems vorgeben zu können. Wie in [161] beschrieben, stehen durch die Rückführung zweier zusätzlicher Zustandsgrößen vier Parameter zur Verfügung, mit denen sowohl die Eigenkreisfrequenz als auch die Dämpfung des Systems vorgegeben werden können. Das vorgestellte lineare Regelgesetz (4.18) kann als gefilterte Rückführung der Gelenkgeschwindigkeit und -beschleunigung interpretiert werden, womit die simultane, gezielte Vorgabe der Eigenkreisfrequenz und Dämpfung der Regelstrecke über zwei proportionale Verstärkungen erklärt werden kann. Ein Vorteil dieser speziellen Art der dynamischen Rückführung ist unter anderem die physikalische Interpretierbarkeit der Reglerverstärkungen und die damit verbundene einfache Parametrierung beim gleichzeitigen Erhalt der klassischen PI-Drehzahlregelungsstruktur.

4.3 Strukturierter H_∞ -Entwurf

Das vorrangige Ziel des vorgeschlagenen linearen Regelgesetzes ist neben der Stabilität die Erhöhung der dynamischen Bahngenauigkeit, wobei sowohl das Führungs- als auch das Störverhalten ein gut gedämpftes Systemverhalten aufweisen sollen. Diese subjektiven Performanzanforderungen in quantifizierbare

Größen in Form der Regelparameter zu überführen, ist eine zentrale Aufgabenstellung des Reglerentwurfs. Die physikalische Interpretierbarkeit des linearen Regelgesetzes ermöglicht eine anschauliche Einstellung der Regelparameter anhand der Eigenfrequenz (4.12) und der Dämpfung (4.13) des geschlossenen Systems. Dadurch ist eine händische Fein- beziehungsweise Nachjustierung vor Ort gegeben, was für die industrielle Akzeptanz von Vorteil ist. Jedoch wird für die analytische Herleitung des linearen Regelgesetzes einerseits der Drehzahlregelkreis als PT_1 -Glied approximiert und andererseits stehen mit den Regelparametern des PI-Drehzahlreglers und des P-Positionsreglers insgesamt fünf frei wählbare Parameter zur Verfügung. Diese Vielzahl von Einstellparametern erschwert die Reglereinstellung. Zusätzlich ist bekannt, dass die Regelstrecke aufgrund des vergleichsweise einfachen Getriebemodells als lineares Feder-Dämpfer-Element mit Unsicherheit behaftet ist.

Aufgrund dessen wird zusätzlich ein strukturierter H_∞ -Entwurf vorgestellt. Unter Einsatz dieses systematischen Entwurfs werden alle Regelparameter mittels einer Optimierung eingestellt, wodurch eine systematische und zugleich optimale Reglereinstellung unter Erhalt der robusten Stabilität (vergleiche Unterkapitel 2.3) garantiert wird. Den Ausgangspunkt dafür stellt wiederum die linearisierte SISO-Regelstrecke eines Gelenks gemäß Abbildung 4.1 dar. Aufgrund der Kaskadenstruktur des Regelkreises werden die Anforderungen bezüglich Robustheit und Performanz anhand der einzelnen Kaskaden analysiert und formuliert. Dabei werden die Anforderungen systematisch von der innersten bis zur äußersten Kaskade in Gewichtungsfunktionen gefasst.

Der um die Gewichtungsfunktionen erweiterte, geschlossene Regelkreis ist in der Abbildung 4.3 dargestellt. Für den strukturierten H_∞ -Entwurf wird die Übertragungsfunktion des geschlossenen Stromregelkreises auf Drehmomentebene von dem Motorsollmoment $\tau_{m,d,i}$ zum Motormoment $\tau_{m,i}$

$$G_{\tau_{m,i}} = \frac{\tau_{m,i}}{\tau_{m,d,i}} = \frac{1}{1 + s \cdot T_{\tau,i}}. \quad (4.20)$$

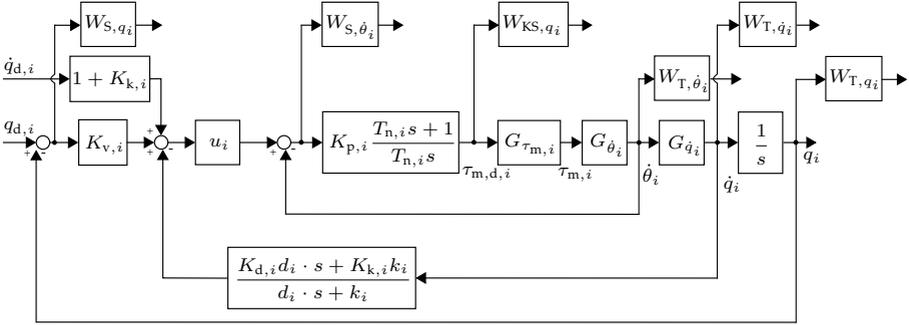


Abbildung 4.3: Geschlossener SISO-Regelkreis inklusive Gewichtungsfunktionen

als PT_1 -Glied mit der Zeitkonstante $T_{\tau,i}$ approximiert. Darüber hinaus seien die Übertragungsfunktion vom Motormoment $\tau_{m,i}$ zur Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$

$$G_{\dot{\theta}_i} = \left. \frac{\dot{\theta}_i}{\tau_{m,i}} \right|_{\tau_{i,i}, \tau_{\text{ext},i}=0} = \frac{1}{s \cdot (u_i^{-2} M_{ii} + J_{m,i})} \cdot \frac{1 + s \cdot \frac{d_i}{k_i} + s^2 \cdot \frac{M_{ii}}{k_i}}{1 + s \cdot \frac{d_i}{k_i} + s^2 \cdot \frac{J_{m,i} u_i^2 M_{ii}}{J_{m,i} u_i^2 + M_{ii}} \cdot \frac{1}{k_i}} \quad (4.21)$$

sowie die Übertragungsfunktion von der Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i

$$G_{\dot{q}_i} = \left. \frac{\dot{q}_i}{\dot{\theta}_i} \right|_{\tau_{\text{ext},i}=0} = \frac{1}{u_i} \frac{d_i s + k_i}{M_{ii} s^2 + d_i s + k_i}. \quad (4.22)$$

nochmals erwähnt.

4.3.1 Drehzahlregelkreis

Das primäre Ziel des Drehzahlregelkreises ist eine möglichst hohe Bandbreite, sodass auftretende Gelenkschwingungen antriebsbasiert bedämpft werden können. Dies entspricht dem Fall, dass die Approximation (4.7) des geschlossenen Drehzahlregelkreises als PT_1 -Glied gemäß Unterkapitel 4.1 gültig ist. Es ist zu beachten, dass die Bandbreite des geschlossenen Stromregelkreises wiederum höher ist als die des Drehzahlregelkreises, sodass die Approximation des geschlossenen Stromregelkreises (4.20) anwendbar ist. Darüber hinaus sei

angemerkt, dass innerhalb des Drehzahlregelkreises eine Vielzahl von Störungen wie beispielsweise die motorseitige Reibung und Drehmomentwelligkeit des Motors auftreten (vergleiche Unterabschnitt 2.1.2), die bestmöglich unterdrückt werden sollen.

Die für den Drehzahlregelkreis entscheidende Übertragungsfunktion des Motormoments $\tau_{m,i}$ zur Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ (4.21) hat einen relativen Grad von eins sowie jeweils ein komplex konjugiertes Pol- und Nullstellenpaar. Die charakteristische Eigenkreisfrequenz des Zählerpolynoms

$$\omega_{0,\text{num}} = \sqrt{\frac{k_i}{M_{ii}}} \quad (4.23)$$

ist dabei um den Faktor

$$\eta_i = \sqrt{\frac{J_{m,i}u_i^2 + M_{ii}}{J_{m,i}u_i^2}} > 1 \quad (4.24)$$

kleiner als die charakteristische Eigenkreisfrequenz des Nennerpolynoms

$$\omega_{0,\text{den}} = \sqrt{k_i \cdot \frac{J_{m,i}u_i^2 + M_{ii}}{J_{m,i}u_i^2 M_{ii}}} = \eta_i \cdot \omega_{0,\text{num}}. \quad (4.25)$$

Demzufolge wird die Phase zunächst angehoben bevor sie abfällt, wobei kein Phasenabfall auf weniger als $-\pi$ rad entsteht. Daran ist ersichtlich, dass unter Vernachlässigung von Einschränkungen einer praktischen Umsetzung, wie beispielsweise der Stellgrößenbeschränkungen der Aktoren und etwaiger Zeitverzögerungen, bei einem motorseitigen Drehzahlregelkreis keine Stabilitätsprobleme zu erwarten sind. Letztere verringern die Phasenreserve und können bei ausreichend hohen Verstärkungen zu Instabilität führen. Darüber hinaus ist in der Praxis die Stellgrößenbegrenzung durch die Bahnplanung, eine geeignete Auslegung der Aktoren und ein Anti-Windup des Integralanteils zu berücksichtigen.

Im Bereich geringer Frequenzen entspricht die Übertragungsfunktion des Motormoments $\tau_{m,i}$ zur Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$

$$\left. \frac{\dot{\theta}_i}{\tau_{m,i}} \right|_{\tau_{f,i}, \tau_{\text{ext},i} = 0} \stackrel{s \ll j\omega_{0,\text{num}}}{\approx} \frac{1}{s \cdot (M_{ii}u_i^{-2} + J_{m,i})} \quad (4.26)$$

der einer starren Ankopplung, wohingegen für hohe Frequenzen nahezu ausschließlich die Motorträgheit $J_{m,i}$ entscheidend ist. Dieses bekannte Verhalten, das in der Abbildung 4.4 anhand des Bode-Diagramms dargestellt ist, entspricht dem eines elektrischen Antriebssystems mit elastisch angekoppelter Masse [32].

Bei der Wahl der Gewichtungsfunktionen des Drehzahlregelkreises ist zu berücksichtigen, dass für den Entwurf die überlagerten Regelkreise geöffnet werden und diese somit keinen Einfluss auf die Auslegung haben. Die Wahl der Gewichtungsfunktionen zur Erfüllung der spezifizierten Anforderungen erfolgt gemäß dem gemischten Sensitivitätsproblem mit den Gewichtungsfunktionen $W_{T,\dot{\theta}_i}$ und $W_{S,\dot{\theta}_i}$. Ein ausreichender Roll-Off des geschlossenen Drehzahlregel-

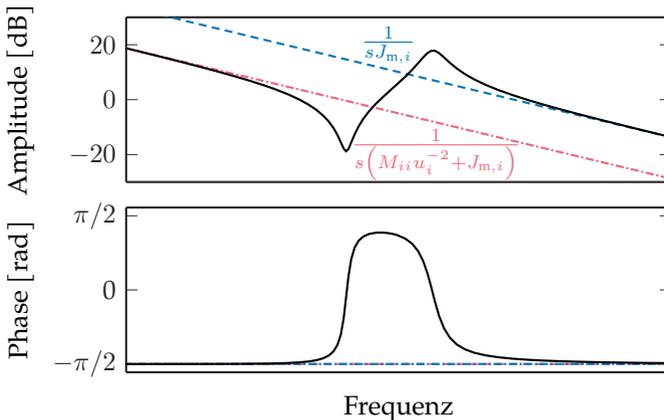


Abbildung 4.4: Bode-Diagramm der Drehzahlregelstrecke mit $\eta_i \approx 2,4$ (Eingang: Motormoment $\tau_{m,i}$, Ausgang: Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$, angelehnt an [32])

kreises wird mittels der komplementären Sensitivitätsfunktion $T_{\dot{\theta}_i}$ (Übertragungsfunktion von der Motorsolldrehzahl $\dot{\theta}_{d,i}$ zur Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$) sichergestellt, wofür als Gewichtungsfunktion die inverse Übertragungsfunktion eines Systems zweiter Ordnung

$$W_{T,\dot{\theta}_i} = 2D_{d,\dot{\theta}_i} \frac{s^2 + 2\tau_{\dot{\theta}_i} \omega_{\dot{\theta}_i} s + \omega_{\dot{\theta}_i}^2}{\omega_{\dot{\theta}_i}^2} \quad (4.27)$$

mit der Eigenfrequenz

$$\omega_{\dot{\theta}_i} = \frac{1}{2T_{\tau,i}} \quad (4.28)$$

und der Dämpfung $D_{d,\dot{\theta}_i}$ angesetzt wird. Durch die Eigenfrequenz $\omega_{\dot{\theta}_i}$ wird sichergestellt, dass die Bandbreite des geschlossenen Stromregelkreises mindestens doppelt so groß ist wie die des Drehzahlregelkreises. Zur weiteren Feineinstellung stehen der Parameter $\tau_{\dot{\theta}_i}$ und die Dämpfung $D_{d,\dot{\theta}_i}$ zur Verfügung. Mit diesen Parametern wird sowohl die Dämpfung als auch die maximale Resonanzüberhöhung begrenzt.

Zur Erzielung einer möglichst hohen Bandbreite soll die Übertragungsfunktion von der Motorsolldrehzahl $\dot{\theta}_{d,i}$ zum Regelfehler $\dot{\theta}_{d,i} - \dot{\theta}_i$ (Sensitivitätsfunktion des Drehzahlregelkreises $S_{\dot{\theta}_i}$) über einen großen Bereich einen kleinen Betrag aufweisen, wofür die Gewichtungsfunktion

$$W_{S,\dot{\theta}_i} = M_{S,\dot{\theta}_i}^{-1} \frac{s^2 + 2\tau_{\dot{\theta}_i} \beta_{S,\dot{\theta}_i} \omega_0 s + (\beta_{S,\dot{\theta}_i} \omega_0)^2}{s^2 + 2\tau_{\dot{\theta}_i} \omega_1 s + \omega_1^2} \quad (4.29)$$

mit dem Maximalwert der Sensitivitätsfunktion $M_{S,\dot{\theta}_i}$, der Dämpfung $\tau_{\dot{\theta}_i}$, der Eigenkreisfrequenz (4.5) und dem Performanzparameter $\beta_{S,\dot{\theta}_i}$ definiert wird. Mittels des Maximalwerts der Sensitivitätsfunktion $M_{S,\dot{\theta}_i}$ werden ausreichende Stabilitätsreserven (vergleiche (2.38)) garantiert. Während des Reglerentwurfs der PI-Drehzahlregelung wird lediglich der Performanzparameter $\beta_{S,\dot{\theta}_i}$ iteriert. Dieser wird solange erhöht, bis keine weitere Steigerung der Bandbreite erzielt wird, bei gleichzeitiger Einhaltung der Anforderungen an die komplementäre Sensitivitätsfunktion.

4.3.2 Dämpfungs- und Positionsregelkreis

Unter gegebener Einstellung des PI-Drehzahlreglers werden anschließend die Parameter des linearen Regelgesetzes (4.8) und des P-Positionsreglers optimiert. Die Anforderungen an den Regelkreis sind ein gut gedämpftes Führungs- und Störverhalten bei gleichzeitig möglichst hoher Bandbreite ohne Verletzung der Stellgrößenbeschränkung. Besonderes Augenmerk wird auf die robuste Stabilität trotz potentieller Unsicherheit der Gelenkdynamik gelegt.

Für die Garantie der robusten Stabilität wird sowohl die Übertragungsfunktion $T_{\dot{q}_i}$ von der Gelenksollgeschwindigkeit $\dot{q}_{d,i}$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i mit

$$W_{T,\dot{q}_i} = 2D_{d,\dot{q}_i} \frac{s^2 + 2\tau_{\dot{q}_i} \epsilon_{\dot{q}_i} \omega_0 s + (\epsilon_{\dot{q}_i} \omega_0)^2}{(\epsilon_{\dot{q}_i} \omega_0)^2} \quad (4.30)$$

als auch die Übertragungsfunktion T_{q_i} von der Gelenksollposition $q_{d,i}$ zur Gelenkposition q_i mit

$$W_{T,q_i} = \frac{s^2 + 2\tau_{\dot{q}_i} \epsilon_{q_i} \omega_0 s + (\epsilon_{q_i} \omega_0)^2}{(\epsilon_{q_i} \omega_0)^2} \quad (4.31)$$

gewichtet. Mittels der Parametern $\epsilon_{\dot{q}_i}$ beziehungsweise ϵ_{q_i} wird die Grenzfrequenz der multiplikativen Gelenkunsicherheit in Abhängigkeit der Eigenkreisfrequenz des System (4.5) spezifiziert. Zusätzlich kann mittels des Parameters $\tau_{\dot{q}_i}$ die Dämpfung des geschlossenen Regelkreises vorgegeben werden. Bei der Gewichtung auf Drehzahlebene steht mittels des Parameters $2D_{d,\dot{q}_i}$ ein Freiheitsgrad zur Verfügung, der eine parametrierbare Resonanzüberhöhung erlaubt.

Zur Vermeidung einer Überlastung der Aktoren und einer damit verbundenen Verletzung der Stellgrößenbegrenzung, wird die Übertragungsfunktion der Gelenksollposition $q_{d,i}$ zum Motormoment $\tau_{m,i}$

$$W_{KS,i} = \frac{1}{u_i \tau_{\max,i} K_{KS,i}} \quad (4.32)$$

gewichtet. Als Orientierung zur Festlegung der oberen Schranke wird das maximale Motormoment $\tau_{\max,i}$ herangezogen. Darüber hinaus ist die Getriebeübersetzung u_i Teil der Gewichtung (4.32), da die Übertragung von der Gelenk- zur Motorseite erfolgt. Mittels der frei wählbaren Gewichtung $0 < \kappa_{KS,i} \leq 1$ wird die zur Verfügung stehende Stellgröße begrenzt.

Zur Unterdrückung von Ausgangsstörungen und zur Sicherstellung der stationären Genauigkeit wird die Gewichtungsfunktion

$$W_{S,q_i} = M_{S,q_i}^{-1} \frac{s + \zeta_{S,q_i} \omega_0}{s + \omega_1} \quad (4.33)$$

der Übertragungsfunktion von der Gelenksollposition $q_{d,i}$ zum Regelfehler $q_{d,i} - q_i$ (Sensitivitätsfunktion des Positionsregelkreises S_{q_i}) vorgegeben. Die Gewichtungsfunktion enthält neben dem Maximalwert der Sensitivitätsfunktion M_{S,q_i} zur Garantie ausreichender Stabilitätsreserven, den Performanzparameter ζ_{S,q_i} . Gleichmaßen wie auch beim Drehzahlregelkreis ist dies der einzige Einstellparameter, der während des Entwurfs iteriert wird.

4.4 LPV-Gain-Scheduling

Die robuste Auslegung mittels strukturiertem H_∞ -Entwurf gemäß Unterkapitel 4.3 führt aufgrund der konstanten Reglerverstärkungen zu einem über den ganzen Arbeitsraum funktionsfähigen, jedoch konservativen Systemverhalten. Zur Vermeidung dieses konservativen Entwurfs wird ein auf dem linearen Regelgesetz basierender adaptiver Reglerentwurf vorgeschlagen, der die Posenabhängigkeit der nichtlinearen Roboterdynamik berücksichtigt. Hierfür wird die zuvor eingeführte Methodik des LPV-Gain-Scheduling verwendet. Dieser Ansatz wird gewählt, da dadurch sowohl die grundlegende Regelungsstruktur beibehalten wird als auch sich Gain-Scheduling in vielen technischen Anwendungen bereits bewährt hat. Die Anwendung dieses Vorgehens führt zu einer weiteren Verbesserung der Regelungsperformanz und ermöglicht gleich-

zeitig einen systematischen Stabilitätsnachweis, der die typischen Nachteile von Gain-Scheduling, die in Unterkapitel 2.4 beschrieben sind, vermeidet.

Zunächst wird ausgehend von dem Robotergesamtmodell (2.16) das für den Reglerentwurf benötigte LPV-Modell hergeleitet. Mit Vorliegen des LPV-Modells wird der geschlossene Regelkreis in LPV-Zustandsraumdarstellung formuliert. Zum Abschluss des Unterkapitels liegt damit sowohl das adaptive Regelgesetz vor als auch die Möglichkeit eines systematischen Stabilitätsnachweises mittels der Lyapunov-Theorie (siehe Anhang B.4). Die nachfolgend beschriebene Herleitung wurde zu Teilen bereits in [20] veröffentlicht.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein von der physikalischen Modellierung ausgehender Quasi-LPV-Ansatz gewählt. Den Ausgangspunkt für die nachfolgende Herleitung des LPV-Modells stellt, wie auch bei der Herleitung des linearen Regelgesetzes (4.8), die linearisierte Dynamik des Gesamtrobotermodells (4.1) dar.

Im Gegensatz zur robusten Auslegung gemäß Unterkapitel 4.3 werden die Diagonalelemente der Massenträgheit nicht als strukturierte Unsicherheit, sondern als zeitvarianter Parameter behandelt. Da die Massenmatrix von den Gelenkpositionen des Manipulators \mathbf{q} abhängt, und somit vom Zustand des nichtlinearen Systems, handelt es sich um ein Quasi-LPV-Modell. Durch diese Wahl kann der Reglerentwurf separat für jedes einzelne Gelenk durchgeführt werden.

Zunächst wird der konfigurationsabhängige, und damit zeitvariante, Parameter

$$\tilde{\rho}_i = \frac{1}{M_{ii}(\mathbf{q})} \in \left[\frac{1}{M_{i,\max}}, \frac{1}{M_{i,\min}} \right] \in \mathbb{R}^1 \quad (4.34)$$

eingeführt. Aufgrund der Lipschitz-Stetigkeit der Einträge der Massenmatrix $M(\mathbf{q})$ (siehe Anhang C) ist gegeben, dass der zeitvariable Parameter und sein Gradient begrenzt sind.

Durch die Einführung des zeitvarianten Parameters $\tilde{\rho}_i$ wird die Übertragungsfunktion vom Motormoment $\tau_{m,i}$ zur Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$

$$G_{\dot{\theta}_i} = \frac{\dot{\theta}_i}{\tau_{m,i}} \Bigg|_{\tau_{i,i}, \tau_{\text{ext},i}=0} = \frac{1}{s} \cdot \frac{\frac{1}{J_{m,i}} s^2 + \tilde{\rho}_i \frac{d_i}{J_{m,i}} s + \tilde{\rho}_i \frac{k_i}{J_{m,i}}}{s^2 + (\tilde{\rho}_i + \frac{1}{u_i^2 J_{m,i}}) d_i s + (\tilde{\rho}_i + \frac{1}{u_i^2 J_{m,i}}) k_i} \quad (4.35)$$

sowie die Übertragungsfunktion von der Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i

$$G_{\dot{q}_i} = \left. \frac{\dot{q}_i}{\dot{\theta}_i} \right|_{\tau_{\text{ext},i}=0} = \frac{1}{u_i} \frac{\tilde{\rho}_i d_i s + \tilde{\rho}_i k_i}{s^2 + \tilde{\rho}_i d_i s + \tilde{\rho}_i k_i} \quad (4.36)$$

auf Basis der Gleichungen (4.21) und (4.22) umformuliert. Gleichmaßen ergibt sich die Übertragungsfunktion von der Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i zur Gelenkposition q_i

$$G_{q_i} = \frac{1}{s}. \quad (4.37)$$

Für den LPV-Reglerentwurf wird der motorseitige Drehzahlregelkreis der Regelstrecke (vergleiche Abbildung 4.1) zugeschlagen. Dies ist gleichbedeutend mit einer konstanten Reglerauslegung des PI-Drehzahlreglers. Dies lässt sich damit begründen, dass das Systemverhalten des motorseitigen Drehzahlregelkreises maßgeblich von den Motorgrößen bestimmt wird und demzufolge auch nicht an die sich ändernde Massenträgheit angepasst wird. Es resultiert die Übertragungsfunktion des geschlossenen motorseitigen Drehzahlregelkreises

$$G_{\dot{\theta}_i, \text{CL}} = \frac{G_{\dot{\theta}_i} G_{\tau_{m,i}} K_{p,i} \frac{T_{n,i} s + 1}{T_{n,i} s}}{1 + G_{\dot{\theta}_i} G_{\tau_{m,i}} K_{p,i} \frac{T_{n,i} s + 1}{T_{n,i} s}}. \quad (4.38)$$

Mit dem Vorliegen dieser Übertragungsfunktionen wird der Regelkreis in die für einen LPV-Entwurf übliche Form (siehe Abbildung 2.7) mit der Strecke

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} G_{q_i} & 0 \\ 0 & G_{\dot{q}_i} G_{\dot{\theta}_i, \text{CL}} \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

und dem Regler

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ K_{v,i} u_i & \frac{K_{d,i} d_i \cdot s + K_{k,i} k_i}{d_i \cdot s + k_i} u_i \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

überführt. Dadurch ergeben sich der externe Störeingang w , der Eingangsvek-

tor \mathbf{u} , der Regelfehler e und der Ausgangsvektor \mathbf{y} zu

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} q_{d,i} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \dot{q}_i \\ \dot{\theta}_{d,i} \end{bmatrix}, e = \begin{bmatrix} q_{d,i} - q_i \\ -\dot{q}_i \end{bmatrix}, \mathbf{y} = \mathbf{z} = \begin{bmatrix} q_i \\ \dot{q}_i \end{bmatrix}. \quad (4.41)$$

Des Weiteren ist für die Performanz des Systems maßgeblich die Gelenkposition q_i entscheidend, weshalb eine Reduzierung des Performanzausgangs

$$\tilde{\mathbf{z}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{z} \quad (4.42)$$

und des externen Störeingangs

$$\tilde{\mathbf{w}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{w} \quad (4.43)$$

durchgeführt wird.

Für die nachfolgenden Untersuchungen wird die Transformation

$$\rho_i = \frac{1}{d_\rho} (\tilde{\rho}_i - \mu_\rho) \quad (4.44)$$

mit dem betragsmäßigen Abstand

$$d_\rho = \frac{\bar{\tilde{\rho}}_i - \tilde{\rho}_i}{2} \quad (4.45)$$

und dem Mittelwert

$$\mu_\rho = \frac{\bar{\tilde{\rho}}_i + \tilde{\rho}_i}{2} \quad (4.46)$$

sowie mit dem minimalen $\tilde{\rho}_i$ und maximalen $\bar{\tilde{\rho}}_i$ Parameterwert eingeführt. Mittels dieser Transformation wird der zeitvariable Parameter auf den Bereich $\rho_i \in [-1, 1]$ um den Mittelwert Null normiert.

Somit kann der geschlossene Regelkreis des Systems in LPV-Zustandsraumdarstellung aufgestellt werden. Dies kann beispielsweise mittels Computeralgebra erfolgen. Zur Darstellung der wesentlichen Zusammenhänge bei gleichzeitiger Handhabbarkeit der Komplexität der analytischen Herleitung, wird für den

motorseitigen Drehzahlregelkreis ein ideales Übertragungsverhalten $G_{\dot{\theta}_i, \text{CL}} = 1$ angenommen. Bei der Berechnung mittels Computeralgebra kann ohne Einschränkungen der vollständige motorseitige Drehzahlregelkreis berücksichtigt werden. Unter dieser Vereinfachung folgt die erweiterte LPV-Strecke

$$\mathcal{P} = \begin{bmatrix} 0 & G_{q_i} & 0 \\ 1 & -G_{q_i} & 0 \\ 0 & 0 & -G_{\dot{q}_i} G_{\dot{\theta}_i, \text{CL}} \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

in Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -k_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & -d_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & u_i^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{w} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \tilde{z} \\ \mathbf{e} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & -k_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & -d_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{w} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.48)$$

sowie der LPV-Regler \mathbf{K}

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_{\mathbf{K}} &= \begin{bmatrix} -\frac{k_i}{d_i} \end{bmatrix} \mathbf{x}_{\mathbf{K}} + \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{e} \\ \mathbf{u} &= \begin{bmatrix} 0 \\ u_i (K_{\mathbf{k}, i}(\rho_i) - K_{\mathbf{d}, i}(\rho_i)) \frac{k_i}{d_i} \end{bmatrix} \mathbf{x}_{\mathbf{K}} + \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ u_i K_{\mathbf{v}, i}(\rho_i) & u_i K_{\mathbf{d}, i}(\rho_i) \end{bmatrix} \mathbf{e}. \end{aligned} \quad (4.49)$$

Damit die Affinität der Regelstrecke beim Schließen des Regelkreises erhalten bleibt, müssen die Voraussetzungen V1) und V2) gemäß Abschnitt 2.4.2 erfüllt sein. Die Matrizen \mathbf{B}_2 , \mathbf{D}_{12} und \mathbf{D}_{21} der hergeleiteten LPV-Strecke (4.48) gemäß (2.47) erfüllen die Bedingung, dass sie unabhängig vom zeitvarianten Parameter ρ_i sind. Für die Matrix \mathbf{C}_2 ist dies nicht der Fall, womit im geschlossenen Regelkreis quadratische Abhängigkeiten entstehen und folglich die

LPV-Eigenschaft verloren gehen würde. Deshalb wird die Ausgangsfilterung

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}_e &= \begin{bmatrix} -\lambda_1 & 0 \\ 0 & -\lambda_2 \end{bmatrix} \mathbf{x}_e + \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 \\ 0 & \lambda_2 \end{bmatrix} \mathbf{e} \\ \tilde{\mathbf{e}} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{x}_e\end{aligned}\quad (4.50)$$

mit den Polstellen $\lambda_1 \neq \lambda_2$ eingeführt. Die Polstellen der Filterung werden dabei so gewählt, dass die Filterbandbreite deutlich höher als die der ursprünglichen Regelstrecke (4.48) ist. Unter Berücksichtigung der Filterung resultiert die erweiterte LPV-Strecke $\tilde{\mathcal{P}}$

$$\begin{aligned}\tilde{\mathbf{x}} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -k_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & -d_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & 0 & 0 \\ -\lambda_1 & 0 & 0 & -\lambda_1 & 0 \\ 0 & -\lambda_2 k_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & -\lambda_2 d_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & 0 & -\lambda_2 \end{bmatrix} \tilde{\mathbf{x}} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & u_i^{-1} \\ \lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{w} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \tilde{z} \\ \mathbf{e} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tilde{\mathbf{x}}.\end{aligned}\quad (4.51)$$

Das Schließen dieser Regelstrecke mit dem LPV-Regler \mathbf{K} (4.49) führt zur Darstellung des geschlossenen Regelkreises

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}_{\text{CL}} &= \mathbf{A}_{\text{CL}}(\boldsymbol{\rho}) \mathbf{x}_{\text{CL}} + \mathbf{B}_{\text{CL}}(\boldsymbol{\rho}) \tilde{w} \\ \tilde{z} &= \mathbf{C}_{\text{CL}}(\boldsymbol{\rho}) \mathbf{x}_{\text{CL}}\end{aligned}\quad (4.52)$$

mit der Systemmatrix

$$\mathbf{A}_{\text{CL}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & -d_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & K_{v,i}(\rho_i) K_{d,i}(\rho_i) \frac{k_i}{d_i} (K_{k,i}(\rho_i) - K_{d,i}(\rho_i)) & 0 & 0 \\ -\lambda_1 & 0 & 0 & -\lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda_2 k_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & -\lambda_2 d_i(\mu_\rho + d_\rho \rho_i) & 0 & -\lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -\frac{k_i}{d_i} \end{bmatrix} \quad (4.53)$$

der Eingangs-

$$\mathbf{B}_{\text{CL}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \lambda_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{\text{T}} \quad (4.54)$$

und Ausgangsmatrix

$$\mathbf{C}_{\text{CL}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.55)$$

Solange die Regelparameter $K_{v,i}$, $K_{k,i}$ und $K_{d,i}$ des LPV-Reglers (4.49) konstant oder affin vom zeitvarianten Parameter ρ_i abhängen, ist gewährleistet, dass die Matrizen des geschlossenen Regelkreises ebenfalls affin vom zeitvarianten Parameter ρ_i abhängen. Infolgedessen können die im Anhang B.4 aufgeführten Stabilitätsnachweise durchgeführt werden.

Entsprechend dem einfachsten Fall, der Abhängigkeit des LPV-Systems von nur einem Parameter, wird der adaptive LPV-Regler gemäß (2.57) mittels einer linearen Interpolation der an den Rändern des Parameterraums (minimaler $\bar{\rho}_i$ und maximaler $\bar{\rho}_i$ Parameterwert) entworfenen Reglern gebildet. Für den Reglerentwurf an den Rändern des Parameterraums wird der strukturierte H_∞ -Entwurf gemäß Unterkapitel 4.3 verwendet. Somit liegt ein robuster, adaptiver Regler vor, der im Gegensatz zum klassischen Gain-Scheduling einen systematischen Stabilitätsnachweis über den gesamten Parameterraum ermöglicht.

Abschließend wird angemerkt, dass üblicherweise für die Trajektorienfolgeregelung von IR eine Zwei-Freiheitsgrade-Regelungsstruktur eingesetzt wird. Hierfür wird die Ausgangsregelung um eine Vorsteuerung zur Verbesserung des

Führungsverhaltens ergänzt. In der Robotik ist die Vorsteuerung der Starrkörperdynamik als Computed-Torque-Regelung bekannt [3], wobei die Einstellung des Störverhaltens mittels Ausgangsregler [163] unabhängig von der Vorsteuerung erfolgt. Dies bedeutet, dass der vorgeschlagene Regelungsansatz optional durch eine beliebige Vorsteuerung ergänzt werden kann, wie beispielsweise der Starrkörperdynamik anstelle einer Geschwindigkeitsvorsteuerung.

4.5 Dezentraler Beobachter

Grundvoraussetzung für die meisten fortgeschrittenen Regelungsansätze für Roboter mit elastischen Gelenken, wie auch für den im Rahmen dieser Arbeit hergeleiteten Regelungsansatz, ist die Rückführung gelenkseitiger Zustandsgrößen. Jedoch können aus wirtschaftlichen Gründen nicht alle Zustände messtechnisch erfasst werden. Aufgrund dessen bestehen bereits einige Methoden, wie aus einem gemessenen Teilzustand eine vollständige Zustandsrekonstruktion für Roboter mit elastischen Gelenken durchgeführt werden kann. Hierbei existieren mehrere Kombinationen aus Wahl der Mess- und Zustandsgrößen. Für die feldorientierte Stromregelung der in den Roboterjunkten verbauten PMSM wird die Motorposition benötigt, weshalb diese üblicherweise als Messgröße vorliegt. Im Rahmen dieser Arbeit wird darüber hinaus angenommen, dass neben der Motorposition auch die Gelenkposition gemessen wird. Für den vorgeschlagenen Regelungsansatz wird die Rückführung der Gelenkgeschwindigkeit benötigt. Aus Kostengründen wird die Gelenkposition üblicherweise mit vergleichsweise geringer Auflösung erfasst, womit eine numerische Differentiation nicht zufriedenstellend ist. In diesem Unterkapitel wird deshalb, ausgehend von einer Analyse in der Literatur vorhandener Beobachteransätze, eine für das nichtlineare System geeignete Beobachterstruktur ausgewählt sowie eine Beobachtbarkeitsanalyse durchgeführt.

4.5.1 Auswahl der Beobachterstruktur

Innerhalb der letzten Jahrzehnte wurde eine Vielzahl von Lösungsansätzen für das Problem der vollständigen Zustandsrekonstruktion für Roboter mit elastischen Gelenken vorgeschlagen. Aus Kostengründen ist es dabei besonders attraktiv, die gelenkseitigen Zustandsgrößen mit Hilfe von motorseitigen Messgrößen zu beobachten. In [164, 165] wird jeweils ein Sliding-Mode-Beobachter [166] auf Basis der Messung der Motorposition vorgestellt und anhand eines Simulationsmodells validiert. Ein ebenfalls rein auf der Motorposition basierender Beobachter wird in [167] für einen kabelgetriebenen, chirurgischen Roboter vorgestellt. Es wird ein Unscented Kalman Filter (UKF) verwendet, der erstmals von Julier und Uhlman [168] vorgeschlagen wurde. Bei einem UKF handelt es sich, wie auch bei einem Extended Kalman Filter (EKF), um eine Erweiterung des klassischen Kalman-Filters [169] für nichtlineare Systeme, wobei das UKF das EKF für die meisten nichtlinearen Systeme in der Schätzgüte übertrifft [170]. Jakovic schlägt in [171] einen High-Gain-Beobachter mit den Messgrößen der Motorposition und der Motordrehzahl vor. Bei High-Gain-Beobachtern handelt es sich um eine Beobachterstruktur für nichtlineare Systeme, bei denen mittels großer Verstärkungen („High-Gain“) der Einfluss von Nichtlinearitäten und Störungen verringert wird [172]. Diese großen Verstärkungen stellen jedoch bei der praktischen Implementierung aufgrund des Messrauschens eine der größten Herausforderungen dar. Sowohl Ulrich et al. [173] als auch Lightcap und Banks [174] präsentieren ein EKF der ebenfalls auf die Messung der Motorposition und der Motordrehzahl angewiesen ist. Lightcap und Banks [174] kombinieren diesen Beobachter mit einem Regelungsansatz, um eine erhöhte dynamische Bahngenauigkeit zu erzielen. Im Gegensatz zur Simulation zeigen die experimentellen Ergebnisse jedoch keine wesentliche Verbesserung gegenüber einem rein auf Motorgrößen basierenden Regelungsansatz. Die Autoren führen dies auf nicht modellierte Dynamik, begrenzte Ansteuerungsbandbreite, Diskretisierungsfehler, Synchronisationsfehler sowie Messrauschen zurück. Beobachter auf Grundlage der Motorpositionen und der TCP-Beschleunigung sind in [175, 176] beschrieben.

Dabei wird einerseits ein High-Gain-Beobachter [175] und andererseits ein EKF [176] eingesetzt. Als einer der Ersten stellt Tomei [177] einen Beobachter vor, der unter Kenntnis der Gelenkposition und -geschwindigkeit die Motorposition und -drehzahl schätzt. Chatlatanagulchai et al. [178] reduzieren die Messgrößen auf die Motorpositionen, indem sie einen auf einem neuronalen Netz basierenden Beobachter entwerfen. In [119] wird im Gegensatz zu den vorherigen Ansätzen der Zustand auf Basis der Motorposition und -drehzahl sowie dem Gelenkmoment und dessen erster Zeitableitung gebildet. Für die experimentelle Validierung werden die Motorposition und das Gelenkmoment gemessen und ihre ersten Ableitungen numerisch berechnet. Hierbei sei erwähnt, dass verschiedene numerische Ableitungsschätzer existieren, die in der Regel besser performen, als eine einfache numerische Differentiation und anschließende Tiefpassfilterung [179]. Ein ähnlicher Ansatz wird von Lim et al. [180] verfolgt, die die Motor- und Gelenkpositionen als Messgrößen voraussetzen und mit einem Hochpassfilter erster Ordnung kombinieren. Der Ansatz wird mittels einer Simulation validiert. Ein auf den gleichen Messgrößen basierender High-Gain-Beobachter wird in [181] und [182] vorgestellt, wobei es sich bei [181] gleichzeitig um eine der ersten Arbeiten zur Beobachtung von Robotern mit elastischen Gelenken handelt. Zho et al. [182] validieren ihren Ansatz experimentell anhand eines chirurgischer Roboters.

Gleichermaßen wie bei den Regelungsansätzen existiert in der Literatur eine Vielzahl von Lösungsansätzen zur Zustandsrekonstruktion von Robotern mit elastischen Gelenken. Diese Ansätze werden nahezu ausschließlich mittels Simulationen validiert. Gleichzeitig basieren viele dieser Ansätze auf dem Prinzip der High-Gain-Beobachter, deren größte Herausforderung die Rauschverstärkung ist. Da der im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Regelungsansatz auf Basis der Gelenkgeschwindigkeit implizit die Beschleunigung berechnet, wird ein hoher Anspruch an die Rauschunterdrückung des zu verwendeten Beobachteransatzes gestellt. Infolgedessen wird für den gegebenen Anwendungsfall ein UKF einem High-Gain-Beobachter vorgezogen. Eine ausführlichere Beschreibung des UKF, und der für die Implementierung notwendigen Gleichungen, ist in [168] zu finden.

Die Grundidee für das vorgeschlagene Beobachtermodell, die erstmals in [15] präsentiert wurde, basiert ebenfalls auf der LPV-Methodik. Durch die zur Verfügung stehende gelenkseitige Positionsmessung kann für die Zustandsrekonstruktion die Mehrkörperdynamik größtenteils von der Gelenkdynamik entkoppelt werden. Den Ausgangspunkt für das Beobachtermodell stellen wiederum die Übertragungsfunktionen vom Motormoment $\tau_{m,i}$ zur Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ (4.35) und von der Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i (4.36) dar. Zur Entkopplung des Beobachtermodells von den Störgrößen $\tau_{f,i}$ und $\tau_{\text{ext},i}$ wird die Methode eines Störgrößenbeobachters angewandt [183]. Da die Störungen $\tau_{f,i}$ und $\tau_{\text{ext},i}$ zwei Zustände (Motor- und Gelenkposition) beeinflussen, werden beide als separate Zustandsgrößen eingeführt. Es resultiert für jedes Gelenk das entkoppelte Beobachtermodell

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}_{\text{UKF}} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B}_{\text{UKF}} \cdot \mathbf{u} \\ &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -k_i \tilde{\rho}_i & \frac{k_i \tilde{\rho}_i}{u_i} & -d_i \tilde{\rho}_i & \frac{d_i \tilde{\rho}_i}{u_i} & \tilde{\rho}_i & 0 \\ \frac{k_i}{J_{m,i} u_i} & \frac{-k_i}{J_{m,i} u_i^2} & \frac{d_i}{J_{m,i} u_i} & \frac{-d_i}{J_{m,i} u_i^2} & 0 & \frac{1}{J_{m,i}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ J_{m,i}^{-1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{u} \quad (4.56) \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}_{\text{UKF}} \cdot \mathbf{x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} \end{aligned}$$

mit dem Zustands-

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} q_i & \theta_i & \dot{q}_i & \dot{\theta}_i & \hat{\sigma}_1 & \hat{\sigma}_2 \end{bmatrix}^T \quad (4.57)$$

dem Eingangs-

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \tau_{m,i} \end{bmatrix}, \quad (4.58)$$

und dem messbaren Ausgangsvektor

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} q_i \\ \theta_i \end{bmatrix}. \quad (4.59)$$

Da die Dynamik der Störungen

$$\begin{aligned} \hat{\sigma}_1 &\approx \tau_{\text{ext},i} \\ \hat{\sigma}_2 &\approx \tau_{\text{f},i} \end{aligned} \quad (4.60)$$

unbekannt ist, wird, wie üblich für Störgrößenbeobachter [183], ein konstantes Störmodell ($\dot{\hat{\sigma}} = 0$) angesetzt.

4.5.2 Beobachtbarkeitsanalyse

Eine wesentliche Überlegung vor der Implementierung eines Beobachters ist die Überprüfung der Beobachtbarkeit des Systems. Die Beobachtbarkeit ist dabei nach [184] wie folgt definiert:

Definition 2 (Beobachtbarkeit [184]) *Ein System*

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ \mathbf{y} &= \mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \end{aligned} \quad (4.61)$$

heißt beobachtbar, falls ausgehend von den zeitlichen Verläufen von \mathbf{y} und \mathbf{u} in dem Zeitintervall $[t_0, t_1 < \infty]$ der Anfangsvektor $\mathbf{x}(t_0)$ eindeutig bestimmt werden kann.

Für die Überprüfung der Beobachtbarkeit des Beobachtermodells (4.56) kann die LPV-Struktur ausgenutzt werden. Für die Klasse der LPV-Systeme wird die Definition der strukturellen Beobachtbarkeit nach [97] eingeführt:

Definition 3 (Strukturelle Beobachtbarkeit [97]) *Ein LPV-System*

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{x} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{x} + \mathbf{D}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{u} \end{aligned} \quad (4.62)$$

mit der Systemmatrix $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ ist strukturell beobachtbar, wenn die n -schrittige Beobachtbarkeitsmatrix

$$\begin{aligned} \mathbf{O}_n &= \left[o_1^\top, o_2^\top, \dots, o_n^\top \right]^\top \\ o_1 &= \mathbf{C}(\boldsymbol{\rho}(t)) \\ o_{i+1} &= o_i \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}(t)) + \dot{o}_i, \quad i > 1 \end{aligned} \tag{4.63}$$

vollen Rang

$$\text{Rang}(\mathbf{O}_n) = n \tag{4.64}$$

hat.

Die strukturelle Beobachtbarkeit eines LPV-Systems entspricht in den allermeisten Fällen der vollständigen Beobachtbarkeit. Aufgrund der Parameterabhängigkeit des Systems können jedoch Trajektorien des Parametervektors $\boldsymbol{\rho}(t)$ existieren, die zu einem Rangverlust der n -schrittigen Beobachtbarkeitsmatrix \mathbf{O}_n führen, womit die Invertierbarkeit nicht mehr gewährleistet ist [97]. Wird als einzige Messgröße die Motorposition erfasst, so wird für das Beobachtermodell (4.56) das Kriterium der strukturellen Beobachtbarkeit nicht erfüllt. Die Ergänzung der Messung der Gelenkposition führt dazu, dass die strukturelle Beobachtbarkeit gegeben ist. Dies kann damit erklärt werden, dass die Störungen $\tau_{f,i}$ und $\tau_{\text{ext},i}$ sowohl den motorseitigen als auch gelenkseitigen Zustand beeinflussen.

5 Experimentelle Untersuchung

In diesem Kapitel wird für den Nachweis der praktischen Funktionsweise des vorgeschlagenen Regelungsansatzes zur antriebsbasierten Schwingungsdämpfung eine experimentelle Untersuchung vorgestellt. Dafür wird zunächst das Experimentalsystem erläutert, die Ergebnisse einer Parameteridentifikation dargelegt sowie die Beobachterausslegung und dessen Validierung vorgestellt. Anschließend wird die vorgeschlagene, systematische Vorgehensweise zur optimierungsbasierten Reglersynthese durchgeführt und die damit erzielte Regelgüte und Stabilität untersucht. Den Abschluss des Kapitels bildet die Analyse und Bewertung der experimentellen Regelgüte anhand von Trajektorienfolgeexperimenten und der Fräsbearbeitung eines Testwerkstücks aus Aluminium. Als Vergleich zu den Methoden aus dem Stand der Technik wird sowohl die P-PI mit motorseitigem als auch mit gelenkseitigem Positionsregelkreis [17] herangezogen.

5.1 Verwendeter Versuchsstand

Die experimentelle Untersuchung findet an einem von der Dürr AG modifizierten KUKA KR210-2 IR [185] mit klassischer 6-Achs-Knickarmkinematik statt. Aufgrund der weiten Verbreitung werden für die kinematische Beschreibung des Experimentalsystems die modifizierten Denavit-Hartenberg-Parameter nach [186], die dem Anhang A.1 entnommen werden können, verwendet. Der Manipulator, der in Abbildung 5.1 dargestellt ist, hat $N = 6$ Gelenke und eine nominelle Traglast von 210 kg. In den ersten drei Gelenken ist jeweils ein Antriebsstrang bestehend aus einer PMSM von Bosch Rexroth und einem Zykloidgetriebe [34] der Nabtesco Corporation verbaut. Wegen des mechanischen

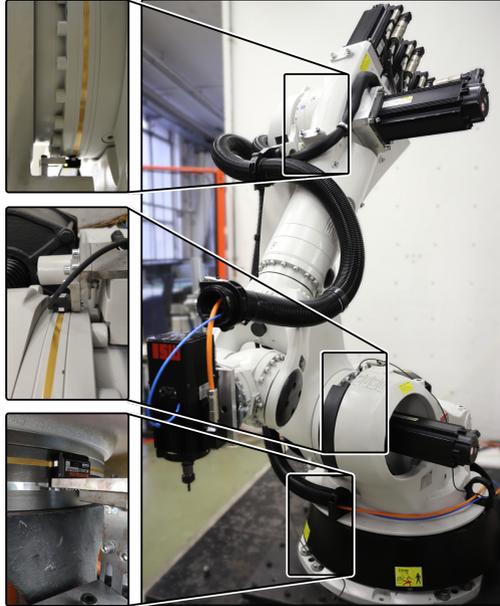


Abbildung 5.1: Versuchsstand mit KUKA KR210-2 IR und zusätzlicher gelenkseitiger Positionssensorik [20]

Aufbaus der Gelenke liegt die dominierende Elastizität in der Rotationsachse der Gelenke, womit sich der Manipulator als Anwendungsbeispiel eignet. Da der Regelungsansatz gelenkseitige Positionssensorik erfordert, wurde der Manipulator um diese nachgerüstet. Die gelenkseitigen Messsysteme sind dabei so ausgelegt, dass für alle Gelenke eine rotative Auflösung kleiner $50e-6^\circ$, was einer Auflösung von ungefähr 23 Bit entspricht, erzielt wird. Hierzu sind selbstklebende Linearmaßstäbe (Renishaw RGS20-S) rotativ auf die Abtriebsseite der Getriebe aufgebracht. Die gewünschte Auflösung wird durch die Kombination eines Sensorkopfes (Renishaw RGH22B) mit einem nachfolgenden Interpolator (Renishaw REE Serie) erzielt. Die mechanische Integration dieser Komponenten ist in der Abbildung 5.1 dargestellt.

Das Experimentalsystem wird mit einer im Rahmen dieser Arbeit am ISW entwickelten Steuerungsplattform betrieben. Die Steuerungsarchitektur, die

in Abbildung 5.2 beispielhaft für den LPV-Regler dargestellt ist, besteht aus einem zentralen und einem dezentralen Teil. Der zentrale Teil läuft auf einem Steuerungs-PC mit dem Echtzeitbetriebssystem INtime der Firma TenAsys Corporation, auf dem unter anderem die Bahnplanung, Regleranwendungen und der Bustreiber ausgeführt werden. Die Kommunikation zwischen dem zentralen und dem dezentralen Teil, der aus einem Antriebsregler von Bosch Rexroth je Gelenk besteht, erfolgt über den Echtzeitkommunikationsstandard SERCOS III mit einer Zykluszeit von 1 ms. Mittels der Regleranwendung kann während des Betriebs ausgewählt werden, welche Regelkreise auf dem zentralen beziehungsweise dem dezentralen Teil laufen. Auf den Antriebsreglern kann sowohl die Drehzahlregelung als auch ausschließlich die Stromregelung ausgeführt werden. Die elektrische Integration der gelenkseitigen Positionssensoren in die Steuerungsplattform erfolgt über einen industriellen Buskoppler (Phoenix Contact AXL F BK S3) mit entsprechenden Gebereingangskarten (Phoenix Contact AXL SE INC1 SYM). Durch die Verwendung industrieller Standardkomponenten ist die anwendungsnahe Validierung des entwickelten Regelungsansatzes und damit die prinzipielle Übertragbarkeit in die Industrie sichergestellt.

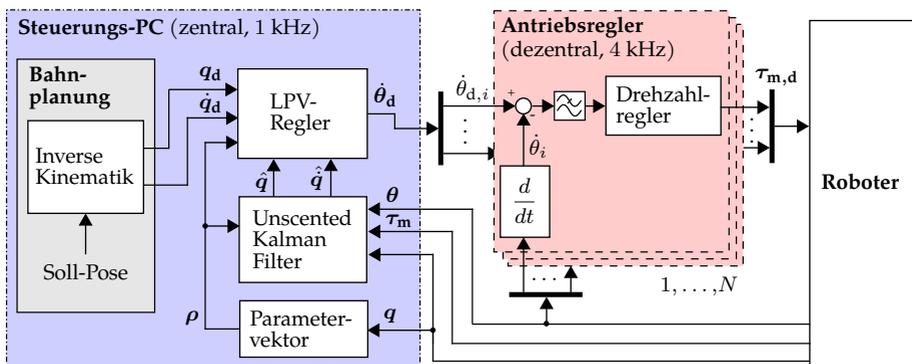


Abbildung 5.2: Schematisches Blockdiagramm der Regelungsarchitektur (angelehnt an [20])

5.2 Parameteridentifikation

Arbeiten aus dem Stand der Technik zur regelungstechnischen Verbesserung der Genauigkeit und Dynamik von IR setzen zumeist ein identifiziertes Robotermodell voraus. Eine zentrale Herausforderung und mitunter entscheidend für die erzielbare Performanzverbesserung dieser modellbasierter Ansätze ist neben der Auswahl der Modelltiefe die schnelle und genaue Identifikation der Modellparameter mittels Messungen. Infolgedessen wird im nachfolgenden Unterkapitel eine Methode zur Parameteridentifikation des Experimentalsystems vorgestellt. Der Fokus liegt dabei auf der Starrkörperdynamik sowie dem Schwingungsverhalten der Gelenke, da dieses antriebsbasiert bedämpft werden soll. Eine weitere Anforderung an das Verfahren ist, dass die Identifikation im zusammengebauten Zustand und ohne Zusatzsensorik – abgesehen von der gelenkseitigen Positionsmessung – durchgeführt werden kann.

5.2.1 Starrkörperdynamik

Für die Identifikation der Starrkörperparameter (Massen, Massenschwerpunkte und Trägheitsmomente der Glieder) wird das in Abschnitt 2.2.2 beschriebene Vorgehen aus dem Stand der Technik herangezogen. Dadurch wird für das betrachtete Experimentalsystem der Parametersatz π_s von $\mathbb{R}^{30 \times 1}$ auf $\mathbb{R}^{15 \times 1}$ reduziert. Im Gegensatz zu den Starrkörperparametern kann der Einfluss des Gewichtsausgleichs nicht ohne Weiteres mittels eines CAD-Modells ermittelt werden, weshalb dieser oftmals nicht im Detail untersucht [106] und sogar vernachlässigt [134] wird. Der Gewichtsausgleich hat jedoch, anders als in [106] ausgeführt, durchaus Einfluss auf die Dynamik, da dadurch die Vorspannung des zweiten Gelenks verändert wird [50].

Um den statischen Einfluss des Gewichtsausgleichs des betrachteten Experimentalsystems, der in Abbildung 5.3 dargestellt ist, aufzuzeigen, wird das zweite Gelenk mit einer konstanten Geschwindigkeit von $1^\circ/\text{s}$ über den Winkelbereich von $q_2 \in [10, 110]^\circ$ bei vollständig ausgestrecktem Manipulator ohne Traglast verfahren. Das so ermittelte Motormoment des zweiten Gelenks

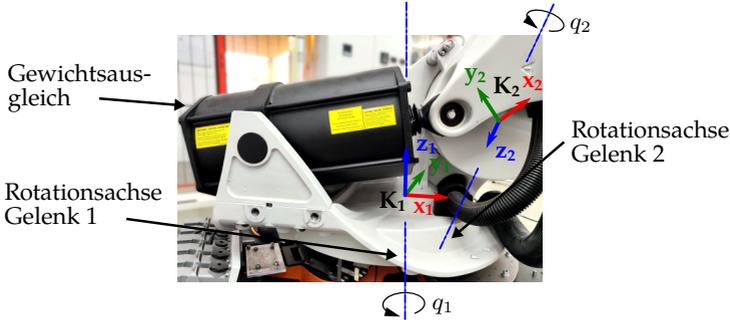


Abbildung 5.3: Gewichtsausgleich des Experimentalsystems

in Abhängigkeit der Gelenkposition ist in der Abbildung 5.4 dargestellt. Um den richtungsabhängigen Einfluss der Reibung zu eliminieren, wurde das gemessene Motormoment der beiden Drehrichtungen gemittelt. Ohne den Gewichtsausgleich müsste das Motormoment dem Gravitationsmoment mit einem Maximum bei $q_2 = 10^\circ$ entgegenwirken (vergleiche Definition der Gelenkkoordinatensysteme gemäß Abbildung A.1). Dies hätte ein positives Motormoment zur Folge. Das Motormoment entspricht hingegen näherungsweise dem inversen Verlauf, was insofern erklärt werden kann, dass der Gewichtsausgleich üblicherweise auf die Nenntaglast ausgelegt wird. Zur Approximation des äquivalenten Moments des Gewichtsausgleichs auf das zweite Gelenk wird ein Polynom erster Ordnung mit den Koeffizienten γ_0 und γ_1 angesetzt. Da dieses Modell linear in den Parametern ist, lässt es sich in das bisherige Modell integrieren, ohne dass die Linearität des Modells verloren geht. Damit ist das um den Gewichtsausgleich und die Reibung (2.19) (vergleiche Unterabschnitt 2.2.2) erweiterte Modell mit der Regressormatrix $\mathbf{Y}_s \in \mathbb{R}^{3 \times 23}$ und dem Parametervektor $\boldsymbol{\pi}_s \in \mathbb{R}^{23 \times 1}$ finalisiert.

Sowohl für die Systemanalyse als auch die meisten modellbasierten Regelungsansätze werden anstelle der Regressormatrix \mathbf{Y}_s und des Parametervektors $\boldsymbol{\pi}_s$ die Massenmatrix $M(\mathbf{q})$, die Coriolis- und Zentrifugalkräfte $C(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ sowie der Gravitationsvektor $\mathbf{g}(\mathbf{q})$ benötigt. Da die Regressormatrix $\mathbf{Y}_s(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}})$ immer

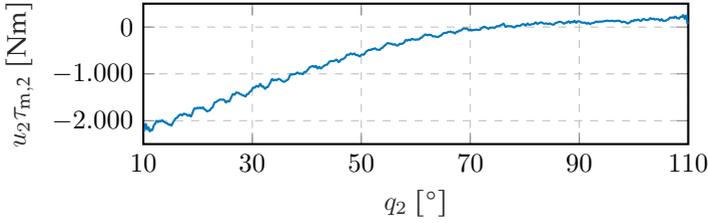


Abbildung 5.4: Gemessenes Motormoment des zweiten Gelenks in Abhängigkeit der Gelenkposition

noch linear in der Beschleunigung \ddot{q} ist, lässt sich diese in die zwei Komponenten

$$Y_s(q, \dot{q}, \ddot{q}) \cdot \pi_s = Y_{s,A}(q, \pi_s) \cdot \ddot{q} + Y_{s,B}(q, \dot{q}, \pi_s). \quad (5.1)$$

aufteilen. Anhand dessen ist ersichtlich, dass die Matrix $Y_{s,A}(q, \pi_s)$ der Massenmatrix $M(q)$ entspricht. Mit dem gleichen Vorgehen und der linearen Abhängigkeit der Coriolis- und Zentrifugalkräfte $C(q, \dot{q})$ von der Geschwindigkeit \dot{q} , lässt sich die Matrix $Y_{s,B}(q, \dot{q}, \pi_s)$ in die Matrix der Coriolis- und Zentrifugalkräfte $C(q, \dot{q})$ und den Gravitationsvektor $g(q)$ aufteilen.

Unter Verwendung der Startposition

$$\begin{bmatrix} q_1(0) & q_2(0) & q_3(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 55 & 90 \end{bmatrix}^\circ, \quad (5.2)$$

den Beschränkungen im Gelenkraum

$$\begin{aligned} -32,5^\circ \leq q_1(t) \leq 32,5^\circ, \quad 10^\circ \leq q_2(t) \leq 100^\circ, \quad -18^\circ \leq q_3(t) \leq 198^\circ, \\ |\dot{q}_i| \leq 30^\circ/\text{s}, \quad |\ddot{q}_i| \leq 180^\circ/\text{s}^2, \quad \dot{q}_i(0) = 0, \quad \ddot{q}_i(0) = 0, \end{aligned} \quad (5.3)$$

und im kartesischen Raum

$$x \geq 0 \text{ m}, \quad y \leq 1,3 \text{ m}, \quad z \geq 0,54 \text{ m}, \quad (5.4)$$

sowie der Wahl der Grundfrequenz $\omega_f = 0.1 \text{ Hz}$ und der Ordnung $N_f = 5$ mit $\omega_f N_f \ll \min_i \omega_{0,i}$, resultiert für das Experimentalsystem die in Abbildung 5.5

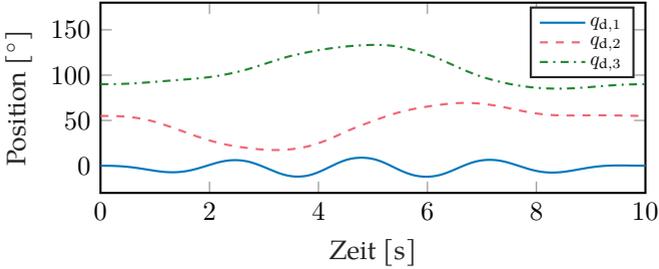


Abbildung 5.5: Optimale Solltrajektorie zur Identifikation der Starrkörperparameter

dargestellte optimale Anregungstrajektorie (2.20).

Die Lösung des nichtlinearen Optimierungsproblems (2.21) wird mit der Funktion `fmincon` der Optimization Toolbox von MATLAB berechnet. Die mit diesem Vorgehen identifizierten Trägheitsparameter der ersten drei Gelenke des Experimentalsystems sind im Anhang in der Tabelle A.2 aufgeführt. Die Verläufe der zugehörigen gemessenen und geschätzten Momente für die zuvor bestimmten, optimalen Anregungstrajektorien sind in Abbildung 5.6 dargestellt. Zur Validierung der Identifikationsergebnisse wird in Anlehnung an [49] eine Trajektorie mit Punkt-zu-Punkt-Bewegung zwischen 10 beliebig über den Arbeitsraum verteilten Punkten vorgegeben. Für das Szenario wird ein ruckbegrenztes, trapezförmiges Beschleunigungsprofil mit hoher Beschleunigung sowie Genauhalt an den Punkten verwendet. Im Anhang sind in der Abbildung A.2 die Trajektorie sowie in der Abbildung A.3 der gemessene und nach der Modellidentifikation geschätzte Momentenverlauf der ersten drei Gelenke dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass das identifizierte Modell in der Lage ist, die Starrkörperdynamik sowohl qualitativ als auch quantitativ abzubilden.

Mit dem Vorliegen der Schätzung $\hat{\pi}_s$ und des Zusammenhangs (5.1) lässt sich die Massenmatrix $M(\mathbf{q})$ in Abhängigkeit der Gelenkpositionen \mathbf{q} bestimmen. Da die Dynamik des Gesamtsystems wesentlich von der Massenmatrix abhängt, sind in der Abbildung 5.7 die Einträge der Massenmatrix in Abhängigkeit der Gelenkpositionen des zweiten $q_2 \in [5, 141]^\circ$ und des dritten $q_3 \in [-24, 232]^\circ$

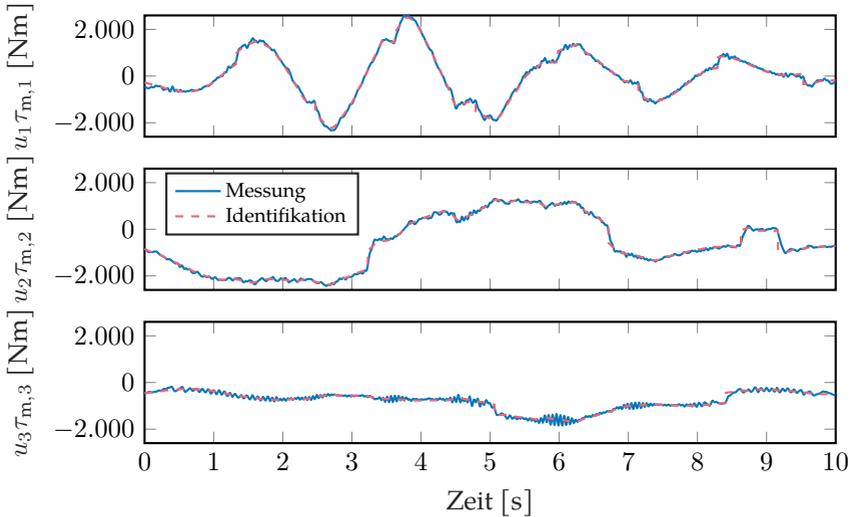


Abbildung 5.6: Gemessener und identifizierter Momentenverlauf der ersten drei Gelenke des Experimentalsystems für die Identifikationstrajektorie (angelehnt an [20])

Gelenks dargestellt. Für die Systemanalyse und den späteren Reglerentwurf sind darüber hinaus die minimalen

$$\min(\mathbf{M}(\mathbf{q})) = \begin{bmatrix} 327,4 & -99,9 & -23,6 \\ -99,9 & 640,3 & -382,2 \\ -23,6 & -382,2 & 243,9 \end{bmatrix} \text{kgm}^2 \quad (5.5)$$

und maximalen Trägheitsmomente

$$\max(\mathbf{M}(\mathbf{q})) = \begin{bmatrix} 1627,2 & 108,8 & 23,6 \\ 108,8 & 1148,8 & -127,9 \\ 23,6 & -127,9 & 243,9 \end{bmatrix} \text{kgm}^2 \quad (5.6)$$

von besonderem Interesse. Die jeweiligen Minima und Maxima jedes Eintrags treten bei unterschiedlichen Gelenkpositionen auf (vergleiche Abbildung 5.7).

Da bei einem seriellen Manipulator der konfigurationsabhängige Anteil der Einträge nur von den nachfolgenden Gelenken abhängt, ist keine Abhängigkeit von der ersten Gelenkposition q_1 vorhanden sowie der Diagonaleintrag M_{33} konstant. Abgesehen davon wird nochmals ausdrücklich darauf hingewiesen, dass im Rahmen der Arbeit nur die ersten drei Gelenke als elastisches Teilsystem betrachtet werden (Begründung in Abschnitt 2.1.3).

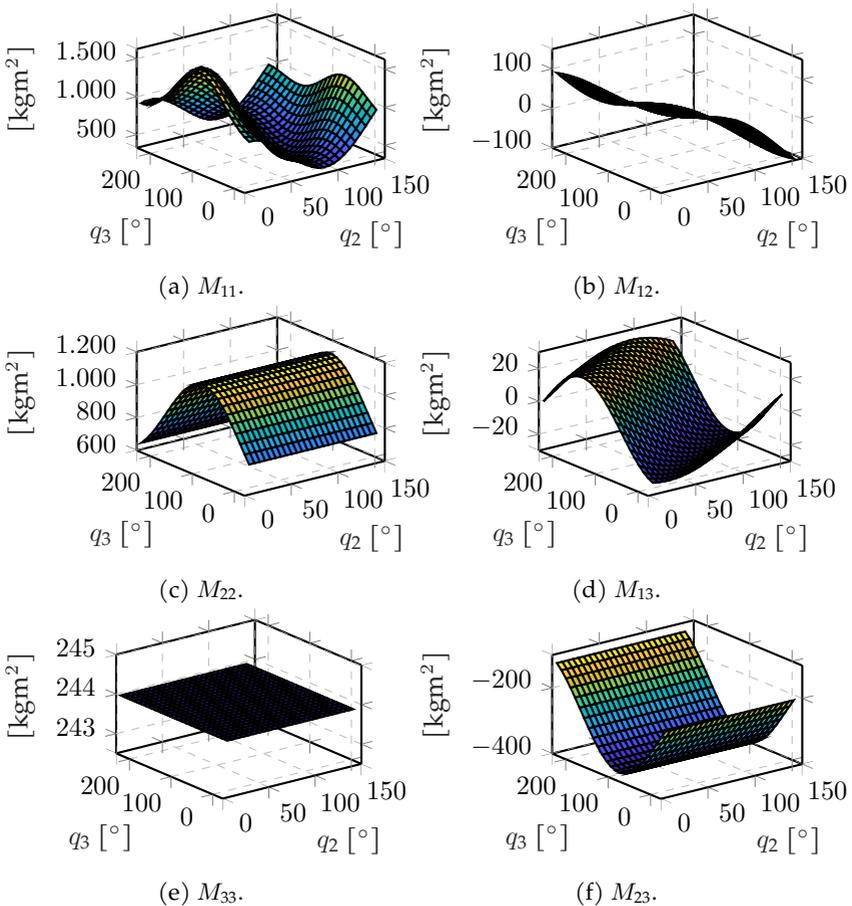


Abbildung 5.7: Identifizierte Einträge der Massenmatrix in Abhängigkeit der Gelenkpositionen

5.2.2 Elastischer Antriebsstrang

Im Rahmen der Arbeit wird auf die Fixierung der Gelenke, wie sie oftmals im Stand der Technik zum Einsatz kommt, verzichtet, da dieses Vorgehen mit einem hohen Aufwand einhergeht. Stattdessen wird die Trennung durch geschickte Wahl der Experimente und Berücksichtigung der Systemeigenschaften realisiert. Es wird vorausgesetzt, dass die üblichen Motorparameter (Trägheitsmoment $J_{m,i}$, Drehmomentkonstante $k_{m,i}$, elektrische Zeitkonstante $\tau_{el,i}$ und maximales Motormoment $\tau_{max,i}$) sowie die Getriebeübersetzungen u_i bekannt sind. Die den Datenblättern des Motorherstellers entnommenen Parameter der ersten drei Gelenke des Experimentalsystems sind im Anhang in der Tabelle A.3 aufgelistet. Damit verbleiben die Parameter der Reibung sowie der Gelenksteifigkeit und -dämpfung, die nachfolgend identifiziert werden.

Reibung

Die Identifikation der Reibung erfolgt nach dem Vorgehen gemäß des Standes der Technik. Dabei werden Einzelachsbewegungen mit konstanter Geschwindigkeit ausgeführt, die Bereiche mit konstanter Geschwindigkeit ermittelt und der Einfluss der Gravitation $u_i^{-1}g_i(\mathbf{q})$ vom Motormoment $\tau_{m,i}$ subtrahiert. Anschließend wird die Summe des quadratischen Fehlers

$$\min_{F_c,i, F_v,i, F_s,i, v_{s,i}} \left\| \tau_{f,i}(\dot{\theta}_i) - (\tau_{m,i} - u_i^{-1}g_i(\mathbf{q})) \right\|^2 \quad (5.7)$$

zwischen dem Stribeck-Modell (2.15) mit konstantem Formfaktor $\delta_{s,i} = 2$ und den auf diese Weise vorverarbeiteten Ein-/Ausgangsdaten mit Hilfe des Levenberg-Marquardt-Algorithmus minimiert.

Die mit diesem Vorgehen für das erste Gelenk des Experimentalsystems erzielten Ergebnisse sind in der Abbildung 5.8 dargestellt. Die zugehörigen identifizierten Reibungsparameter der ersten drei Gelenke sind im Anhang in der Tabelle A.4 aufgeführt. Da zusammen mit der Starrkörperdynamik ein coulombschviskoses Reibmodell identifiziert wird (vergleiche Unterabschnitt 2.2.2), kann zur Validierung ein Vergleich der identifizierten Reibparameter mit Starrkörper-

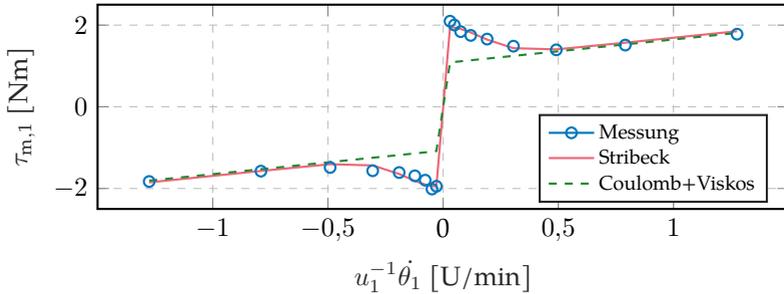


Abbildung 5.8: Gemessenes und identifizierte Reibungsmomente des ersten Gelenks des Experimentalsystems

beziehungsweise der expliziten Reibungsidentifikation durchgeführt werden. Anhand dieses Vergleichs (siehe Tabelle A.4 und A.2) ist ersichtlich, dass nahezu identische Ergebnisse für die Coulombschen $F_{c,i}$ und viskosen $F_{v,i}$ Reibkoeffizienten resultieren.

Gelenksteifigkeit und -dämpfung

Die mittels Schwingungsmessungen ermittelten Steifigkeitswerte sind um einen Faktor 2 bis 4 geringer als die statisch vermessenen Werte [21]. Jedoch ist diese geringere Steifigkeit entscheidend für die auftretenden Gelenkschwingungen. Die durch niederfrequente Störungen, wie beispielsweise Gravitation, resultierende Gelenktorsion kann mittels der gelenkseitigen Positionsmessung ermittelt werden und muss somit für den Entwurf einer antriebsbasierten Schwingungsdämpfung nicht exakt abgebildet werden. Infolgedessen wird als Kompromiss zwischen Modellkomplexität, Genauigkeit und Identifizierbarkeit zur Modellierung der Gelenkelastizitäten eine lineare Federsteifigkeit angesetzt.

Anstelle der Fixierung der Gelenke wird die Eigenschaft genutzt, dass aufgrund der seriellen Kinematik die Trägheit entlang des Manipulators abnimmt, womit üblicherweise die Eigenfrequenzen ansteigen. Unter Kenntnis der Massenmatrix $M(\mathbf{q})$ werden möglichst entkoppelte Manipulatorkonfigurationen gewählt. Darüber hinaus wird durch die vorhandene gelenkseitige Positionsmessung die

Bewegung einzelner Gelenke direkt und nicht indirekt über die Rückkopplung auf die Motoren detektiert.

Die Identifikation wird im geschlossenen Regelkreis durchgeführt, wobei eine motorseitige P-PI, die unter einer Starrkörperannahme parametrisiert wurde, verwendet wird [3]. Jedes Gelenk wird separat durch einen logarithmischen Chirp der Motorsollposition mit einer Amplitude von $4e-3^\circ$ über einen Frequenzbereich von 1 Hz bis 35 Hz und einer Offset-Geschwindigkeit von $2^\circ/s$ angeregt. Die Offset-Geschwindigkeit wird so gewählt, dass ein Geschwindigkeitsnull-durchgang vermieden wird, um den Einfluss der Reibung zu minimieren. Die Amplitude des Anregungssignals wird dabei iterativ erhöht, bis eine ausreichende Anregung des Gelenks resultiert, ohne jedoch die Elastizität der weiteren Gelenke über die Kopplung der Mehrkörperdynamik zu stark anzuregen. Zur Schätzung der Gelenksteifigkeit und -dämpfung wird der Frequenzgang \hat{G} zwischen der Motordrehzahl $\dot{\theta}_i$ und Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i mit der Methode nach [187] geschätzt. Anschließend wird in einem zweiten Schritt die Summe des quadratischen Fehlers

$$\min_{k_i, d_i} \left\| \hat{G}(j\omega) - G(j\omega, k_i, d_i) \right\|^2 W(\omega) \quad (5.8)$$

zwischen dem geschätzten Frequenzgang \hat{G} und dem Modell G nach (2.11) mittels des Levenberg-Marquardt-Algorithmus im Frequenzbereich minimiert. Die Gewichtungsfunktion $W(\omega)$ schränkt die Optimierung auf den relevanten Frequenzbereich ein. Durch dieses Vorgehen wird sowohl die Fixierung einzelner Gelenke [55] als auch die separate Vermessung auf einem Prüfstand [21] vermieden. Des Weiteren reduziert dieses Vorgehen die Komplexität und den Aufwand im Vergleich zu einer multivariaten Optimierung [61].

Die Abbildung 5.9 zeigt die entsprechenden Amplituden der gemessenen und identifizierten Frequenzgänge der ersten drei Gelenke des Experimentalsystems. Die mit diesem Vorgehen identifizierten Gelenkparameter sind im Anhang in der Tabelle A.5 aufgelistet.

Die geschätzten Frequenzgänge erfassen das Übertragungsverhalten nur bis einschließlich der ersten Eigenfrequenz. Diese Abweichungen können unter an-

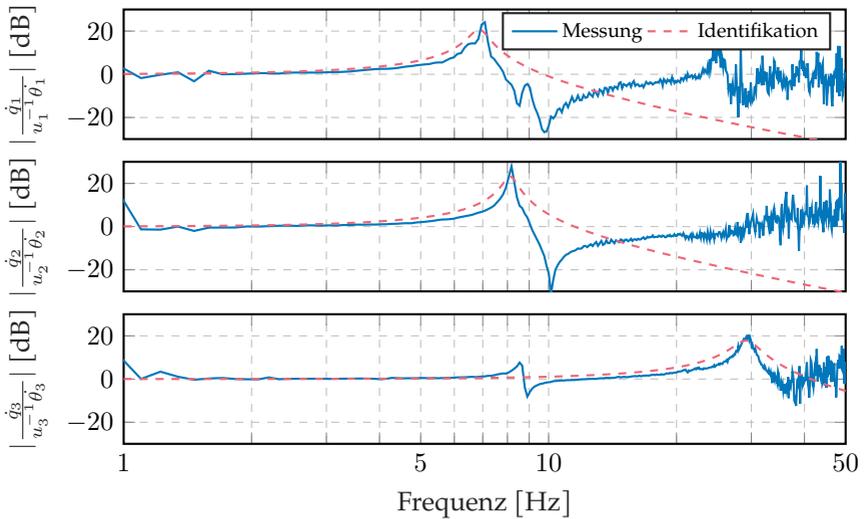


Abbildung 5.9: Vergleich der Amplitude des Frequenzgangs der ersten drei Gelenke des Experimentalsystems und des identifizierten Gelenkmodells (Eingang: $u_i^{-1}\hat{\theta}_i$, Ausgang: \dot{q}_i , angelehnt an [20])

derem auf die vernachlässigte Dynamik des Antriebsstrangs, wie beispielsweise das nichtlineare Steifigkeits- und Hystereseverhalten der Getriebe (siehe Unterabschnitt 2.1.2), zurückgeführt werden. Um ein komplexeres Modell inklusive Hystereseverhalten zu ermitteln, ist eine zusätzliche Drehmomentmessung am Gelenk notwendig [18, 19, 29], die nicht ohne weiteres nachgerüstet werden kann. Um trotz der vergleichsweise einfachen Modellierung der Gelenkelastizität als lineare Federsteifigkeit die robuste Stabilität zu gewährleisten, wird dieses Verhalten in der folgenden Reglersynthese als multiplikatives Unsicherheitsmodell berücksichtigt. Aufgrund der begrenzenden Wirkung der ersten Eigenfrequenz stellt das gewählte Modell den zuvor erwähnten Kompromiss aus Modellkomplexität, Genauigkeit und Identifizierbarkeit dar.

5.3 Beobachterausslegung und -validierung

Die Auslegung einer Zustandsrückführung eines linearen Systems mit Beobachter erfolgt üblicherweise nach dem Separationsprinzip [188]. Dieses Prinzip besagt, dass die Zustandsrückführung unabhängig vom Beobachter entworfen werden kann, wenn die Realteile der Eigenwerte des Beobachters deutlich größer sind als die des geregelten Systems. Für nichtlineare Systeme ist zu beachten, dass das Separationsprinzip im Allgemeinen nicht anwendbar ist. Eine Ausnahme hiervon stellen High-Gain-Beobachter dar, für die bei ausreichend schneller Beobachterdynamik ebenfalls das Separationsprinzip zutreffend ist [189].

Darüber hinaus ist bekannt, dass unter Unsicherheiten durch einen Beobachter die Stabilitätsreserven rapide abnehmen können. Für unsicherheitsbehaftete Systeme gilt selbst im linearen Fall nicht immer, dass die Erhöhung der Dynamik des Beobachters die Stabilitätsreserven positiv beeinflusst [190]. Doyle und Stein [190] haben anhand einer vollständigen Zustandsrückführung eines linearen Systems und eines Kalman-Filters gezeigt, dass durch die gezielte Erhöhung der Kovarianzmatrix des Prozessrauschens des Kalman-Filters eine erhebliche Robustheitsverbesserung erzielt werden kann.

Aufgrund der Entkopplungseigenschaft des Beobachters (4.56) erfolgt die Parametrierung für jedes Gelenk einzeln. Da für die Störungen $\hat{\sigma}_1$ und $\hat{\sigma}_2$ ein konstantes Störmodell angesetzt ist, werden diese Zustände ausschließlich über das Prozessrauschen getrieben. Zu diesem Zweck werden die Kovarianzen des Prozessrauschens dieser beiden Zustände im Vergleich zu den anderen Zuständen vergleichsweise groß gewählt. Darüber hinaus weist die Dynamik des elastischen Antriebsstrangs, wie im vorherigen Unterkapitel der Parameteridentifikation 2.2 gezeigt, eine erhebliche Modellunsicherheit auf. Durch gezieltes Erhöhen der Kovarianz des Prozessrauschens der Störungen $\hat{\sigma}_1$ und $\hat{\sigma}_2$ wird die höherfrequente, nicht modellierte Dynamik gefiltert. Infolgedessen erhöhen sich die Stabilitätsreserven, wodurch mit Hilfe des vorgeschlagenen Regelungsansatzes eine verbesserte Performanz erzielt werden kann. Mit diesem Vorgehen resultiert für die ersten drei Gelenke die Kovarianzmatrix des

Prozessrauschens

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 3e-9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3e-9 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3e-9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3e-9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 300 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3 \end{bmatrix}. \quad (5.9)$$

Die Kovarianzmatrix des Messrauschens

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 1e-7 & 0 \\ 0 & 1e-7 \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

wird anhand experimentell ermittelter Werte festgelegt. Zudem sind die Parameter der Unscented Transformation α_{UKF} , κ_{UKF} und β_{UKF} , mittels der die Transformation der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion durch das nichtlineare System geschätzt wird [170], einzustellen. Diese werden auf typische Werte für ein normalverteiltes Prozess- und Messrauschen ($\alpha_{\text{UKF}} = 1e - 3$, $\kappa_{\text{UKF}} = 0$, $\beta_{\text{UKF}} = 2$) eingestellt [168]. Durch die Adaption dieser Parameter kann eine verbesserte Schätzgüte erzielt werden. Jedoch stellt deren Adaption, trotz verschiedener existierender Verfahren, noch immer ein offenes Problem dar [191]. Für die Implementierung am Experimentalsystem wird das in kontinuierlicher Form vorliegende Beobachtermodell (4.56) mit Hilfe des Euler-vorwärts-Verfahrens

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{x}(k) + T_s (\mathbf{A}_{\text{UKF}}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_{\text{UKF}}\mathbf{u}(k)) \quad (5.11)$$

und einer Abtastzeit von $T_s = 1$ ms diskretisiert. Zur Überprüfung der Güte der Zustandsschätzung ist in der Abbildung 5.10 ein Vergleich der mittels numerischer Differentiation und UKF beobachteten Gelenkgeschwindigkeit des ersten Gelenks für eine lineare kartesische Bahn dargestellt. Da die Motorpositionen θ und die Gelenkpositionen \mathbf{q} gemessen werden, sowie die Motorgeschwindigkeiten $\dot{\theta}$ mit ausreichender Genauigkeit numerisch differenziert werden können, stellt die gelenkseitige Geschwindigkeit $\dot{\mathbf{q}}$ die entscheidende Größe dar. Anhand

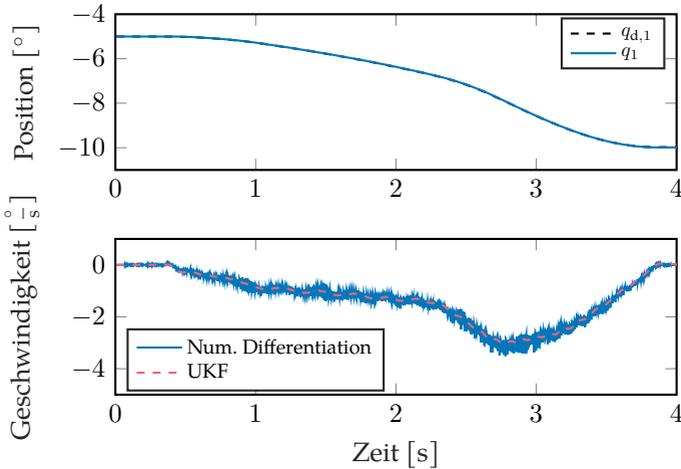


Abbildung 5.10: Schätzgüte des Beobachters im Zeitbereich beispielhaft für das erste Gelenk des Experimentalsystems für eine lineare kartesische Bahn

der Ergebnisse ist ersichtlich, dass ein im Vergleich zum numerisch gefilterten Signal deutlich glatterer Verlauf resultiert.

Aus der Identifikation der Gelenkelastizitäten ist bekannt, dass mit dem angesetzten linearen Feder-Dämpfer-System lediglich das Übertragungsverhalten bis einschließlich der ersten Eigenfrequenz erfasst wird. Ein weiterer Vorteil des Einsatzes des UKF ist die Reduzierung der multiplikativen Unsicherheit des Gelenkmodells im Vergleich zum numerisch differenzierten Signal. Um diesen Einfluss aufzuzeigen, sind in der Abbildung 5.11 die geschätzten Frequenzgänge der ersten beiden Gelenke von der Motordrehzahl $u_i^{-1}\dot{\theta}_i$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i beziehungsweise zur mit dem Beobachter geschätzten Gelenkgeschwindigkeit dargestellt. Es ist ersichtlich, dass das UKF durch das Vertrauen in das Prozessmodell (vergleiche Parametrierung der Kovarianzmatrix des Prozessrauschens (5.9)) ein Tiefpassverhalten aufweist, das im Vergleich zum numerisch differenzierten Signal eine höhere Übereinstimmung mit dem identifizierten Gelenkmodell aufweist.

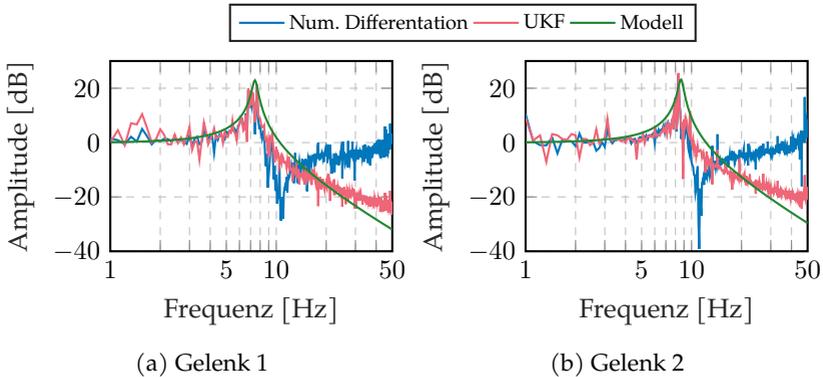


Abbildung 5.11: Vergleich der gemessenen und beobachteten Frequenzgänge der ersten beiden Gelenke des Experimentalsystems mit und ohne Beobachter (Eingang: $u_i^{-1}\dot{\theta}_i$, Ausgang: \dot{q}_i)

5.4 Reglersynthese

Das wesentliche Ziel der Reglersynthese ist die Erhöhung der Bandbreite des geschlossenen Positionsregelkreises. Im Rahmen der Arbeit wird die Bandbreite eines geschlossenen Regelkreises als die Frequenz definiert, bei der der Betrag der Sensitivitätsfunktion $|S(j\omega)|$ den Wert $1/\sqrt{2} \approx -3$ dB von unten durchquert. Die Synthese des LPV-Reglers erfolgt unter Zuhilfenahme des in Unterkapitel 4.4 beschriebenen Vorgehens. Der Entwurf erfolgt in einem zweistufigen Verfahren, bei dem zunächst die Motordrehzahlregler robust gegenüber Variation der Manipulatorkonfiguration ausgelegt werden. Nachfolgend werden jeweils das lineare Regelgesetz (4.8) und der P-Positionsregler gemeinsam an den Rändern des Parameterraums mit Hilfe des strukturierten H_∞ -Entwurfs aus Unterkapitel 4.3 ausgelegt. Im Anschluss werden die LPV-Methoden verwendet, um den adaptiven LPV-Regler gemäß (2.56) zu bilden und dessen Stabilität über den Arbeitsraum zu prüfen. Die dadurch resultierende Suboptimalität und der Konservatismus der Lösung werden zugunsten der Komplexitätsreduzierung in Kauf genommen. Die Vorgehensweise für die einzelnen Entwürfe ist an das klassische, gemischte Sensitivitätsproblem (2.32) angelehnt. Dabei

wird angestrebt, die Sensitivitätsfunktion über einen weiten Frequenzbereich so niedrig wie möglich zu halten und für hohe Frequenzen einen ausreichenden Roll-Off der komplementären Sensitivitätsfunktion zu erzielen, um Robustheit gegenüber multiplikativen Unsicherheiten zu erhalten.

5.4.1 Drehzahlregelkreis

Zunächst seien nochmals die wesentlichen Eigenschaften des Drehzahlregelkreises in Bezug auf den vorgestellten Ansatz wiederholt. Einerseits wird eine hohe Bandbreite zur antriebsbasierten Dämpfung auftretender Gelenkschwingungen benötigt. Andererseits wird durch eine schwächere Einstellung ein gewisses Maß an Dämpfung in das System eingepreßt. Dabei ist jedoch zu beachten, dass innerhalb des Drehzahlregelkreises Störungen wie beispielsweise Motorreibung auftreten, die bei zu schwacher Einstellung die Regelgüte verringern.

Die Bandbreite der komplementären Sensitivitätsfunktion $T_{\dot{\theta}_i}$ ist für hohe Frequenzen durch die Zeitkonstante des geschlossenen Stromregelkreises begrenzt. Die innerhalb der Motordrehzahlregelstrecke auftretenden Unsicherheiten sind vergleichsweise gering, weshalb auf ein multiplikatives Unsicherheitsprofil verzichtet wird. Die verbleibenden, freien Parameter werden für ein gut gedämpftes Führungsverhalten zu $D_{d,\dot{\theta}_i} = 0,4$ und $\tau_{\dot{\theta}_i} = 0,7$ gewählt. Darüber hinaus wird der Maximalwert der Sensitivitätsfunktion $S_{\dot{\theta}_i}$ auf $M_{S,\dot{\theta}_i} = 1,66$ beschränkt, was gemäß (2.38) einer Amplitudenreserve von $a_r = 8$ dB und Phasenreserve von $\phi_r = 35^\circ$ entspricht. Durch die Beschränkung des Maximalwerts der Sensitivitätsfunktion wird ein Mindestabstand zwischen der Nyquist-Kurve des offenen Kreises und dem Punkt -1 sichergestellt, wodurch eine Robustheit gegenüber gleichzeitigen Störungen sowohl in der Amplitude als auch Phase erzielt wird. Der Entwurf der PI-Drehzahlregelung erfolgt an der maximalen Trägheit, beziehungsweise der unteren Grenze des zeitvarianten Parameters $\underline{\rho}_i$, durch iteratives Erhöhen des Performanzparameters $\beta_{S,\dot{\theta}_i}$, solange die zuvor definierten Gewichtungsfunktionen ($W_{T,\dot{\theta}_i}$, $W_{S,\dot{\theta}_i}$) nicht verletzt werden. Die durch dieses Vorgehen resultierenden Sensitivitätsfunktionen der Motor-

drehzahl des ersten Gelenks an den Rändern des Parameterraums ($\rho_i, \bar{\rho}_i$) sind in der Abbildung 5.12 dargestellt. In der komplementären Sensitivitätsfunktion $T_{\dot{\theta}_i}$ tritt im Bereich der Eigenfrequenzen der Gelenkelastizität eine Antiresonanz auf, was dem typischen Verhalten eines drehzahlgeregelten Antriebs mit elastisch angekoppelter Masse entspricht. Durch diese Antiresonanz wird ein gewisses Maß an Dämpfung in das System eingebracht. Ein Abfall der komplementären Sensitivitätsfunktion führt zu einem Anstieg der Sensitivitätsfunktion $S_{\dot{\theta}_i}$ im selben Frequenzbereich (rot gekennzeichnete Fläche), womit Störungen im Motordrehzahlregelkreis innerhalb dieses Frequenzbereich schlechter unterdrückt werden. Abgesehen von diesem Effekt wird eine Bandbreite des geschlossenen Regelkreises von ungefähr 63 Hz (gekennzeichnet mit o) erzielt. Die Sensitivitätsfunktionen zeigen die weitgehende Unabhängigkeit der Bandbreite des Motordrehzahlregelkreises von der Manipulatorkonfiguration. Anhanddessen ist ersichtlich, dass eine adaptive Auslegung des Drehzahlregelkreises lediglich geringe Performanzverbesserungen bei deutlicher Komplexitätssteigerung verspricht.

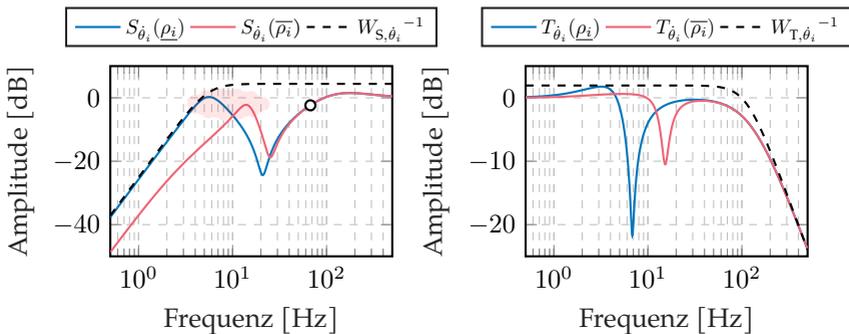


Abbildung 5.12: Sensitivitäts- (links) und komplementäre Sensitivitätsfunktion (rechts) der Motordrehzahl des ersten Gelenks an den Rändern des Parameterraums

5.4.2 Dämpfungs- und Positionsregelkreis

Für den Entwurf des linearen Regelgesetzes (4.8) und des P-Positionsreglers wird der motorseitige Drehzahlregelkreis, wegen der im Vergleich zu den Eigenfrequenzen hohen Bandbreite, der Regelstrecke zugeordnet. In Anbetracht des linearen Feder-Dämpfer-Modells der Gelenkelastizität, sowie den Erkenntnissen der Parameteridentifikation, wird ein multiplikatives Unsicherheitsmodell zur Gewährleistung der robusten Stabilität angesetzt. Unter Verwendung der gemessenen Frequenzgänge des mechanisches Übertragungsverhaltens $\hat{G}(j\omega, \rho_i)$ von der Motordrehzahl $\hat{\theta}_i$ zur Gelenkgeschwindigkeit \dot{q}_i wird ein multiplikatives Unsicherheitsmodell

$$\Delta_m(j\omega, \rho_i) = \frac{\hat{G}(j\omega, \rho_i) - G(j\omega, \rho_i)}{G(j\omega, \rho_i)} \quad (5.12)$$

der nominellen Strecke $G(j\omega, \rho_i)$ bestimmt. Um robuste Stabilität zu gewährleisten, ist sicherzustellen, dass die Gewichtungsfunktion $W_{T, \dot{q}_i}(j\omega, \rho_i)$

$$|W_{T, \dot{q}_i}(j\omega, \rho_i)| \geq |\Delta_m(j\omega, \rho_i)|, \quad \forall \omega \text{ und } \forall \rho_i, \quad (5.13)$$

der komplementären Sensitivitätsfunktion der Gelenkgeschwindigkeit $T_{\dot{q}_i}$ größer ist als die multiplikative Unsicherheit $\Delta_m(j\omega, \rho_i)$ für alle Frequenzen ω und jeden Wert des zeitvarianten Parameters ρ_i (siehe (2.36)). Wie im Unterkapitel 5.3 gezeigt, weist die mit dem UKF beobachtete Gelenkgeschwindigkeit aufgrund des Modellvertrauens eine geringere multiplikative Unsicherheit auf als das mittels numerischer Differentiation berechnete Signal. Zur Verdeutlichung dieses Zusammenhangs ist in der Abbildung 5.13 die Gewichtungsfunktion W_{T, \dot{q}_i} mit den Parametern $D_{d, \dot{q}_i} = 0,25$, $\tau_{\dot{q}_i} = 0,7$ und $\epsilon_{\dot{q}_i} = 1,1$, sowie das multiplikative Unsicherheitsmodell Δ_m mit numerischer Differentiation und UKF beispielhaft für das zweite Gelenk für $\rho_i \approx -0,68$ dargestellt. Die Abbildung verdeutlicht, dass unter Verwendung des Beobachters, und im Gegensatz zur numerischen Differentiation, robuste Stabilität – abgesehen vom Rauschen der Frequenzgangschätzung – erzielt wird.

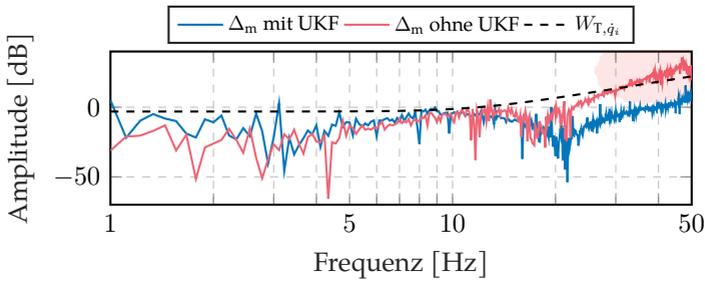


Abbildung 5.13: Vergleich der Unsicherheitsprofile mit und ohne Beobachter

Zur Überprüfung der robusten Stabilität, und damit der Wahl der Gewichtungsfunktion, sind in der Abbildung 5.14 die Gewichtungsfunktionen der komplementären Sensitivitätsfunktion der Gelenkgeschwindigkeit W_{T, \dot{q}_i} sowie die zugehörigen Unsicherheitsmodelle Δ_m der ersten beiden Gelenke für die in Abbildung 5.20 dargestellten drei Manipulatorkonfigurationen abgebildet. Es ist ersichtlich, dass aufgrund des nichtlinearen Beobachtermodells, trotz der Variation der Manipulatorkonfiguration und abgesehen vom Rauschen der Frequenzgangschätzung, robuste Stabilität des Gelenkgeschwindigkeitsregelkreises resultiert.

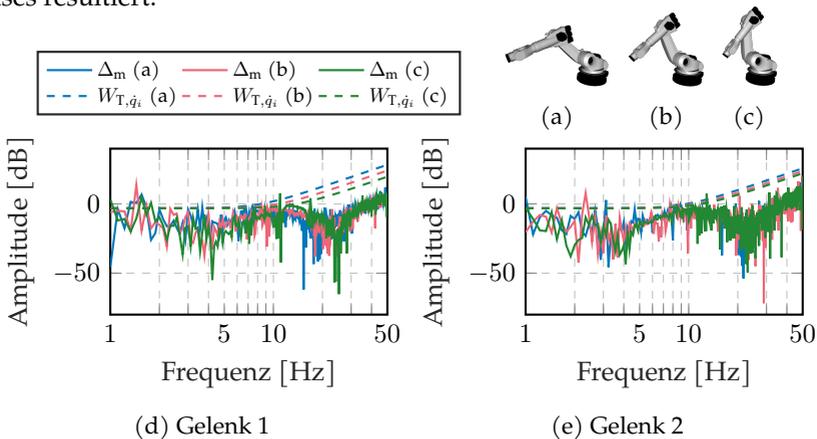


Abbildung 5.14: Gewichtungsfunktionen der komplementären Sensitivitätsfunktion der Gelenkgeschwindigkeit W_{T, \dot{q}_i} und zugehörige Unsicherheitsmodelle der ersten beiden Gelenke

Für den gelenkseitigen Positionsregelkreis wird hingegen die gemessene Gelenkposition verwendet, wodurch eine erhöhte Unsicherheit resultiert. Da der gelenkseitige Geschwindigkeitsregelkreis jedoch eine höhere Bandbreite als der Gelenkpositionsregelkreis besitzt, wird $\epsilon_{q_i} = 0,75$ gewählt, wodurch ein früherer Roll-Off der komplementären Sensitivitätsfunktion T_{q_i} durch Abknicken von W_{T,q_i} sichergestellt wird. Hierbei sei angemerkt, dass der gelenkseitige Geschwindigkeitsregelkreis und der Positionsregelkreis gekoppelt sind. Folglich ist die Trennung der Unsicherheit nur solange gültig, wie der gelenkseitige Geschwindigkeitsregelkreis ausreichend schneller ist als der Positionsregelkreis. Ebenso wie beim Motordrehzahlregelkreis wird der Maximalwert der Sensitivitätsfunktion S_{q_i} zu $M_{S,q_i} = 1,66$ beschränkt. Der eigentliche Reglerentwurf erfolgt mittels iterativer Erhöhung des Tuningparameters ζ_{S,q_i} bis zur Verletzung einer der Gewichtungsfunktionen W_{S,q_i} . Für das vorliegende System ergibt sich für jedes der ersten drei Gelenke $\zeta_{S,q_i} = 0,45$. In den Abbildungen 5.15 und 5.16 sind die komplementären Sensitivitätsfunktionen der Gelenkgeschwindigkeit $T_{\dot{q}_i}$ und der Gelenkposition T_{q_i} sowie die Sensitivitätsfunktion der Gelenkposition S_{q_i} beispielhaft für das erste Gelenk an den Rändern des Parameterraums $(\underline{\rho}_i, \overline{\rho}_i)$ dargestellt.

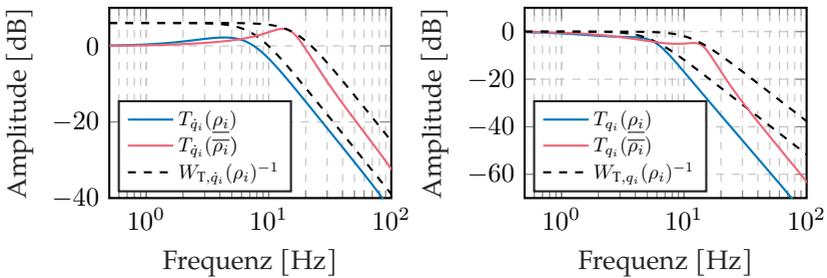


Abbildung 5.15: Komplementäre Sensitivitätsfunktionen der Gelenkgeschwindigkeit (links) und der Gelenkposition (rechts) des ersten Gelenks an den Rändern des Parameterraums

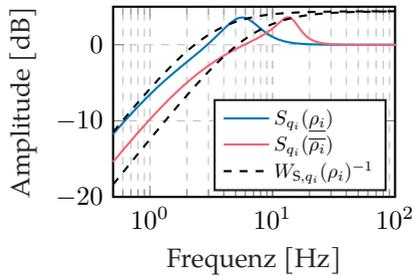


Abbildung 5.16: Sensitivitätsfunktion der Gelenkposition des ersten Gelenks an den Rändern des Parameterraums

5.4.3 Analyse der Regelgüte

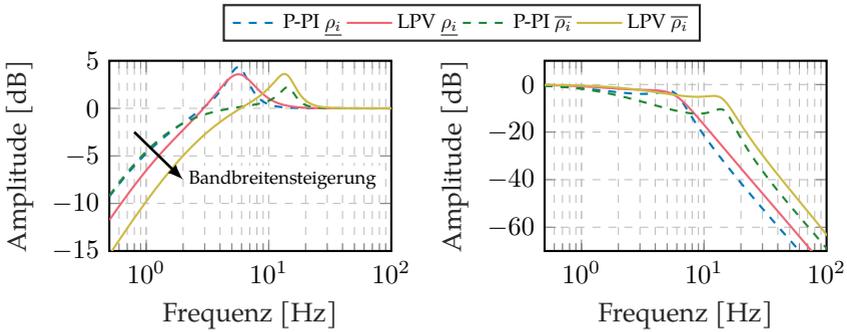
Basierend auf der Reglersynthese und den resultierenden Sensitivitätsfunktionen wird ein Vergleich des erzielten, nominellen Verhaltens mit dem Stand der Technik durchgeführt. Da sich, wie im Unterkapitel 2.5 des Stands der Technik dargelegt, noch keiner der fortgeschrittenen, modellbasierten Regelungsansätze durchsetzen konnte, sondern die P-PI immer noch den industriellen Standard darstellt, wird diese als Vergleich herangezogen.

Die gewählten Parameter der Gewichtungsfunktionen des LPV-Reglers für die ersten drei Gelenke sind nochmals in der Tabelle A.4 zusammengefasst. Des Weiteren sind die resultierenden Reglerverstärkungen des LPV-Reglers Ω für das Experimentalsystem in der Tabelle 5.1 aufgelistet. Es ist zu beachten, dass die Steifigkeitsproportionalverstärkung $K_{k,i}$ des LPV-Reglers Ω die Streckenverstärkung der verbleibenden Strecke für den Positionsregelkreis verringert. Für einen quantitativen Vergleich mit der P-PI ist die Regelverstärkung $K_{v,i}$ des Positionsregelkreises mit dem Faktor $1/(1+K_{k,i})$ zu skalieren. Über diesen Zusammenhang wird die Positionsregelverstärkung $K_{v,i}$ zusätzlich adaptiert, was wiederum einer Adaption der Regelbandbreite entspricht.

Um den Vergleich möglichst fair zu gestalten, wird die P-PI mit gelenkseitigem Positionsregelkreis nach [17] verwendet (Auslegung mittels H_∞ -Optimierung unter Berücksichtigung der Gelenkelastizität). In der Abbildung 5.17 sind die Sensitivitätsfunktionen beider Regler der Gelenkposition des ersten Gelenks an

Tabelle 5.1: Reglerverstärkungen des LPV-Reglers für das Experimentalsystem

Parameter	Gelenk 1		Gelenk 2		Gelenk 3	Einheit
	Ω_1	Ω_2	Ω_1	Ω_2	$\Omega_1 = \Omega_2$	
$K_{v,i}$	16,9	18,1	19,1	19,5	35,5	1/s
$K_{k,i}$	0,44	0	0,45	0,11	0	–
$K_{d,i}$	8,8	1,1	10,1	6,4	1,09	–
$K_{p,i}$	1,865	1,865	1,474	1,474	1,471	Nms/rad
$T_{n,i}$	0,065	0,065	0,057	0,057	0,015	s



(a) Sensitivitätsfunktion S_{q_i}

(b) Komp. Sensitivitätsfunktion T_{q_i}

Abbildung 5.17: Vergleich der Sensitivitätsfunktionen der P-PI und des LPV-Reglers der Gelenkposition des ersten Gelenks gemäß Reglersynthese an den Rändern des Parameterraums

den Rändern des Parameterraums dargestellt. Anhand der Sensitivitätsfunktion ist ersichtlich, dass im niederfrequenten Bereich eine Verbesserung sowohl der Störunterdrückung als auch des Führungsverhaltens erzielt wird. Diese Verbesserung wird unter Einhaltung der minimalen Robustheitsreserven, erkennbar anhand des Maximalwerts der Sensitivitätsfunktion, erreicht. Die Erhöhung der Bandbreite spiegelt sich gleichermaßen in der komplementären Sensitivitätsfunktion wider, deren Amplitude im Bereich größerer Frequenzen ansteigt, womit die Anfälligkeit gegenüber Messrauschen zunimmt. Wie im Stand der

Technik beschrieben, ist dieses Verhalten eine fundamentale Einschränkung eines jeden Regelungssystems. Durch die Einführung des Beobachters und dessen Verringerung des Messrauschens ist dieser Einfluss jedoch tolerierbar. Darüber hinaus ist anhand der nahezu identischen Maximalwerte der Sensitivitätsfunktion an den Rändern des Parameterraums ersichtlich, dass durch den adaptiven Charakter des LPV-Reglers gleichbleibende Robustheitsreserven erzielt werden. Aufgrund der robusten Auslegung der P-PI über den Arbeitsraum nimmt die Robustheit bei abnehmender Trägheit zu. In der Nähe der maximalen Trägheit wird die wesentliche Verbesserung durch die zusätzliche Rückführung der Gelenkgeschwindigkeit erzielt, wohingegen mit Abnahme der Trägheit das adaptive Verhalten infolge des Gain-Scheduling immer mehr an Bedeutung gewinnt. Somit wird bei gleichbleibenden, minimalen Robustheitsreserven eine Erhöhung der Regelverstärkung $K_{v,1}$ des Positionsregelkreises zwischen 40 % und 116 % im Vergleich zur P-PI gemäß [17] in Abhängigkeit der Manipulatorkonfiguration realisiert.

5.5 Stabilitätsanalyse

Ein wesentlicher Vorteil des vorgestellten LPV-basierten Gain-Scheduling im Vergleich zum klassischen Gain-Scheduling ist die systematische Stabilitätsanalyse über den gesamten Arbeitsraum mit Hilfe der in Anhang B.4 vorgestellten Methoden. Voraussetzung für die Anwendbarkeit dieser Methoden ist die affine Abhängigkeit des geschlossenen Regelkreises (4.52) von dem zeitvarianten Parameter ρ_i . Um dies zu erfüllen, werden die Pole der Ausgangsfilterung (4.50) des LPV-Reglers zu $\lambda_1 = -5000 \text{ rad/s}$ und $\lambda_2 = -15000 \text{ rad/s}$ gewählt (ausführliche Erklärung in Unterabschnitt 2.4.2). Aufgrund der betragsmäßig großen Wahl der Pole bleibt die Dynamik des geschlossenen Regelkreises unbeeinflusst. Die klassische P-PI mit gelenkseitiger Positionsregelung entspricht dem vorgeschlagenen LPV-Regler ohne Adaption der Regelparameter und unter Vernachlässigung der gelenkseitigen Geschwindigkeitsrückführung (vergleiche Ab-

bildung 4.2). Infolgedessen kann die identische Methode für die Stabilitätsanalyse verwendet werden.

Durchgeführte Stabilitätstests ergeben für das zweite Gelenk sowohl für den LPV-Regler als auch die P-PI mit gelenkseitiger Positionsregelung quadratische Stabilität (siehe Definition 7) über den gesamten Parameterraum. Folglich bleibt die Stabilität für beliebig schnelle Parametervariationen erhalten. Zusätzlich kann für das zweite Gelenk die quadratische H_∞ -Performanz beziehungsweise \mathcal{L}_2 -Stabilität (siehe Definition 9) gezeigt werden. Dabei ist die Verstärkung des Ein-/Ausgangsverhaltens auf $\gamma = 2,0$ beziehungsweise $\gamma = 9,1$ für die P-PI beschränkt.

Im Gegensatz dazu kann für das erste Gelenk des betrachteten Manipulators für keinen der Regelungsansätze eine parameterunabhängige Lyapunov-Matrix zum Nachweis der quadratischen Stabilität gefunden werden. Neben der Berechnung der quadratischen Stabilität gibt die Funktion `quadstab` der Robust Control Toolbox von MATLAB [192] den größten Bereich des Parameterraums aus, in dem quadratische Stabilität erzielt wird. Für einen Parameter $p_i \in [p_{i,0} - \delta_i, p_{i,0} + \delta_i]$ mit dem Mittelwert $p_{i,0}$, berechnet `quadstab` das größtmögliche $\Theta > 0$, sodass die quadratische Stabilität innerhalb des Parameterraums $p_i \in [p_{i,0} - \Theta\delta_i, p_{i,0} + \Theta\delta_i]$ eingehalten wird. Es zeigt sich, dass mit dem LPV-Regler die quadratische Stabilität über 54,3 % des Parameterraums erhalten wird, wohingegen mit der P-PI mit gelenkseitiger Positionsregelung lediglich ein Bereich von 48,6 % erzielt wird.

Bei Verwendung des weniger konservativen Stabilitätstests mit einer vom Parametervektor affin abhängigen Lyapunov-Matrix (siehe Definition 8), kann die Stabilität für das erste Gelenk sowohl für den LPV-Regler als auch die P-PI nachgewiesen werden. Dabei ist die maximale Änderungsrate des zeitvarianten Parameters auf $|\dot{\rho}_{1,\max}| \approx 14,5 \text{ 1/s}$ für den LPV-Regler beziehungsweise $|\dot{\rho}_{1,\max}| \approx 19,0 \text{ 1/s}$ für die P-PI zu beschränken. Entscheidend für die Änderungsrate ist die Variation der Manipulatorkonfiguration, die wiederum von den Gelenkgeschwindigkeiten abhängt. Unter Berücksichtigung der identifizierten diagonalen Massenmatrixelemente (vergleiche Abbildung 5.7) und der Normierung des Parametervektors gemäß (4.44) kann die betragsmäßig

maximal erlaubte Geschwindigkeit des zweiten und dritten Gelenks

$$\max_j |\dot{q}_j| \approx |\dot{\rho}_{1, \max}| \left[\max \left(\left| \frac{\partial \rho_1}{\partial q_2} \right| + \left| \frac{\partial \rho_1}{\partial q_3} \right| \right) \right]^{-1}, \quad j = \{2, 3\} \quad (5.14)$$

mittels des totalen Differentials

$$\dot{\rho}_1 = \frac{d\rho_1(q_2(t), q_3(t))}{dt} = \frac{\partial \rho_1}{\partial q_2} \frac{dq_2}{dt} + \frac{\partial \rho_1}{\partial q_3} \frac{dq_3}{dt} \quad (5.15)$$

und Gleichsetzen der Gelenkgeschwindigkeiten $\dot{q}_j = \dot{q}_2 = \dot{q}_3$ abgeschätzt werden. Für die ermittelte Änderungsrate von $|\dot{\rho}_{1, \max}| \approx 14,5 \text{ 1/s}$ resultiert für das Experimentalsystem eine maximale Gelenkgeschwindigkeit von $\max_j |\dot{q}_j| \approx 202^\circ/\text{s}$, die größer ist als die vom Hersteller angegebene, maximale Gelenkgeschwindigkeit für das zweite und dritte Gelenk von $84^\circ/\text{s}$ [185]. Infolgedessen besteht vonseiten des Regelungsansatzes keine Notwendigkeit, die Gelenkgeschwindigkeiten aus Stabilitätsgründen zu reduzieren.

Über weite Bereiche des Arbeitsraums sind aus Sicht der Stabilitätsanalyse jedoch deutlich größere Gelenkgeschwindigkeiten erlaubt. Zur Veranschaulichung dieses Zusammenhangs sind in der Abbildung 5.18 sowohl der zeitvariante Parameter ρ_1 als auch dessen betragsmäßiges, maximales totales Differential in Abhängigkeit der Gelenkpositionen q_2 und q_3 dargestellt. Die maximale Änderungsrate, deren Position in der Abbildung mit einem roten Dreieck markiert ist, wird in der Nähe der minimalen Trägheit des ersten Gelenks ($\bar{\rho}_i = 1/M_{ii}$) für die Konfiguration $q_2 = 80,03^\circ$ und $q_3 = 90,29^\circ$ erzielt. In unmittelbarer Nähe des globalen Maximums befindet sich ein lokales Maximum, das nur unwesentlich geringer ist. Die Visualisierung der zugehörigen Manipulatorkonfiguration (vergleiche Abbildung 5.19) offenbart, dass sich das Maximum in direkter Umgebung der Überschlagkonfiguration sowie der Ellbogensingularität befindet. Generell sind Singularitäten durch die Zellenkonstruktion und Wahl des Arbeitsraums zu vermeiden. Nichtsdestotrotz besteht von Seiten des LPV-Reglers keine Einschränkung hinsichtlich Stabilität in unmittelbarer Nähe einer Singularität.

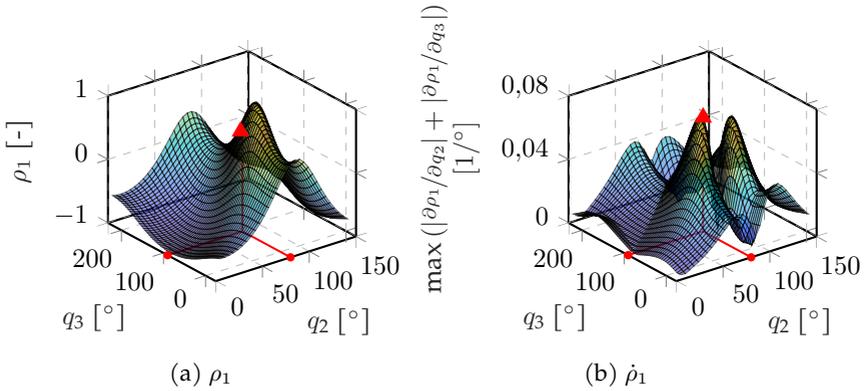


Abbildung 5.18: Zeitvarianter Parameter ρ_1 und dessen totales Differential in Abhängigkeit der Gelenkpositionen q_2 und q_3 (rotes Dreieck: Größte Änderungsrate)



Abbildung 5.19: Manipulatorkonfiguration mit der größten Änderungsrate des zeitvarianten Parameters ρ_1

5.6 Experimentelle Regelungsperformanz

Zur experimentellen Validierung des Verbesserungspotenzials durch den vorgeschlagenen Regelungsansatz wird in diesem Unterkapitel das Regelungsverhalten sowohl im Gelenkraum als auch im kartesischen Raum untersucht. Die Untersuchung im Gelenkraum findet dabei im Zeit- und Frequenzbereich statt. Als Anwendungsszenarien mit und ohne Prozesskräfte werden zu diesem Zweck sowohl ein Trajektorienfolgeexperiment als auch eine Fräsbearbeitung durchgeführt. Die Validierung erfolgt im Wesentlichen an drei verschiedenen

Manipulatorkonfigurationen (siehe Abbildung 5.20 und Tabelle 5.2), zwischen denen sich das Systemverhalten der ersten beiden Gelenke deutlich verändert ($-0,72 \leq \rho_1 \leq 0,23$, $-0,84 \leq \rho_2 \leq 0,91$). Die Manipulatorkonfigurationen 5.20a und 5.20c sind so gewählt, dass sie sich in der Nähe der maximalen Änderung der Summe der ersten beiden, normierten Diagonalelemente der Massenmatrix befinden.

Tabelle 5.2: Einträge der Massenmatrix des Experimentalsystems für die Manipulatorkonfigurationen gemäß Abbildung 5.20

Konfiguration	(a)	(b)	(c)	Einheit
M_{11}	1.371	847	506	kgm^2
M_{22}	1.019	807	673	kgm^2

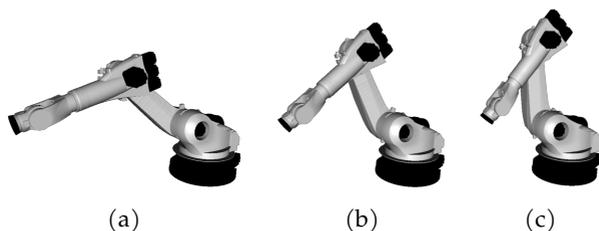


Abbildung 5.20: Manipulatorkonfigurationen für die experimentelle Validierung (angelehnt an [20])

Zur Charakterisierung des Regelverhaltens im Frequenzbereich sind in der Abbildung 5.21 die Sensitivitätsfunktionen des Positionsregelkreises des ersten Gelenks für drei verschiedene Manipulatorkonfigurationen (vergleiche Abbildung 5.20) dargestellt. Zur Generierung der Frequenzgänge wird das System mit einem PRBS der Gelenksollposition $q_{d,i}$ mit einer Amplitude von $15e-3^\circ$ und einer maximalen Schaltfrequenz von 100 Hz angeregt. Der LPV-Regler erreicht für alle drei Szenarien trotz der Variation der Manipulatorkonfiguration eine gute Regelungsperformanz. Darüber hinaus werden in allen Fällen ausreichende Robustheitsreserven (ersichtlich am Maximalwert der Sensitivitätsfunktion) sowie eine Verbesserung gegenüber der P-PI erzielt.

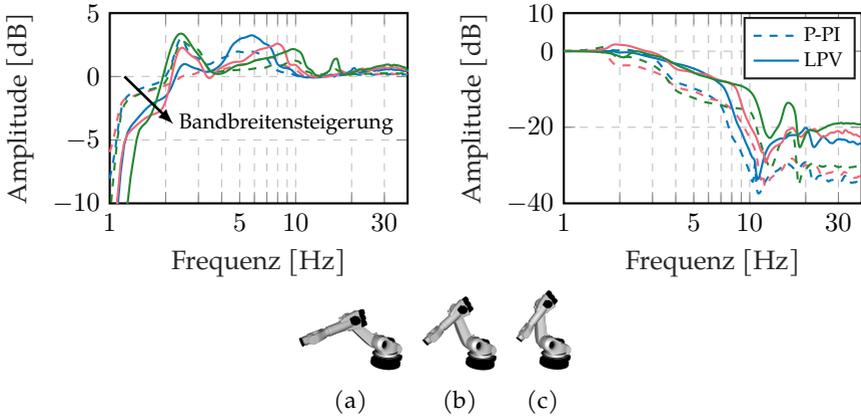


Abbildung 5.21: Experimentelle Sensitivitäts- (links) und komplementäre Sensitivitätsfunktion (rechts) des Positionsregelkreises des ersten Gelenks bei unterschiedlichen Manipulatorkonfigurationen (blau: (a), rot: (b), grün: (c), angelehnt an [20])

Die experimentellen Frequenzgänge bestätigen die zuvor anhand der Reglersynthese aufgezeigte Bandbreitensteigerung. Der wesentliche Unterschied zeigt sich für höhere Frequenzen aufgrund des vergleichsweise einfachen, linearen Feder-Dämpfer-Modells des Getriebes sowie weiterer nicht modellierter Nachgiebigkeiten, die sich als Spitzen im Frequenzgang äußern. Dies verdeutlicht die Bedeutung der Robustheit des Regelungsansatzes. Außerdem zeigt dies, weshalb die Performanz komplexer nichtlinearer Regelungsansätze, die keine besonderen Robustheitseigenschaften aufweisen und dennoch auf einem linearen Gelenkmodell beruhen, oftmals nicht experimentell bestätigt werden kann.

5.6.1 Trajektorienfolge

In der Robotik rücken zunehmend Anwendungen in den Fokus, bei denen anstelle der Positioniergenauigkeit die Bahntreue eine entscheidende Rolle spielt. Ein Vertreter für eine solche Anwendung mit hohen Anforderungen an die

Bahntreue, jedoch ohne Prozesskräfte, ist beispielsweise das Laserschneiden [7]. Zum Aufzeigen des Verbesserungspotenzials für solche Anwendungen wird die Performanz anhand von Trajektorienfolgeexperimenten validiert. Dafür werden sowohl lineare als auch kreisförmige kartesische Bahnen mit vergleichsweise hohen dynamischen Kenngrößen in verschiedenen Raumrichtungen vorgegeben.

Für die Evaluierung und den Vergleich der Regelungsperformanz im Zeitbereich ist neben der Auswahl des Experiments auch die Wahl des Bewertungskriteriums entscheidend. Im Rahmen dieser Arbeit werden die in der modernen Regelungstheorie [193] weit verbreiteten Performanzindizes der Summe des Betrags des Regelfehlers (\mathcal{L}_1 -Norm)

$$\|e\|_1 = \sum_{n=1}^N |e_n|, \quad (5.16)$$

der mittlere, quadratische Regelfehler MSE

$$\text{MSE} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N e_n^2, \quad (5.17)$$

sowie der maximale Regelfehler (\mathcal{L}_∞ -Norm)

$$\|e\|_\infty = \max |e_n| \quad (5.18)$$

herangezogen.

Die nachfolgende Evaluierung ist in den Gelenkraum sowie den kartesischen Raum untergliedert. Für die Applikation ist schlussendlich der kartesische Raum entscheidend. Jedoch prägen sich Fehler im Gelenkraum auf den kartesischen Raum aus, womit deren Verhalten eng miteinander verknüpft ist.

Gelenkraum

Als ein erstes Szenario im Zeitbereich wird eine lineare kartesische Bahn mit einem ruckbegrenzten Geschwindigkeitsprofil durch die zuvor spezifizierten

Konfigurationen gemäß Abbildung 5.20 durchgeführt. Die lineare kartesische Bahn besteht aus der Anfangs- $\begin{bmatrix} x & y & z \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} 2,7 & -0,235 & 0,975 \end{bmatrix}^T$ m, Mittel- $\begin{bmatrix} 2,1 & -0,235 & 0,975 \end{bmatrix}^T$ m und Endposition $\begin{bmatrix} 1,5 & -0,235 & 0,975 \end{bmatrix}^T$ m im Weltkoordinatensystem des Manipulators. Die zugehörigen Verläufe der Gelenksollposition $q_{d,i}$ und des Regelfehlers e_i der ersten drei Gelenke sind in der Abbildung 5.22 dargestellt.

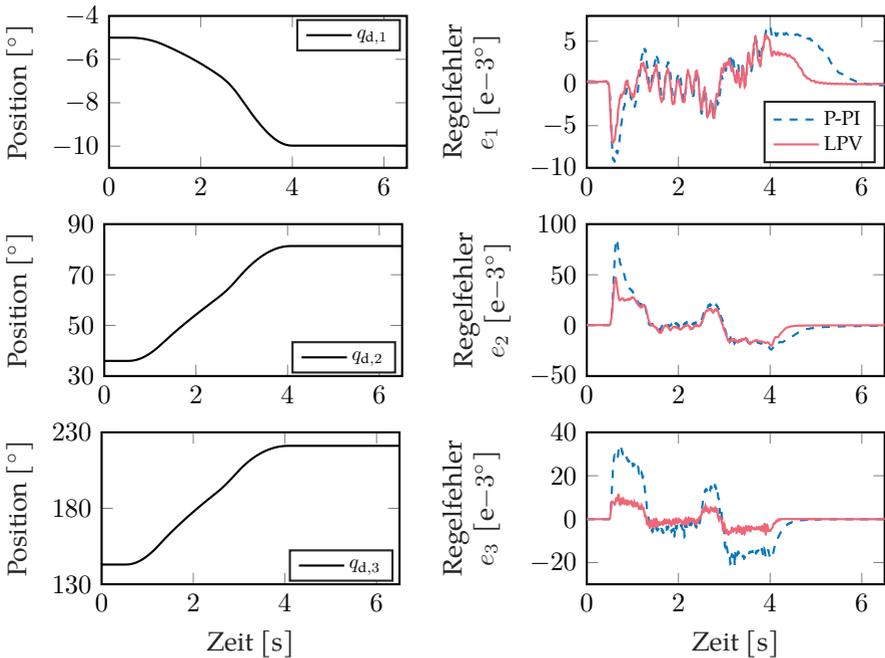


Abbildung 5.22: Regelfehler im Gelenkraum für eine lineare kartesische Bahn (angelehnt an [20])

Während des Durchfahrens der linearen Bahn verändert sich aufgrund der Variation der Manipulatorkonfiguration das Systemverhalten. Als Vergleich wird wiederum die P-PI mit gelenkseitigem Positionsregler herangezogen. In der Tabelle 5.3 sind die Summe des Betrags $\|e\|_1$ und der Maximalwert des Regelfehlers $\|e\|_\infty$ sowie die jeweilige prozentuale Verbesserung Δ aufgelistet.

Tabelle 5.3: Experimentelle Regelungsperformanz für die lineare kartesische Bahn gemäß Abbildung 5.22

Gelenk i	$\ e_i\ _1$ [°]		Δ_1 [%]	$\ e_i\ _\infty$ [e-3°]		Δ_∞ [%]
	P-PI	LPV		P-PI	LPV	
1	16,6	9,6	-42	9,3	7,1	-24
2	69,2	48,3	-30	85,6	47,8	-54
3	49,3	16,2	-67	46,3	12,7	-72

Wie erwartet, übertrifft der vorgeschlagene LPV-Regler die P-PI hinsichtlich beider Performanzindizes. Diese Verbesserung wird sowohl durch die zusätzliche gelenkseitige Geschwindigkeitsrückführung als auch durch die adaptiven Reglerverstärkungen auf Basis des Gain-Scheduling erzielt. Der Einfluss des Gain-Scheduling lässt sich exemplarisch für das erste Gelenk beobachten. Während des Experiments steigt das Scheduling-Signal ρ_1 kontinuierlich an, was zu einer höheren Bandbreite des LPV-Reglers und damit zu einer weiteren Verbesserung gegenüber dem P-PI-Regler führt. Infolgedessen bestätigt das Experiment die zuvor im Frequenzbereich anhand der Sensitivitätsfunktionen ermittelte Performanzsteigerung.

Kartesischer Raum

In der ISO 9283 [194] werden verschiedene Kenngrößen und zugehörige Prüfmethoden zur Bewertung der Leistungsfähigkeit von IR beschrieben. Dabei ist unter anderem ein Würfel definiert, der ein größtmögliches Volumen des Arbeitsraums abdecken soll und auf das Weltkoordinatensystem des Roboters ausgerichtet ist. Die beispielhaft beschriebenen linearen und kreisförmigen Prüfbahnen befinden sich auf schrägen Ebenen innerhalb dieses Würfels.

Um ein möglichst anspruchsvolles Prüfzenario durchzuführen, wird im Rahmen dieser Arbeit eine daran angelehnte Prüfbahn, die in Abbildung 5.23 dargestellt ist, bestehend aus linearen und kreisförmigen Anteilen definiert. Der Start-

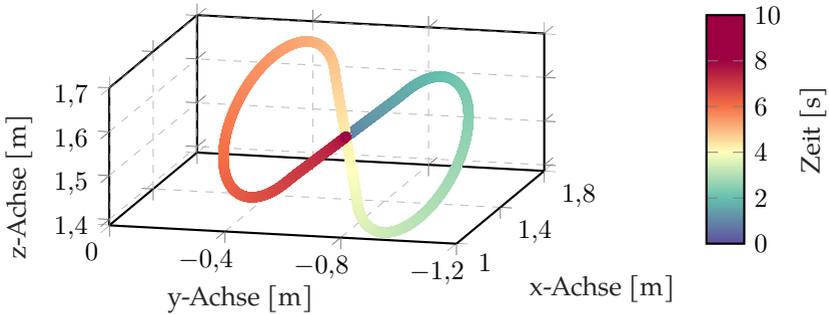


Abbildung 5.23: Prüfbahn zur kartesischen Validierung

und Endpunkt der Prüfbahn ist identisch, wobei jeweils der Beschleunigungs- und Abbremsvorgang von beziehungsweise auf Geschwindigkeit Null beinhaltet ist. Dadurch kann sowohl die Bahntreue als auch das Positionierungsverhalten mittels eines Validierungsszenarios beurteilt werden. Bei der P-PI führt aufgrund der stationären Genauigkeit des Geschwindigkeitsreglers eine Solltrajektorie mit konstanter Geschwindigkeit zu einem zur Positionsregelkreisverstärkung $K_{v,i}$ proportionalen Regelfehler. Wegen des Integralverhaltens zwischen Geschwindigkeit und Position wird durch die Addition der Sollgeschwindigkeit auf den Ausgang des Positionsreglers der Regelfehler für konstante Bahngeschwindigkeiten eliminiert. Die Wahl der Prüfbahn führt in Kombination mit der nichtlinearen Kinematik des Manipulators dazu, dass eine konstante TCP-Bahngeschwindigkeit zu einer variierenden Gelenksollgeschwindigkeit führt. Darüber hinaus stellt die Kopplung der Mehrkörperdynamik eine Störgröße dar, die durch die Regelung zu unterdrücken ist. Der durch den Einfluss der Kopplung der Mehrkörperdynamik entstehende Bahnfehler kann mittels einer modellbasierten Vorsteuerung zu weiten Teilen eliminiert werden. An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Verwendung einer modellbasierten Vorsteuerung lediglich die Größenordnung des Bahnfehlers skalieren würde. Die von der Vorsteuerung aufgrund von Modellungenauigkeit nicht berücksichtigte Dynamik würde wiederum als Störgröße wirken und gleichermaßen unterdrückt werden. Da der Fokus der Arbeit jedoch auf der Entwicklung einer Regelung

zur Verbesserung des Störunterdrückungsverhaltens liegt, wird auf eine solche Vorsteuerung während der Validierung verzichtet. Infolgedessen kann mittels des Szenarios trotz fehlender Prozesskräfte das Störunterdrückungsverhalten veranschaulicht werden.

In der Abbildung 5.24 ist der euklidischer Regelfehler für eine Bahngeschwindigkeit von 0,5 m/s sowohl für die P-PI als auch den LPV-Regler dargestellt. Zur Evaluierung der Performanz im kartesischen Raum wird die TCP-Soll- und TCP-Ist-Position auf Basis der Gelenksollpositionen beziehungsweise der gemessenen Gelenkpositionen unter Zuhilfenahme der Vorwärtstransformation berechnet. Die erzielte Verbesserung des LPV-Reglers entspricht den Erwartungen auf Basis der Validierung im Gelenkraum. Es können wiederum die \mathcal{L}_1 -, die \mathcal{L}_∞ -Norm und der MSE im Vergleich zur P-PI verbessert werden. Die ermittelten Fehlernormen sowie die prozentuale Verbesserung Δ sind in der Tabelle 5.4 aufgeführt.

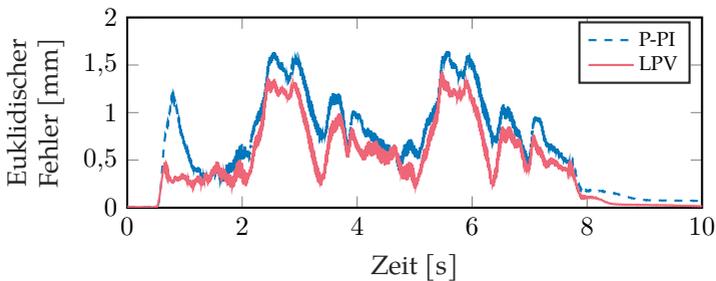


Abbildung 5.24: Euklidischer Regelfehler für die kartesische Prüfbahn

Tabelle 5.4: Fehlernormen des euklidischen Regelfehlers der kartesischen Prüfbahn gemäß Abbildung 5.23

Fehlermaß	P-PI	LPV	Δ [%]
\mathcal{L}_1 -Norm [mm]	6,55e3	4,77e3	-27
MSE [mm ²]	0,657	0,379	-42
\mathcal{L}_∞ -Norm [mm]	1,66	1,44	-13

5.6.2 Fräsbearbeitung

Die Bewertung der erzielbaren Performanz von Werkzeugmaschinen geschieht üblicherweise mittels direkter, messtechnischer Erfassung von Maschineneigenschaften im lastfreien Zustand [195]. Dabei werden Kenngrößen messtechnisch ermittelt, wie beispielsweise die Bahngenaugigkeit entsprechend dem Vorgehen im vorangegangenen Abschnitt 5.6.1. Ergänzend dazu werden zumeist Testwerkstücke gefertigt, mittels derer eine indirekte, jedoch anwendungsnahe Prüfung mehrerer Maschineneigenschaften sowie der Performanz innerhalb des Zielprozesses erfolgt. Durch die Kombination aus Maschinenverhalten und Prozess ist eine Zuordnung der resultierenden Abweichungen zu den Maschineneigenschaften nur bedingt möglich. Das Gesamtergebnis dieses Zusammenspiels ist jedoch entscheidend für die Anwendung und damit für die industrielle Akzeptanz. Eines dieser verschiedenen Testwerkstücke [196] ist das NAS-979-Testwerkstück [197] aus der Luft- und Raumfahrt, welches das weit verbreitete Kreis-Diamant-Quadrat-Muster beinhaltet. Aufgrund der weiten Verbreitung dieses Testwerkstücks wird im Rahmen dieser Arbeit ein an das NAS-979-Testwerkstück angelehntes Werkstück, dessen CAD-Modell in Abbildung 5.25 dargestellt ist, definiert.

Das Testwerkstück wird aus einem quaderförmigen Rohling aus der Aluminiumlegierung EN AW-2017A (AlCuMg1) mit den Außenabmessungen $150 \times 150 \times 50$ mm gefertigt. Für das Bearbeitungsexperiment wird ein TiAlN-beschichteter zylindrischer Schaftfräser mit einem Durchmesser von $d_f = 8$ mm

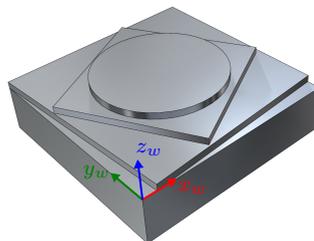


Abbildung 5.25: Testwerkstück angelehnt an NAS-979-Standard [197]

und $z_f = 4$ Schneiden in Kombination mit einem Asynchronspindelmotor mit einer Nennleistung von 2,2 kW eingesetzt. Die Parameter der Schnittgeschwindigkeit $v_c = 144,8 \text{ mm/min}$ und des Zahnvorschubs $f_t = 0,046 \text{ mm/Zahn}$ ergeben sich auf Basis der Materialeigenschaften gemäß dem Tabellenbuch Metall [198]. Auf der Grundlage dieser Werte resultiert die Spindeldrehzahl

$$n_f = \frac{v_c \cdot 1000}{\pi \cdot d_f} = 5760 \text{ 1/min} \quad (5.19)$$

und die Vorschubgeschwindigkeit in XY-Richtung

$$v_f = n_f z_f f_t = 1060 \text{ mm/min.} \quad (5.20)$$

Zur Bewertung des Verbesserungspotenzials des vorgeschlagenen Regelungsansatzes wird jeweils ein Werkstück mit der motorseitigen P-PI wie auch dem LPV-Regler gefertigt. Das für die Fertigung notwendige Steuerungsprogramm, das sowohl einen Schrupp- als auch Schlichtprozess beinhaltet, wird mittels einer handelsüblichen CAM-Software (SOLIDWORKS-CAM) generiert. Aus Gründen der Vergleichbarkeit werden die Rohlinge für beide Bearbeitungsdurchgänge möglichst identisch eingespannt. Die homogene Transformationsmatrix T_w^0 vom Werkstückkoordinatensystem KS_w in das Weltkoordinatensystem KS_0 ist gegeben durch

$$T_w^0 = \begin{bmatrix} 1,000 & -0,008 & -0,003 & 2,034 \\ 0,008 & 1,000 & -0,002 & -0,086 \\ 0,003 & 0,002 & 1,000 & 0,779 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (5.21)$$

Zur Sicherstellung eines stabilen Prozesses wurde die Vorschubgeschwindigkeit v_f , unter Vorgabe der maximalen Schnitttiefe $\max a_p = 1 \text{ mm}$ und Schnittbreite $a_e = 4 \text{ mm}$ während der Bearbeitung um 50 % verringert.

Die Auswertung der gefertigten Testwerkstücke erfolgt mittels eines FARO Vantage E6 Lasertrackers [199] und der zugehörigen Software FARO CAM2. Dadurch kann eine 3D-Vermessung des Werkstücks sowie ein Werkstück-zu-CAD-

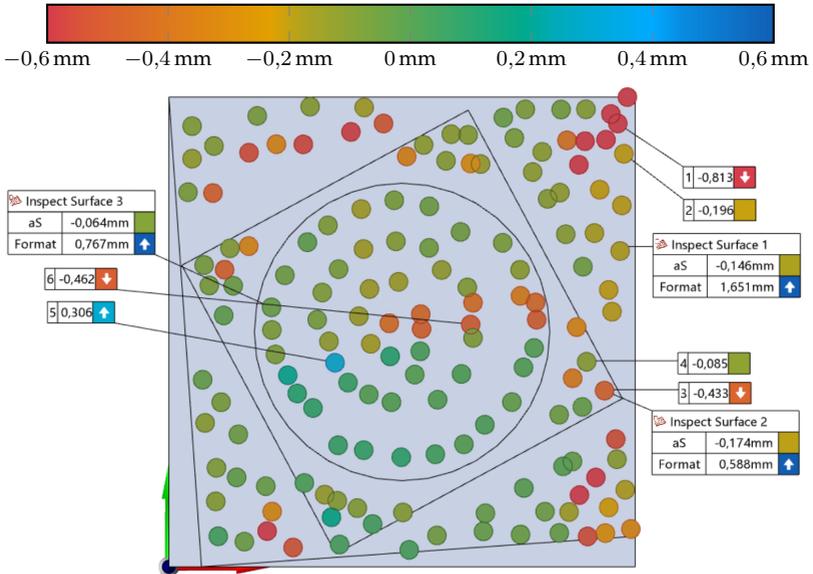
Vergleich durchgeführt werden. Hierfür wird das CAD-Modell zu den gemessenen Daten mithilfe dreier Referenzflächen ausgerichtet. Auf diese Weise lassen sich Messpunkte der nominellen Bauteiloberfläche zuordnen. Für den Vergleich zwischen motorseitiger P-PI und dem LPV-Regler werden die Oberflächen des Kreis-Diamant-Quadrat-Musters (nummeriert mit F_1 bis F_3) durch händische Führung des kugelförmigen Retroreflektors vermessen. Die Ergebnisse dieser Vermessung sind in der Abbildung 5.26 dargestellt.

Für jede dieser Oberflächen berechnet die Messtechnik-Software den Abstand sowohl entlang des Normalenvektors der nominalen Oberfläche („aS“) als auch zwischen dem Minimal- und Maximalwert („Format“). Zusätzlich sind für beide Testwerkstücke einzelne Werte signifikanter Messpunkte mit großen Abweichungen an annähernd den gleichen Positionen dargestellt. Die zugehörige Messwerte sind in der Tabelle 5.5 aufgelistet.

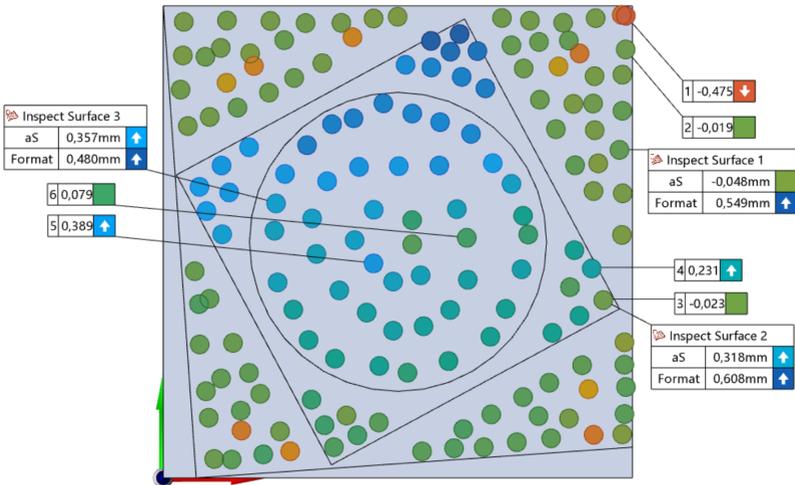
Die Abbildung und die Tabelle verdeutlichen, dass mit dem LPV-Regler im Vergleich zur motorseitigen P-PI eine Verringerung der maximalen Abweichungen von bis zu 67 % erzielt wird. Dennoch sind weiterhin Abweichungen von bis zu 0,6 mm vorhanden. Darüber hinaus besteht bei beiden Werkstücken eine Neigung der Oberfläche des kreisförmigen und des diamantenen Merkmals.

Tabelle 5.5: Messwerte der Testwerkstücke an den Messpunkten gemäß Abbildung 5.26

Messgröße	P-PI [mm]	LPV [mm]	Δ [%]
F_1 : aS	-0,146	-0,048	–
F_1 : Format	1,651	0,549	-66,8
F_1 : 1-2	0,617	0,456	-26,1
F_2 : aS	-0,174	0,318	–
F_2 : Format	0,588	0,608	3,3
F_2 : 3-4	0,348	0,208	-40,2
F_3 : aS	-0,064	0,357	–
F_3 : Format	0,767	0,480	-37,4
F_3 : 5-6	0,768	0,310	-59,6



(a) P-PI.



(b) LPV.

Abbildung 5.26: Vergleich der Messergebnisse der gefertigten Testwerkstücke

Eine mögliche Erklärung hierfür ist die kinematische Genauigkeit des eingesetzten Manipulators. Aufgrund von Fertigungs- und Montagetoleranzen sowie Strukturdeformation der Glieder weichen die geometrischen Parameter von ihren Nominalwerten ab, wodurch relative Fehler in Position und Orientierung resultieren. Dies hat zur Folge, dass mit dem LPV-Regler für einen der Messwerte (F_2 : Format) eine Verschlechterung um 3.3 % resultiert. Die Differenz der Messwerte von $20 \mu\text{m}$ liegt jedoch in der angegebenen Genauigkeitsklasse des Lasertrackers [199].

5.6.3 Diskussion

In diesem Unterkapitel wurde die experimentelle Untersuchung des vorgeschlagenen Regelungsansatzes zur antriebsbasierten Schwingungsdämpfung von IR mit gelenkseitiger Positionsmessung vorgestellt. Die Validierung am Experimentalsystem wurde sowohl im Zeit- und Frequenzbereich als auch im Gelenk- und kartesischem Raum durchgeführt. Anhanddessen wurde die praktische Funktionalität des Ansatzes im gesamten Arbeitsraum gezeigt. Trotz der vergleichsweise leicht zu implementierenden Regelungsstruktur wird eine Verbesserung zwischen 13 und 72 % im Vergleich zur P-PI erzielt. Außerdem ist mittels einer systematischen Methode der Nachweis der robusten Stabilität gegeben. Mit Hilfe des Trajektorienfolge- und Fräsbearbeitungsexperiments wurde beispielhaft die breite Einsatzfähigkeit des Ansatzes für Applikationen mit und ohne Prozesskräfte aufgezeigt. Darüber hinaus wird die besondere Bedeutung des vorgeschlagenen Beobachteransatzes hervorgehoben. Dieser trägt wesentlich dazu bei, dass trotz des vergleichsweise einfachen linearen Feder-Dämpfer-Modells eine signifikante Performanzverbesserung erzielt wird. An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass für das Experimentalsystem keine Vermessung und Adaption der kinematischen Parametern stattfand. Die Ergebnisse der Fräsbearbeitung unterstreichen einmal mehr, dass für ein gutes Gesamtergebnis neben einer guten Regelung unter anderem eine gute Bahnplanung sowie eine kinematische Kalibrierung notwendig sind.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die Steigerung der dynamischen Bahngenaugigkeit ist seit Jahrzehnten ein wichtiges Forschungsthema in der Industrierobotik. Es ist bekannt, dass die in den Roboter Gelenken verbauten Antriebsstränge hierbei limitierend wirken. Demgegenüber steht der Wunsch, einen größeren Marktanteil in Anwendungsgebieten mit hohen Anforderungen an die Bahngenaugigkeit zu erschließen.

Als möglichen Lösungsansatz für diese Problemstellung stellt diese Arbeit ein adaptives Regelungsverfahren für industrielle Roboter manipulatoren mit elastischen Antrieben und gelenkseitiger Positionsmessung vor. Das Regelverfahren basiert auf einem vergleichsweise einfach einzustellenden, linearen Regler, der durch einen von der Manipulatorkonfiguration abhängigen Anteil mit variablen Parametern erweitert wird, um die nichtlineare Roboterdynamik zu behandeln. Ein Schwerpunkt dieser Arbeit ist der Funktionsnachweis des entwickelten Verfahrens für ein Experimentalsystem, das dem industriellen Standard entspricht. Da sich noch kein nichtlinearer Regelungsansatz durchsetzen konnte, stellt die P-PI-Kaskadenregelung immer noch den Stand der Technik dar, weshalb diese als Vergleich herangezogen wird. Die erzielbare Verbesserung wird dabei, wie üblich für modellbasierte Regelungsansätze, durch die Modellunsicherheit, im vorliegenden Fall wesentlich durch das Getriebemodell, limitiert.

Zur Evaluation des entwickelten Regelungsverfahrens wurde jeweils ein Experiment mit und ohne Prozesskräfte durchgeführt, um einen großen Bereich an potentiellen Einsatzgebieten abzudecken. Das potentielle Einsatzgebiet des Ansatzes ist jedoch anwendungsunabhängig, da der vorgestellte Ansatz ohne ein spezielles Prozessmodell oder prozessspezifisches Wissen auskommt. Die Validierung wurde an einem einzigen Manipulator und ohne Variation der Traglast durchgeführt. Eine Veränderung der Traglast führt zu einer Variation

der Massenmatrix und kann ohne wesentliche Modifikation im Entwurf berücksichtigt werden.

Anhand eines Trajektorienfolgeexperiments wurde gezeigt, dass der Regelfehler sowohl im Gelenkraum als auch im kartesischen Raum reduziert wird. Zur Bewertung der erzielten Verbesserung wurden die Summe des Betrags, der mittlere quadratische und der maximale Regelfehler herangezogen. In Abhängigkeit der Manipulatorkonfiguration, des verwendeten Fehlermaßes sowie der Betrachtung im Gelenk- oder kartesischen Raum wird eine Steigerung der Bahngenauigkeit zwischen 13 % und 72 % im Vergleich zum Stand der Technik erzielt.

Darüber hinaus wurde ein Fräsversuch eines Testwerkstücks aus einer Aluminiumlegierung durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass neben einer guten Regelung ebenso weitere Aspekte wie die Bahnplanung und kinematische Kalibrierung essenziell sind. Bei Industrierobotern ist aufgrund der nichtlinearen Kinematik unter Umorientierung besonders die Kalibrierung der Roboterkinematik und die gewählte Bearbeitungsstrategie hervorzuheben. Weiterhin zeigen die Ergebnisse, dass der entwickelte Ansatz die Performanz soweit verbessert, dass eine Metallbearbeitung mit Genauigkeitsanforderungen im Submillimeterbereich realisiert werden kann. Der Einsatz erscheint besonders vielversprechend für die Bearbeitung großvolumiger Bauteile aus leicht zerspanbaren Materialien.

Es ist zu beachten, dass bei dem vorgeschlagenen Lösungsansatz die in den Gelenken verbauten Antriebe zur Bedämpfung der auftretenden Schwingung und damit zur Steigerung der dynamischen Bahngenauigkeit verwendet werden. Infolgedessen können aufgrund der Stellgrößenbegrenzung der Antriebe keine beliebigen Störgrößen bedämpft werden. Darüber hinaus wird eine ausreichende Dynamik der Antriebe im Verhältnis zu den zu bedämpfenden Eigenfrequenzen benötigt. Daran ist ersichtlich, dass der Regelungsansatz bei vergleichsweise geringen und schwach gedämpften Eigenfrequenzen ein höheres Verbesserungspotenzial aufweist. Dies zeigt sich insbesondere aufgrund des Ansatzes als Regelung unter dem Einfluss von Störkräften. Gleichzeitig weist das Regelungsverfahren eine hohe Robustheit auf, womit ein inhärenter Konser-

vatismus einhergeht. Dies ist wichtig für die initiale industrielle Akzeptanz und ein Unterscheidungsmerkmal zu den meisten in der Literatur vorgeschlagenen nichtlinearen Regelungsansätzen.

Des Weiteren wird nochmals explizit darauf hingewiesen, dass der Einfluss der Nachgiebigkeit der Strukturelemente mittels der gelenkseitigen Positionsmessung nicht erfasst wird. Infolgedessen verbessert der vorgestellte Ansatz diesen Einfluss lediglich indirekt über die Kopplung des Mehrkörpersystems. Der vorgeschlagene Ansatz ist vor allem für Manipulatoren sinnvoll, bei denen die dominierende Elastizität in der Rotationsachse der Gelenke liegt.

Neben dem im Rahmen dieser Arbeit erzielten Nachweis der Funktionsweise des entwickelten Verfahrens existieren angrenzende Fragestellungen, die potenzielle Anknüpfungspunkte für zukünftige Forschungstätigkeiten bieten. Die aus dem Stand der Technik bekannte Nichtlinearität der Gelenksteifigkeit wird bisher nicht explizit im Reglerentwurf berücksichtigt. Es ist bekannt, dass die Gelenksteifigkeit in Abhängigkeit der Gelenktorsion variiert. Da diese über die gelenkseitige Positionsmessung indirekt im Betrieb erfasst wird, ist prinzipiell eine erweiterte Modellierung mit einer zusätzlichen linearen Abhängigkeit mittels der LPV-Methodik realisierbar. Hierbei ist zu untersuchen, ob die zusätzliche Komplexität bei der Modellierung, Identifikation und dem Reglerentwurf in Relation zur Performanzverbesserung durch die Verringerung des Grades an Konservatismus steht. Aufgrund des angestrebten Kompromisses aus Pragmatismus und theoretischer Fundiertheit wurde im Rahmen dieser Arbeit auf die explizite Berücksichtigung dieser zusätzlichen Abhängigkeit verzichtet. Aus forschungstechnischer Sicht ist die multivariable LPV-Modellierung jedoch ein interessanter Ansatz.

Durch den Einsatz industrieller HW- und SW-Komponenten ist die prinzipielle Übertragbarkeit in die Industrie gegeben. Mittels des systematischen Vorgehens zur Auslegung des adaptiven Reglers und der vergleichsweise einfachen Reglerstruktur kann der Entwurf weitestgehend automatisiert, jedoch zumindest systematisiert, werden, sodass die Inbetriebnahme durch einen Servicetechniker realisierbar ist.

Literatur

- [1] A. Grau, M. Indri, L. Lo Bello und T. Sauter. „Industrial robotics in factory automation: From the early stage to the Internet of Things“. In: *IECON 2017 - 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*. IEEE, 2017, S. 6159–6164. ISBN: 978-1-5386-1127-2. DOI: 10.1109/IECON.2017.8217070.
- [2] International Federation of Robotics. *World Robotics 2021: Industrial Robots*. Hrsg. von VDMA Services GmbH. 2022.
- [3] B. Siciliano und O. Khatib. *Springer Handbook of Robotics*. Cham: Springer International Publishing, 2016. ISBN: 9783319325507.
- [4] A. Verl, A. Valente, S. Melkote, C. Brecher, E. Ozturk und L. T. Tunc. „Robots in machining“. In: *CIRP Annals* 68.2 (2019), S. 799–822. ISSN: 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2019.05.009.
- [5] Z. Zhu, X. Tang, C. Chen, F. Peng, R. Yan, L. Zhou, Z. Li und J. Wu. „High precision and efficiency robotic milling of complex parts: challenges, approaches and trends“. In: *Chinese Journal of Aeronautics* (2021). ISSN: 10009361. DOI: 10.1016/j.cja.2020.12.030.
- [6] I. Iglesias, M. A. Sebastián und J. E. Ares. „Overview of the State of Robotic Machining: Current Situation and Future Potential“. In: *Procedia Engineering* 132 (2015), S. 911–917. ISSN: 18777058. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.577.
- [7] R. Bogue. „Cutting robots: a review of technologies and applications“. In: *Industrial Robot: An International Journal* 35.5 (2008), S. 390–396. DOI: 10.1108/01439910810893554.

- [8] D. Zhu, X. Feng, X. Xu, Z. Yang, W. Li, S. Yan und H. Ding. „Robotic grinding of complex components: A step towards efficient and intelligent machining – challenges, solutions, and applications“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 65 (2020), S. 101908. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2019.101908.
- [9] P. M. Bhatt, R. K. Malhan, A. V. Shembekar, Y. J. Yoon und S. K. Gupta. „Expanding capabilities of additive manufacturing through use of robotics technologies: A survey“. In: *Additive Manufacturing* 31 (2020), S. 100933. ISSN: 22148604. DOI: 10.1016/j.addma.2019.100933.
- [10] L. Sweet und M. Good. „Re-definition of the robot motion control problem: Effects of plant dynamics, drive system constraints, and user requirements“. In: *The 23rd IEEE Conference on Decision and Control*. IEEE, 1984, S. 724–732. DOI: 10.1109/CDC.1984.272105.
- [11] M. W. Spong. „Modeling and Control of Elastic Joint Robots“. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 109.4 (1987), S. 310–318. ISSN: 00220434. DOI: 10.1115/1.3143860.
- [12] M. Pettersson und J. Olvander. „Drive Train Optimization for Industrial Robots“. In: *IEEE Transactions on Robotics* 25.6 (2009), S. 1419–1424. ISSN: 1552-3098. DOI: 10.1109/TR0.2009.2028764.
- [13] J. W. Sensinger und J. H. Lipsey. „Cycloid vs. harmonic drives for use in high ratio, single stage robotic transmissions“. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Piscataway, NJ: IEEE, 2012, S. 4130–4135. ISBN: 978-1-4673-1405-3. DOI: 10.1109/ICRA.2012.6224739.
- [14] L. Yuan, Z. Pan, D. Ding, S. Sun und W. Li. „A Review on Chatter in Robotic Machining Process Regarding Both Regenerative and Mode Coupling Mechanism“. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 23.5 (2018), S. 2240–2251. ISSN: 1083-4435. DOI: 10.1109/TMECH.2018.2864652.

-
- [15] P. Mesmer, M. Neubauer, A. Lechler und A. Verl. „Drive-Based Vibration Damping Control for Robot Machining“. In: *IEEE Robotics and Automation Letters* 5.2 (2020), S. 564–571. DOI: 10.1109/LRA.2019.2960723.
- [16] P. Mesmer, M. Neubauer, A. Lechler und A. Verl. „Challenges of Linearization-based Control of Industrial Robots with Cycloidal Drives“. In: *2021 IEEE International Conference on Mechatronics (ICM)*. IEEE, 2021, S. 1–8. ISBN: 978-1-7281-4442-9. DOI: 10.1109/ICM46511.2021.9385627.
- [17] P. Mesmer, M. Neubauer, A. Lechler und A. Verl. „Robust design of independent joint control of industrial robots with secondary encoders“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 73 (2022), S. 102232. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2021.102232.
- [18] P. Mesmer, P. Nagel, A. Lechler und A. Verl. „Modeling and Identification of Hysteresis in Robot Joints with Cycloidal Drives“. In: *2022 IEEE 17th International Conference on Advanced Motion Control (AMC)*. IEEE, 2022, S. 358–363. ISBN: 978-1-7281-7711-3. DOI: 10.1109/AMC51637.2022.9729274.
- [19] P. Mesmer, P. Riedel, A. Lechler und A. Verl. „Investigation and Compensation of Hysteresis in Robot Joints with Cycloidal Drives“. In: *Annals of Scientific Society for Assembly, Handling and Industrial Robotics*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2022, angenommen, noch nicht veröffentlicht.
- [20] P. Mesmer, C. Hinze, A. Lechler und A. Verl. „Gain-Scheduled Drive-based Damping Control for Industrial Robots“. In: *2022 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*. IEEE, 2022, S. 1706–1713. ISBN: 978-1-6654-1308-4. DOI: 10.1109/AIM52237.2022.9863417.
- [21] A. Albu-Schäffer. „Regelung von Robotern mit elastischen Gelenken am Beispiel der DLR-Leichtbauarme“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2002.

- [22] M. Thümmel. „Modellbasierte Regelung mit nichtlinearen inversen Systemen und Beobachtern von Robotern mit elastischen Gelenken“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2006.
- [23] U. Schneider, M. Momeni-K, M. Ansaloni und A. Verl. „Stiffness modeling of industrial robots for deformation compensation in machining“. In: *2014 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. Piscataway, NJ: IEEE, 2014, S. 4464–4469. ISBN: 978-1-4799-6934-0. DOI: 10.1109/IR0S.2014.6943194.
- [24] J. Denavit und R. S. Hartenberg. „A Kinematic Notation for Lower-Pair Mechanisms Based on Matrices“. In: *ASME Journal of Applied Mechanics* 77 (1955), S. 215–221.
- [25] Siciliano, B., Sciavicco, L., Villani, L., Oriolo, G. *Robotics - Modelling, Planning and Control*. London: Springer London, 2009. ISBN: 978-1-84628-641-4. DOI: 10.1007/978-1-84628-642-1.
- [26] G. Ferretti, G. Magnani und P. Rocco. „Modeling, identification, and compensation of pulsating torque in permanent magnet AC motors“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 45.6 (1998), S. 912–920. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/41.735335.
- [27] S. Maier. „Adaptive Kompensation sinusförmiger Störungen im Antriebsstrang von Robotern“. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [28] H.K. Tonshoff und J. Kummetz. „Active compensation of kinematic transmission errors in servo drives for machine tools and robots“. In: *Proceedings of the 1999 American control conference*. American Automatic Control Council, 1999, 2590–2594 vol.4. ISBN: 0-7803-4990-3. DOI: 10.1109/ACC.1999.786532.
- [29] M. Ruderman und T. Bertram. „Modeling and observation of hysteresis lost motion in elastic robot joints“. In: *IFAC Proceedings Volumes* 45.22 (2012), S. 13–18. ISSN: 14746670. DOI: 10.3182/20120905-3-HR-2030-00061.

- [30] T. Tjahjowidodo, F. Al-Bender und H. van Brussel. „Theoretical modeling and experimental identification of nonlinear torsional behaviour in harmonic drives“. In: *Mechatronics* 23.5 (2013), S. 497–504. ISSN: 09574158. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2013.04.002.
- [31] S.-K. Sul. *Control of electric machine drive system*. Bd. 23. IEEE Press Series on Power Engineering. Hoboken: Wiley, 2011. ISBN: 9780470590799. DOI: 10.1002/9780470876541.
- [32] D. Schröder. *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. 4. Auflage. Berlin und Heidelberg: Springer Vieweg, 2015. ISBN: 9783642300950. DOI: 10.1007/978-3-642-30096-7.
- [33] J. W. Umland und M. Safiuddin. „Magnitude and symmetric optimum criterion for the design of linear control systems: what is it and how does it compare with the others?“ In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 26.3 (1990), S. 489–497. ISSN: 00939994. DOI: 10.1109/28.55967.
- [34] Nabtesco Corporation. *Precision Reduction Gear RV: N Series*. Hrsg. von Nabtesco Corporation. <https://www.nabtescomotioncontrol.com/pdfs/rv-n-e.pdf>, zuletzt geprüft am 21.05.2022. 2016.
- [35] J. W. Sensinger. „Unified Approach to Cycloid Drive Profile, Stress, and Efficiency Optimization“. In: *Journal of Mechanical Design* 132.2 (2010), S. 108. ISSN: 0161-8458. DOI: 10.1115/1.4000832.
- [36] M. Ruderman und M. Iwasaki. „Sensorless Torsion Control of Elastic-Joint Robots With Hysteresis and Friction“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 63.3 (2016), S. 1889–1899. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2015.2453415.
- [37] H. Olsson, K. J. Åström, C. Canudas de Wit, M. Gäfvert und P. Lischinsky. „Friction Models and Friction Compensation“. In: *European Journal of Control* 4.3 (1998), S. 176–195. ISSN: 09473580. DOI: 10.1016/S0947-3580(98)70113-X.

- [38] A. Wahrburg, S. Klose, D. Clever, T. Groth, S. Moberg, J. Styrud und H. Ding. „Modeling Speed-, Load-, and Position-Dependent Friction Effects in Strain Wave Gears“. In: *2018 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. Hrsg. von K. Lynch. Piscataway, NJ: IEEE, 2018, S. 2095–2102. ISBN: 978-1-5386-3081-5. DOI: 10.1109/ICRA.2018.8461043.
- [39] S. Wolf und M. Iskandar. „Extending a Dynamic Friction Model with Nonlinear Viscous and Thermal Dependency for a Motor and Harmonic Drive Gear“. In: *2018 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. Hrsg. von K. Lynch. Piscataway, NJ: IEEE, 2018, S. 783–790. ISBN: 978-1-5386-3081-5. DOI: 10.1109/ICRA.2018.8460613.
- [40] E. Madsen, O. S. Rosenlund, D. Brandt und X. Zhang. „Comprehensive modeling and identification of nonlinear joint dynamics for collaborative industrial robot manipulators“. In: *Control Engineering Practice* 101 (2020), S. 104462. ISSN: 09670661. DOI: 10.1016/j.conengprac.2020.104462.
- [41] L. Simoni, M. Beschi, G. Legnani und A. Visioli. „Modelling the temperature in joint friction of industrial manipulators“. In: *Robotica* 37.5 (2019), S. 906–927. ISSN: 0263-5747. DOI: 10.1017/S0263574717000509.
- [42] B. Bona und M. Indri. „Friction Compensation in Robotics: an Overview“. In: *2005 44th IEEE Conference on Decision and Control & European Control Conference*. Piscataway, N.J: Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2005, S. 4360–4367. ISBN: 0-7803-9567-0. DOI: 10.1109/CDC.2005.1582848.
- [43] M. Ruderman. „Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen“. Dissertation. Dortmund: Technische Universität Dortmund, 2012. DOI: 10.17877/DE290R-4865.
- [44] M. Kurze. „Modellbasierte Regelung von Robotern mit elastischen Gelenken ohne abtriebsseitige Sensorik“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2008.

- [45] R. Pintelon und J. Schoukens. *System identification: A frequency domain approach*. Second edition. MATLAB examples. Hoboken, N.J, Piscataway, NJ und Piscataway, New Jersey: Wiley IEEE Press und IEEE Xplore, 2012. ISBN: 9780470640371.
- [46] L. Ljung. *System identification: Theory for the user*. 2. ed., 14. printing. Prentice Hall information and system sciences series. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall PTR, 2012. ISBN: 9780136566953.
- [47] M. Gautier und W. Khalil. „A direct determination of minimum inertial parameters of robots“. In: *Robotics and Automation, 5th IEEE International Conference on, 1988*. Los Alamitos: IEEE Computer Society Press, 1988, S. 1682–1687. ISBN: 0-8186-0852-8. DOI: 10.1109/ROBOT.1988.12308.
- [48] M. Gautier und W. Khalil. „Direct calculation of minimum set of inertial parameters of serial robots“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 6.3 (1990), S. 368–373. ISSN: 1042296X. DOI: 10.1109/70.56655.
- [49] Jan Swevers, Walter Verdonck und Joris De Schutter. „Dynamic Model Identification for Industrial Robots“. In: *IEEE Control Systems* 27.5 (2007), S. 58–71. ISSN: 1066-033X. DOI: 10.1109/MCS.2007.904659.
- [50] A. Klimchik, Y. Wu, S. Caro, C. Dumas, B. Furet und A. Pashkevich. „Modelling of the gravity compensators in robotic manufacturing cells“. In: *IFAC Proceedings Volumes* 46.9 (2013), S. 790–795. ISSN: 14746670. DOI: 10.3182/20130619-3-RU-3018.00054.
- [51] H. N. Huynh, H. Assadi, E. Rivière-Lorphèvre, O. Verlinden und K. Ahmadi. „Modelling the dynamics of industrial robots for milling operations“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 61 (2020), S. 101852. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2019.101852.
- [52] J. Swevers, C. Ganseman, D. B. Tukel, J. de Schutter und H. van Brussel. „Optimal robot excitation and identification“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 13.5 (1997), S. 730–740. ISSN: 1042296X. DOI: 10.1109/70.631234.

- [53] M. Gautier und W. Khalil. „Exciting Trajectories for the Identification of Base Inertial Parameters of Robots“. In: *The International Journal of Robotics Research* 11.4 (1992), S. 362–375. ISSN: 0278-3649. DOI: 10.1177/027836499201100408.
- [54] W. Rackl, R. Lampariello und G. Hirzinger. „Robot excitation trajectories for dynamic parameter estimation using optimized B-splines“. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 2012*. Piscataway, NJ: IEEE, 2012, S. 2042–2047. ISBN: 978-1-4673-1405-3. DOI: 10.1109/ICRA.2012.6225279.
- [55] F. Pfeiffer und J. Holzl. „Parameter identification for industrial robots“. In: *Proceedings of 1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Piscataway, NJ: IEEE Service Center, 1995, S. 1468–1476. ISBN: 0-7803-1965-6. DOI: 10.1109/ROBOT.1995.525483.
- [56] W. Khalil, M. Gautier und P. Lemoine. „Identification of the payload inertial parameters of industrial manipulators“. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2007*. Piscataway, NJ: IEEE Service Center, 2007, S. 4943–4948. ISBN: 1-4244-0602-1. DOI: 10.1109/ROBOT.2007.364241.
- [57] E. Abele, M. Weigold und S. Rothenbücher. „Modeling and Identification of an Industrial Robot for Machining Applications“. In: *CIRP Annals* 56.1 (2007), S. 387–390. ISSN: 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2007.05.090.
- [58] G. Alici und B. Shirinzadeh. „Enhanced stiffness modeling, identification and characterization for robot manipulators“. In: *IEEE Transactions on Robotics* 21.4 (2005), S. 554–564. ISSN: 1552-3098. DOI: 10.1109/TR0.2004.842347.
- [59] C. Dumas, S. Caro, M. Chérif, S. Garnier und B. Furet. „A methodology for joint stiffness identification of serial robots“. In: *The IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. Piscataway, NJ: IEEE, 2010, S. 464–469. ISBN: 978-1-4244-6674-0. DOI: 10.1109/IR05.2010.5652140.

-
- [60] Y. Zhang, K. Guo, J. Sun und Y. Sun. „Method of Postures Selection for Industrial Robot Joint Stiffness Identification“. In: *IEEE Access* 9 (2021), S. 62583–62592. DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3073671.
- [61] E. Wernholt. „Multivariable Frequency-Domain Identification of Industrial Robots“. Dissertation. Linköping, Sweden: Linköping University, 2007.
- [62] G. Zames. „Feedback and optimal sensitivity: Model reference transformations, multiplicative seminorms, and approximate inverses“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 26.2 (1981), S. 301–320. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/TAC.1981.1102603.
- [63] M. Safonov und M. Athans. „A multiloop generalization of the circle criterion for stability margin analysis“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 26.2 (1981), S. 415–422. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/TAC.1981.1102595.
- [64] J. Doyle und G. Stein. „Multivariable feedback design: Concepts for a classical/modern synthesis“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 26.1 (1981), S. 4–16. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/TAC.1981.1102555.
- [65] M. G. Safonov. „Origins of robust control: Early history and future speculations“. In: *Annual Reviews in Control* 36.2 (2012), S. 173–181. ISSN: 13675788. DOI: 10.1016/j.arcontrol.2012.09.001.
- [66] MathWorks. *Control System Toolbox: User’s Guide*. The MathWorks, Inc., Natick, MA, 2020.
- [67] S. Skogestad und I. Postlethwaite. *Multivariable feedback control: Analysis and design*. 2. ed., reprint. Chichester: Wiley, 2009. ISBN: 9780470011683.
- [68] K. Zhou und J. Doyle. *Essentials of Robust Control*. Prentice Hall International, Inc., 1998.
- [69] J. Doyle, B. A. Francis und A. R. Tannenbaum. „Feedback Control Theory“. In: Courier Corporation, 2013.

- [70] P. Gahinet und P. Apkarian. „A linear matrix inequality approach to H_∞ control“. In: *International Journal of Robust and Nonlinear Control* 4.4 (1994), S. 421–448. ISSN: 10498923. DOI: 10.1002/rnc.4590040403.
- [71] K. J. Åström und R. M. Murray. *Feedback systems: An introduction for scientists and engineers*. Princeton, NJ: Princeton Univ. Press, 2008. ISBN: 9780691135762.
- [72] G. Stein. „Respect the unstable“. In: *IEEE Control Systems* 23.4 (2003), S. 12–25. ISSN: 1066-033X. DOI: 10.1109/MCS.2003.1213600.
- [73] A. Weinmann. *Uncertain Models and Robust Control*. Wien und New York: Springer-Verlag, 1991. ISBN: 978-3-7091-6711-3. DOI: 10.1007/978-3-7091-6711-3.
- [74] J. C. Doyle, K. Glover, P. P. Khargonekar und B. A. Francis. „State-space solutions to standard H_2 and H_∞ control problems“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 34.8 (1989), S. 831–847. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/9.29425.
- [75] A. Nemirovskii. „Several NP-hard problems arising in robust stability analysis“. In: *Mathematics of Control, Signals, and Systems* 6.2 (1993), S. 99–105. ISSN: 0932-4194. DOI: 10.1007/BF01211741.
- [76] P. Apkarian und D. Noll. „Nonsmooth H_∞ Synthesis“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 51.1 (2006), S. 71–86. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/TAC.2005.860290.
- [77] P. Apkarian und D. Noll. „Nonsmooth optimization for multiband frequency domain control design“. In: *Automatica* 43.4 (2007), S. 724–731. ISSN: 00051098. DOI: 10.1016/j.automatica.2006.08.031.
- [78] P. Apkarian, M. N. Dao und D. Noll. „Parametric Robust Structured Control Design“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 60.7 (2015), S. 1857–1869. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/TAC.2015.2396644.

-
- [79] P. Gahinet und P. Apkarian. „Decentralized and fixed-structure H_∞ control in MATLAB“. In: *2011 50th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference*. Piscataway, NJ: IEEE, 2011, S. 8205–8210. ISBN: 978-1-61284-801-3. DOI: 10.1109/CDC.2011.6160298.
- [80] J.S. Shamma und M. Athans. „Gain scheduling: potential hazards and possible remedies“. In: *IEEE Control Systems* 12.3 (1992), S. 101–107. ISSN: 1066-033X. DOI: 10.1109/37.165527.
- [81] J. S. Shamma und M. Athans. „Analysis of gain scheduled control for nonlinear plants“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 35.8 (1990), S. 898–907. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/9.58498.
- [82] W. J. Rugh und J. S. Shamma. „Research on gain scheduling“. In: *Automatica* 36.10 (2000), S. 1401–1425. ISSN: 00051098. DOI: 10.1016/S0005-1098(00)00058-3.
- [83] D. J. Leith und W. E. Leithead. „Survey of gain-scheduling analysis and design“. In: *International Journal of Control* 73.11 (2000), S. 1001–1025. ISSN: 0020-7179. DOI: 10.1080/002071700411304.
- [84] Jeff S. Shamma. „Analysis and design of gain scheduled control systems.“ Dissertation. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 1988.
- [85] A. Packard und M. Kantner. „Gain scheduling the LPV way“. In: *Proceedings of the 35th IEEE Conference on Decision and Control*. Piscataway: IEEE, 1997, S. 3938–3941. ISBN: 0-7803-3590-2. DOI: 10.1109/CDC.1996.577296.
- [86] C. Hoffmann und H. Werner. „A Survey of Linear Parameter-Varying Control Applications Validated by Experiments or High-Fidelity Simulations“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 23.2 (2015), S. 416–433. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2014.2327584.
- [87] R. A. Nichols, R. T. Reichert und W. J. Rugh. „Gain scheduling for H-infinity controllers: a flight control example“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 1.2 (1993), S. 69–79. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/87.238400.

- [88] K. Zavari, G. Pipeleers und J. Swevers. „Gain-Scheduled Controller Design: Illustration on an Overhead Crane“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 61.7 (2014), S. 3713–3718. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2013.2270213.
- [89] A. Forrai, T. Ueda und T. Yumura. „Electromagnetic Actuator Control: A Linear Parameter-Varying (LPV) Approach“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 54.3 (2007), S. 1430–1441. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2007.893077.
- [90] X. Wei und L. del Re. „Gain Scheduled H_∞ Control for Air Path Systems of Diesel Engines Using LPV Techniques“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 15.3 (2007), S. 406–415. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2007.894633.
- [91] S. M. Hashemi, H. S. Abbas und H. Werner. „LPV modelling and control of a 2-DOF robotic manipulator using PCA-based parameter set mapping“. In: *Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*. Piscataway, NJ: IEEE, 2009, S. 7418–7423. ISBN: 978-1-4244-3871-6. DOI: 10.1109/CDC.2009.5400621.
- [92] O. Sename, D. Simon und M. B. Gaid. „A LPV approach to control and real-time scheduling codesign: Application to a robot-arm control“. In: *47th IEEE Conference on Decision and Control, 2008*. Piscataway, NJ: IEEE, 2008, S. 4891–4897. ISBN: 978-1-4244-3123-6. DOI: 10.1109/CDC.2008.4738778.
- [93] Z. Yu, H. Chen und P.-y. Woo. „Gain Scheduled LPV H_∞ Control Based on LMI Approach for a Robotic Manipulator“. In: *Journal of Robotic Systems* 19.12 (2002), S. 585–593. ISSN: 0741-2223. DOI: 10.1002/rob.10062.
- [94] T. Namerikawa, M. Fujita und F. Matsumura. „A linear parameter varying approach to a gain scheduled flexible joint robot“. In: *1996 4th International Workshop on Advanced Motion Control Proceedings*. Piscataway: IEEE, 1996, S. 653–656. ISBN: 0-7803-3219-9. DOI: 10.1109/AMC.1996.509325.

-
- [95] H. K. Khalil. *Nonlinear systems*. 3. ed. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 2002. ISBN: 0131227408.
- [96] P. Lopes dos Santos, T. P. Azevedo Perdicoulis, C. Novara, J. A. Ramos und D. E. Rivera. *Linear Parameter-Varying System Identification*. WORLD SCIENTIFIC, 2011. ISBN: 978-981-4355-44-5. DOI: 10.1142/8186.
- [97] R. Tóth. *Modeling and Identification of Linear Parameter-Varying Systems*. Bd. 403. Lecture Notes in Control and Information Sciences. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN: 9783642138126. DOI: 10.1007/978-3-642-13812-6.
- [98] P. Apkarian, P. Gahinet und G. Becker. „Self-scheduled H_∞ control of linear parameter-varying systems: a design example“. In: *Automatica* 31.9 (1995), S. 1251–1261. ISSN: 00051098. DOI: 10.1016/0005-1098(95)00038-X.
- [99] G. Becker und A. Packard. „Robust performance of linear parametrically varying systems using parametrically-dependent linear feedback“. In: *Systems & Control Letters* 23.3 (1994), S. 205–215. ISSN: 01676911. DOI: 10.1016/0167-6911(94)90006-X.
- [100] P. Tomei. „A simple PD controller for robots with elastic joints“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 36.10 (1991), S. 1208–1213. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/9.90238.
- [101] P. Rouchon, M. Fliess, J. Levine und P. Martin. „Flatness, motion planning and trailer systems“. In: *IEEE Decision and Control, 1993*. Piscataway: IEEE, 1993, S. 2700–2705. ISBN: 0-7803-1298-8. DOI: 10.1109/CDC.1993.325686.
- [102] A. de Luca. „Feedforward/feedback laws for the control of flexible robots“. In: *Robotics and Automation, 2000 IEEE International Conference*. Piscataway: IEEE, 2000, S. 233–240. ISBN: 0-7803-5886-4. DOI: 10.1109/ROBOT.2000.844064.

- [103] W. M. Grimm. „Robustness analysis of nonlinear decoupling for elastic-joint robots“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 6.3 (1990), S. 373–377. ISSN: 1042296X. DOI: 10.1109/70.56656.
- [104] A. de Luca, R. Farina und P. Lucibello. „On the Control of Robots with Visco-Elastic Joints“. In: *2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. Piscataway, N.J: IEEE, 2005, S. 4297–4302. ISBN: 0-7803-8914-X. DOI: 10.1109/ROBOT.2005.1570781.
- [105] A. de Luca und B. Siciliano. „Inversion-based nonlinear control of robot arms with flexible links“. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 16.6 (1993), S. 1169–1176. ISSN: 0731-5090. DOI: 10.2514/3.21142.
- [106] Reiner, Matthias J. „Modellierung und Steuerung von strukturelastischen Robotern“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2010.
- [107] K. Khorasani und P. V. Kokotovic. „Feedback linearization of a flexible manipulator near its rigid body manifold“. In: *Systems & Control Letters* 6.3 (1985), S. 187–192. ISSN: 01676911. DOI: 10.1016/0167-6911(85)90039-8.
- [108] M. Spong, K. Khorasani und P. Kokotovic. „An integral manifold approach to the feedback control of flexible joint robots“. In: *IEEE Journal on Robotics and Automation* 3.4 (1987), S. 291–300. ISSN: 0882-4967. DOI: 10.1109/JRA.1987.1087102.
- [109] J. Kim. „Two-Time Scale Control of Flexible Joint Robots With an Improved Slow Model“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 65.4 (2018), S. 3317–3325. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2017.2748040.
- [110] R. Kelly und V. Santibanez. „Global regulation of elastic joint robots based on energy shaping“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 43.10 (1998), S. 1451–1456. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/9.720506.

-
- [111] W.-S. Wang und C.-H. Liu. „Controller design and implementation for industrial robots with flexible joints“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 39.5 (1992), S. 379–391. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/41.161469.
- [112] X. Yin, L. Pan und S. Cai. „Robust adaptive fuzzy sliding mode trajectory tracking control for serial robotic manipulators“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 72 (2021), S. 101884. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2019.101884.
- [113] Y. Pan, H. Wang, X. Li und H. Yu. „Adaptive Command-Filtered Backstepping Control of Robot Arms With Compliant Actuators“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 26.3 (2018), S. 1149–1156. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2017.2695600.
- [114] Y. Liu, Z. Li, H. Su und C.-Y. Su. „Whole-Body Control of an Autonomous Mobile Manipulator Using Series Elastic Actuators“. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 26.2 (2021), S. 657–667. ISSN: 1083-4435. DOI: 10.1109/TMECH.2021.3060033.
- [115] L. Dai, Y. Yu, D.-H. Zhai, T. Huang und Y. Xia. „Robust Model Predictive Tracking Control for Robot Manipulators With Disturbances“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 68.5 (2021), S. 4288–4297. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2020.2984986.
- [116] T. A. Khaled, O. Akhrif und I. A. Bonev. „Dynamic Path Correction of an Industrial Robot Using a Distance Sensor and an ADRC Controller“. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 26.3 (2021), S. 1646–1656. ISSN: 1083-4435. DOI: 10.1109/TMECH.2020.3026994.
- [117] K. Shojaei, A. Kazemy und A. Chatraei. „An Observer-Based Neural Adaptive PID2 Controller for Robot Manipulators Including Motor Dynamics With a Prescribed Performance“. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 26.3 (2021), S. 1689–1699. ISSN: 1083-4435. DOI: 10.1109/TMECH.2020.3028968.

- [118] J. Hu, C. Li, Z. Chen und B. Yao. „Precision Motion Control of a 6-DoFs Industrial Robot With Accurate Payload Estimation“. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 25.4 (2020), S. 1821–1829. ISSN: 1083-4435. DOI: 10.1109/TMECH.2020.2994231.
- [119] A. Albu-Schäffer, C. Ott und G. Hirzinger. „A Unified Passivity-based Control Framework for Position, Torque and Impedance Control of Flexible Joint Robots“. In: *The International Journal of Robotics Research* 26.1 (2007), S. 23–39. ISSN: 0278-3649. DOI: 10.1177/0278364907073776.
- [120] F. Petit und A. Albu-Schaffer. „State feedback damping control for a multi DOF variable stiffness robot arm“. In: *2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. IEEE, 2011, S. 5561–5567. ISBN: 978-1-61284-386-5. DOI: 10.1109/ICRA.2011.5980207.
- [121] M. Iskandar, C. Ott, O. Eiberger, M. Keppler, A. Albu-Schaffer und A. Dietrich. „Joint-Level Control of the DLR Lightweight Robot SARA“. In: *2020 IEEE/RSJ International Conference*. IEEE, 2020, S. 8903–8910. DOI: 10.1109/IR0545743.2020.9340700.
- [122] T. Brogårdh. „Robot Control Overview: An Industrial Perspective“. In: *Modeling, Identification and Control: A Norwegian Research Bulletin* 30.3 (2009), S. 167–180. ISSN: 0332-7353. DOI: 10.4173/mic.2009.3.7.
- [123] N. C. Singer und W. P. Seering. „Preshaping Command Inputs to Reduce System Vibration“. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 112.1 (1990), S. 76–82. ISSN: 00220434. DOI: 10.1115/1.2894142.
- [124] J. Kim und E. A. Croft. „Preshaping input trajectories of industrial robots for vibration suppression“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 54 (2018), S. 35–44. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2018.05.009.
- [125] D. K. Thomsen, R. Søre-Knudsen, O. Balling und X. Zhang. „Vibration control of industrial robot arms by multi-mode time-varying input shaping“. In: *Mechanism and Machine Theory* 155 (2021), S. 104072. ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104072.

- [126] B. Denkena, K. Litwinski und M. Schönherr. „Innovative Drive Concept for Machining Robots“. In: *Procedia CIRP* 9 (2013), S. 67–72. ISSN: 22128271. DOI: 10.1016/j.procir.2013.06.170.
- [127] T. Hamann, S. Hansen, D. Bitterolf, C. Boehlmann, C. Moeller, R. Seifried und W. Hintze. „Experimental analysis of a hybrid drive train implemented in a novel industrial robot approach“. In: *ISR Europe 2022; 54th International Symposium on Robotics*. IEEE, 2022, S. 142–149.
- [128] M. Neubauer, P. Mesmer, A. Lechler und A. Verl. „Ein semiaktiver Ansatz zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens“. In: *wt Werkstattstechnik online* 111.09 (2021), S. 622–627. ISSN: 1436-4980. DOI: 10.37544/1436--4980--2021--09--48.
- [129] C. Moeller, H. C. Schmidt, P. Koch, C. Boehlmann, S. Kothe, J. Wollnack und W. Hintze. „Real Time Pose Control of an Industrial Robotic System for Machining of Large Scale Components in Aerospace Industry Using Laser Tracker System“. In: *SAE International Journal of Aerospace* 10.2 (2017), S. 100–108. ISSN: 1946-3901. DOI: 10.4271/2017-01-2165.
- [130] T. Shu, S. Gharaaty, W. Xie, A. Joubair und I. A. Bonev. „Dynamic Path Tracking of Industrial Robots With High Accuracy Using Photogrammetry Sensor“. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 23.3 (2018), S. 1159–1170. ISSN: 1083-4435. DOI: 10.1109/TMECH.2018.2821600.
- [131] H.-B. Kuntze und A. Jacobasch. „Control algorithms for stiffening an elastic industrial robot“. In: *IEEE Journal on Robotics and Automation* 1.2 (1985), S. 71–78. ISSN: 0882-4967. DOI: 10.1109/JRA.1985.1087011.
- [132] Tsai et al. „Secondary Position Feedback Control of a Robot: United States Patent“. US20100191374A1. 2013.
- [133] C. Möller. „Hochpräzise Bearbeitung mit Industrierobotern“. Dissertation. Hamburg: TU Hamburg, 2019.

- [134] J. Weigand, N. Gafur und M. Ruskowski. „Flatness Based Control of an Industrial Robot Joint Using Secondary Encoders“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 68 (2021), S. 102039. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2020.102039.
- [135] A. Bay. „KUKA.CNC — A Direct Approach“. In: *Auto Tech Review* 1.12 (2012), S. 54–55. ISSN: 2250-3390. DOI: 10.1365/s40112-012-0194-6.
- [136] K. Wu, C. Krewet und B. Kuhlenkötter. „Dynamic performance of industrial robot in corner path with CNC controller“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 54 (2018), S. 156–161. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2017.11.008.
- [137] Fill GmbH. *ROBMILL CNC Plus*. <http://www.fill.co.at/en/automotive/foundry-technology/premachining/robot-machining/robmill-cnc-plus/highlight/1150p359.html>, zuletzt geprüft am 04.08.2018. 2016.
- [138] B. Denkena, B. Bergmann und T. Lepper. „Design and optimization of a machining robot“. In: *Procedia Manufacturing* 14 (2017), S. 89–96. ISSN: 23519789. DOI: 10.1016/j.promfg.2017.11.010.
- [139] Y. Guo, H. Dong und Y. Ke. „Stiffness-oriented posture optimization in robotic machining applications“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 35 (2015), S. 69–76. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2015.02.006.
- [140] F. Schnoes und M. F. Zaeh. „Model-based Planning of Machining Operations for Industrial Robots“. In: *Procedia CIRP* 82 (2019), S. 497–502. ISSN: 22128271. DOI: 10.1016/j.procir.2019.04.331.
- [141] T. Cvitanic, V. Nguyen und S. N. Melkote. „Pose optimization in robotic machining using static and dynamic stiffness models“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 66 (2020), S. 101992. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2020.101992.

- [142] G. Xiong, Y. Ding und L. Zhu. „Stiffness-based pose optimization of an industrial robot for five-axis milling“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 55 (2019), S. 19–28. ISSN: 07365845. DOI: 10.1016/j.rcim.2018.07.001.
- [143] C. Reinl, M. Friedmann, J. Bauer, M. Pischan, E. Abele und O. von Stryk. „Model-based off-line compensation of path deviation for industrial robots in milling applications“. In: *2011 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. Hrsg. von I. Staff. Piscataway, NJ: IEEE, 2011, S. 367–372. ISBN: 978-1-4577-0838-1. DOI: 10.1109/AIM.2011.6027113.
- [144] M. Cordes und W. Hintze. „Offline simulation of path deviation due to joint compliance and hysteresis for robot machining“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 90.1-4 (2017), S. 1075–1083. ISSN: 0268-3768. DOI: 10.1007/s00170-016-9461-z.
- [145] M. Weigold. „Kompensation der Werkzeugabdrängung bei der spannenden Bearbeitung mit Industrierobotern“. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2008. ISBN: 9783832271787.
- [146] O. Roesch und M. F. Zaeh. „Fuzzy controller for the compensation of path deviations during robotic milling operations“. In: *IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)*, 2014. Piscataway, NJ: IEEE, 2014, S. 192–197. ISBN: 978-1-4799-3979-4. DOI: 10.1109/ICMA.2014.6885694.
- [147] O. Rösch. „Steigerung der Arbeitsgenauigkeit bei der Fräsbearbeitung metallischer Werkstoffe mit Industrierobotern“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2015. ISBN: 9783831644865.
- [148] O. Sörnmo, B. Olofsson, A. Robertsson und R. Johansson. „Learning Approach to Cycle-Time-Minimization of Wood Milling Using Adaptive Force Control“. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 138.1 (2016). ISSN: 1087-1357. DOI: 10.1115/1.4030751.

- [149] G. Xiong, Z.-L. Li, Y. Ding und L. Zhu. „Integration of optimized feedrate into an online adaptive force controller for robot milling“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 106.3-4 (2020), S. 1533–1542. ISSN: 0268-3768. DOI: 10.1007/s00170-019-04691-1.
- [150] F. Chen, H. Zhao und H. Ding. „Eddy Current Damper Design for Vibration Suppression in Robotic Milling Process“. In: *2018 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. Hrsg. von K. Lynch. Piscataway, NJ: IEEE, 2018, S. 799–804. ISBN: 978-1-5386-3081-5. DOI: 10.1109/ICRA.2018.8460693.
- [151] Y. Yang, R. Xie und Q. Liu. „Design of a passive damper with tunable stiffness and its application in thin-walled part milling“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 89.9-12 (2017), S. 2713–2720. ISSN: 0268-3768. DOI: 10.1007/s00170-016-9474-7.
- [152] A. Puzik. „Genauigkeitssteigerung bei der spanenden Bearbeitung mit Industrierobotern durch Fehlerkompensation mit 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik“. Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2011. DOI: 10.18419/opus-4448.
- [153] O. Sornmo, B. Olofsson, U. Schneider, A. Robertsson und R. Johansson. „Increasing the milling accuracy for industrial robots using a piezo-actuated high-dynamic micro manipulator“. In: *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 2012*. Piscataway, NJ: IEEE, 2012, S. 104–110. ISBN: 978-1-4673-2576-9. DOI: 10.1109/AIM.2012.6265942.
- [154] U. J. Schneider. „Untersuchung von modellbasierter Fehlerkompensation und erweiterter Positionsregelung zur Genauigkeitssteigerung von roboterbasierten Zerspanungsprozessen“. Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2017. DOI: 10.18419/OPUS-9055.
- [155] A. Dietmair und A. Verl. „Drive based vibration reduction for production machines“. In: *MM Science Journal* 2009.03 (2009), S. 130–134. ISSN: 18031269. DOI: 10.17973/MMSJ.2009_10_20090604.

- [156] T. Hsia, T. A. Lasky und Z. Guo. „Robust independent joint controller design for industrial robot manipulators“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 38.1 (1991), S. 21–25. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/41.103479.
- [157] Y. Altintas, A. Verl, C. Brecher, L. Uriarte und G. Pritschow. „Machine tool feed drives“. In: *CIRP Annals* 60.2 (2011), S. 779–796. ISSN: 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2011.05.010.
- [158] M. A. Valenzuela, J. M. Bentley und R. D. Lorenz. „Evaluation of Torsional Oscillations in Paper Machine Sections“. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 41.2 (2005), S. 493–501. ISSN: 00939994. DOI: 10.1109/TIA.2005.844383.
- [159] R. Dhaouadi, K. Kubo und M. Tobise. „Two-degree-of-freedom robust speed controller for high-performance rolling mill drives“. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 29.5 (1993), S. 919–926. ISSN: 00939994. DOI: 10.1109/28.245715.
- [160] S. N. Vukosavic und M. R. Stojic. „Suppression of torsional oscillations in a high-performance speed servo drive“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 45.1 (1998), S. 108–117. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/41.661311.
- [161] K. Szabat und T. Orłowska-Kowalska. „Vibration Suppression in a Two-Mass Drive System Using PI Speed Controller and Additional Feedbacks—Comparative Study“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 54.2 (2007), S. 1193–1206. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2007.892608.
- [162] G. Zhang. „Comparison of control schemes for two-inertia system“. In: *Proceedings of the IEEE 1999 International Conference on Power Electronics and Drive Systems. PEDS'99 (Cat. No.99TH8475)*. IEEE, 1999, 573–578 vol.1. ISBN: 0-7803-5769-8. DOI: 10.1109/PEDS.1999.794628.

- [163] J. Deutscher. *Zustandsregelung verteilt-parametrischer Systeme*. Berlin: Springer, 2012. ISBN: 978-3-642-19558-7. DOI: 10.1007/978-3-642-19559-4.
- [164] J. Chen und R. Li. „Sliding Mode Observer Design for Flexible Joint Manipulators“. In: *2013 5th International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics*. IEEE, 2013, S. 338–342. ISBN: 978-0-7695-5011-4. DOI: 10.1109/IHMSC.2013.228.
- [165] J. Lee, T. J. Ha, J. S. Yeon, S. Lee und J. H. Park. „Robust nonlinear observer for flexible joint robot manipulators with only motor position measurement“. In: *2007 International Conference on Control, Automation and Systems*. IEEE, 2007, S. 56–61. DOI: 10.1109/ICCAS.2007.4406879.
- [166] S. Drakunov und V. Utkin. „Sliding mode observers. Tutorial“. In: *Proceedings of 1995 34th IEEE Conference on Decision and Control*. IEEE, 1995, S. 3376–3378. ISBN: 0-7803-2685-7. DOI: 10.1109/CDC.1995.479009.
- [167] M. Haghhighipanah, Y. Li, M. Miyasaka und B. Hannaford. „Improving position precision of a servo-controlled elastic cable driven surgical robot using Unscented Kalman Filter“. In: *2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2015, S. 2030–2036. ISBN: 978-1-4799-9994-1. DOI: 10.1109/IROS.2015.7353646.
- [168] S. J. Julier und J. K. Uhlmann. „Unscented Filtering and Nonlinear Estimation“. In: *Proceedings of the IEEE* 92.3 (2004), S. 401–422. ISSN: 0018-9219. DOI: 10.1109/JPROC.2003.823141.
- [169] R. E. Kalman. „A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems“. In: *Journal of Basic Engineering* 82.1 (1960), S. 35–45. ISSN: 00219223. DOI: 10.1115/1.3662552.
- [170] D. Simon. *Optimal State Estimation*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc, 2006. ISBN: 9780470045343. DOI: 10.1002/0470045345.
- [171] M. Jankovic. „Observer based control for elastic joint robots“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 11.4 (1995), S. 618–623. ISSN: 1042296X. DOI: 10.1109/70.406947.

- [172] H. K. Khalil. „High-Gain Observers in Feedback Control: Application to Permanent Magnet Synchronous Motors“. In: *IEEE Control Systems* 37.3 (2017), S. 25–41. ISSN: 1066-033X. DOI: 10.1109/MCS.2017.2674438.
- [173] S. Ulrich und J. Z. Sasiadek. „Extended Kalman filtering for flexible joint space robot control“. In: *Proceedings of the 2011 American Control Conference*. IEEE, 2011, S. 1021–1026. ISBN: 978-1-4577-0081-1. DOI: 10.1109/ACC.2011.5990848.
- [174] C. A. Lightcap und S. A. Banks. „An Extended Kalman Filter for Real-Time Estimation and Control of a Rigid-Link Flexible-Joint Manipulator“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 18.1 (2010), S. 91–103. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2009.2014959.
- [175] A. de Luca, D. Schroder und M. Thummel. „An Acceleration-based State Observer for Robot Manipulators with Elastic Joints“. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2007*. Piscataway, NJ: IEEE Service Center, 2007, S. 3817–3823. ISBN: 1-4244-0602-1. DOI: 10.1109/ROBOT.2007.364064.
- [176] P. Axelsson, M. Norrlöf, E. Wernholt und F. Gustafsson. *Extended Kalman Filter Applied to Industrial Manipulators*. Hrsg. von Proceedings of Reglermötet 2010. <https://pdfs.semanticscholar.org/4e62/444eedf244498de79a764f99ab6dd48c32d9.pdf>, zuletzt geprüft am 29.01.2019. Linköping, Sweden, 2010.
- [177] P. Tomei. „An observer for flexible joint robots“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 35.6 (1990), S. 739–743. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/9.53558.
- [178] W. Chatlatanagulchai, H. C. Nho und P. H. Meckl. „Robust observer backstepping neural network control of flexible-joint manipulator“. In: *Proceedings of the 2004 American Control Conference*. IEEE, 2004, 5250–5255 vol.6. ISBN: 0-7803-8335-4. DOI: 10.23919/ACC.2004.1384686.

- [179] K. D. Listmann und Z. Zhao. „A comparison of methods for higher-order numerical differentiation“. In: *2013 European Control Conference (ECC)*. IEEE, 2013, S. 3676–3681. ISBN: 978-3-033-03962-9. DOI: 10.23919/ECC.2013.6669499.
- [180] S. Y. Lim, D. M. Dawson, J. Hu und M. S. de Queiroz. „An adaptive link position tracking controller for rigid-link flexible-joint robots without velocity measurements“. In: *IEEE transactions on systems, man, and cybernetics. Part B, Cybernetics : a publication of the IEEE Systems, Man, and Cybernetics Society* 27.3 (1997), S. 412–427. ISSN: 1083-4419. DOI: 10.1109/3477.584949.
- [181] S. Nicosia und A. Tornambè. „High-gain observers in the state and parameter estimation of robots having elastic joints“. In: *Systems & Control Letters* 13.4 (1989), S. 331–337. ISSN: 01676911. DOI: 10.1016/0167-6911(89)90121-7.
- [182] S. Zou, B. Pan, Y. Fu und S. Guo. „Extended high-gain observer based adaptive control of flexible-joint surgical robot“. In: *2016 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO)*. IEEE, 2016, S. 2128–2133. ISBN: 978-1-5090-4364-4. DOI: 10.1109/ROBIO.2016.7866644.
- [183] E. Sariyildiz, R. Oboe und K. Ohnishi. „Disturbance Observer-Based Robust Control and Its Applications: 35th Anniversary Overview“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 67.3 (2020), S. 2042–2053. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2019.2903752.
- [184] J. Adamy. *Nichtlineare Systeme und Regelungen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018. ISBN: 978-3-662-55684-9. DOI: 10.1007/978-3-662-55685-6.
- [185] KUKA Roboter GmbH. *KR210 - KR210 L180 - KR10 L150 (Serie 2000): Technical Data*. Hrsg. von KUKA Roboter GmbH. https://www.kuka.com/-/media/kuka-downloads/imported/6b77eecacfe542d3b736af377562ecaa/db_kr_210_en.pdf?modified=1413278276, zuletzt geprüft am 27.02.2022. 2004.

- [186] W. Khalil und J. Kleinfinger. „A new geometric notation for open and closed-loop robots“. In: *Proceedings. 1986 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1986, S. 1174–1179. DOI: 10.1109/ROBOT.1986.1087552.
- [187] L. D. Mitchell. „Improved Methods for the Fast Fourier Transform (FFT) Calculation of the Frequency Response Function“. In: *Journal of Mechanical Design* 104.2 (1982), S. 277–279. ISSN: 0161-8458. DOI: 10.1115/1.3256336.
- [188] J. Lunze. *Regelungstechnik 2*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014. ISBN: 978-3-642-53943-5. DOI: 10.1007/978-3-642-53944-2.
- [189] H. K. Khalil. *Nonlinear control*. Boston: Pearson, 2015. ISBN: 9780133499261.
- [190] J. Doyle und G. Stein. „Robustness with observers“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 24.4 (1979), S. 607–611. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/TAC.1979.1102095.
- [191] O. Straka, J. Dunik und M. Simandl. „Scaling parameter in unscented transform: Analysis and specification“. In: *2012 American Control Conference (ACC)*. IEEE, 2012, S. 5550–5555. ISBN: 978-1-4577-1096-4. DOI: 10.1109/ACC.2012.6315031.
- [192] MathWorks. *Robust Control Toolbox: User's Guide*. The MathWorks, Inc., Natick, MA, 2020.
- [193] R. C. Dorf und R. H. Bishop. *Modern control systems*. 12. ed. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall Pearson, 2011. ISBN: 9780136024583.
- [194] *ISO 9283:1998 - Industrieroboter Leistungskenngrößen und zugehörige Prüfmethoden*. Standard. Deutsches Institut für Normung e.V., 1998.
- [195] M. Weck und C. Brecher, Hrsg. *Werkzeugmaschinen 5: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006. ISBN: 978-3-642-38748-7. DOI: 10.1007/978-3-540-32951-0.

- [196] D. A. Stephenson und J. S. Agapiou. *Metal Cutting Theory and Practice*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2018. ISBN: 9781315373119. DOI: 10.1201/9781315373119.
- [197] AIA/NAS - NAS-0979 - *Uniform Cutting Tests - NAS Series Metal Cutting Equipment Specifications*. Standard. Aerospace Industries Association, Inc, 1969.
- [198] R. Gomeringer, M. Heinzler, R. Kilgus, V. Menges, F. Näher, S. Oesterle, C. Scholer, A. Stephan und F. Wieneke. *Tabellenbuch Metall: Mit Formelsammlung*. 46., neu bearb. und erw. Aufl. Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, 2014. ISBN: 3808517263.
- [199] FARO Europe GmbH. *FARO® Vantage Laser Trackers*. Hrsg. von FARO Europe GmbH. https://media.faro.com/-/media/Project/FARO/FARO/FARO/Resources/2_TECH-SHEET/FARO-Vantage-Laser-Trackers/TechSheet_Vantage_ENG.pdf?rev=-1, zuletzt geprüft am 30.10.2022. 2022.
- [200] H. H. Sohrab. *Basic Real Analysis*. 2nd ed. 2014. New York, NY und s.l.: Springer New York, 2014. ISBN: 978-1-4939-1841-6. DOI: 10.1007/978-1-4939-1841-6.
- [201] J. Lunze. *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 10., aktual. Aufl. Berlin: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 9783642539084. DOI: 10.1007/978-3-642-53909-1.
- [202] H. Horisberger und P. Belanger. „Regulators for linear, time invariant plants with uncertain parameters“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 21.5 (1976), S. 705–708. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/TAC.1976.1101350.
- [203] S. Boyd und Q. Yang. „Structured and simultaneous Lyapunov functions for system stability problems“. In: *International Journal of Control* 49.6 (1989), S. 2215–2240. ISSN: 0020-7179. DOI: 10.1080/00207178908559769.

-
- [204] A. Packard und J. Doyle. „Quadratic stability with real and complex perturbations“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 35.2 (1990), S. 198–201. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/9.45179.
- [205] G. Becker, A. Packard, D. Philbrick und G. Balas. „Control of Parametrically-Dependent Linear Systems: A Single Quadratic Lyapunov Approach“. In: *American Control Conference*. 1993, S. 2795–2799. DOI: 10.23919/ACC.1993.4793406.
- [206] F. Garofalo, G. Celentano und L. Glielmo. „Stability robustness of interval matrices via Lyapunov quadratic forms“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 38.2 (1993), S. 281–284. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/9.250472.
- [207] P. Gahinet, P. Apkarian und M. Chilali. „Affine parameter-dependent Lyapunov functions and real parametric uncertainty“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 41.3 (1996), S. 436–442. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/9.486646.
- [208] S. Arimoto. „State-of-the-art and future research directions of robot control“. In: *IFAC Proceedings Volumes* 27.14 (1994), S. 3–14. ISSN: 14746670. DOI: 10.1016/S1474-6670(17)47288-0.
- [209] S. Arimoto. „A Class of Quasi-Natural Potentials and Hyper-Stable PID Servo-Loops for Nonlinear Robotic Systems“. In: *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers* 30.9 (1994), S. 1005–1012. ISSN: 0453-4654. DOI: 10.9746/sicetr1965.30.1005.

Anhang

A Anwendungsbeispiel KUKA KR210-2 Industrieroboter

In diesem Anhang werden zusätzliche Kenngrößen und Parameter des im Rahmen dieser Arbeit für die Untersuchungen herangezogenen Versuchsstands beschrieben. Dadurch sollen sowohl die experimentellen Untersuchungen nachvollzogen als auch nachgestellt werden können.

A.1 Kinematik

Bei dem verwendeten Manipulator handelt es sich um einen IR mit klassischer 6-Achs-Knickarmkinematik. Es existiert eine Vielzahl von Ansätzen zur Beschreibung serieller Kinematiken. Im Bereich von Industrierobotern hat sich die Beschreibung mit Denavit-Hartenberg-Parametern etabliert. Aufgrund dessen erfolgt die Beschreibung der Kinematik in dieser Arbeit mittels den modifizierten Denavit-Hartenberg-Parametern nach [186]. In der Abbildung A.1 ist der Manipulator in der Nullpose mit den zugehörigen Gelenkkoordinatensystemen dargestellt. Die Denavit-Hartenberg-Parameter des Manipulators wurden mittels eines CAD-Modells ermittelt und sind in Tabelle A.1 aufgelistet.

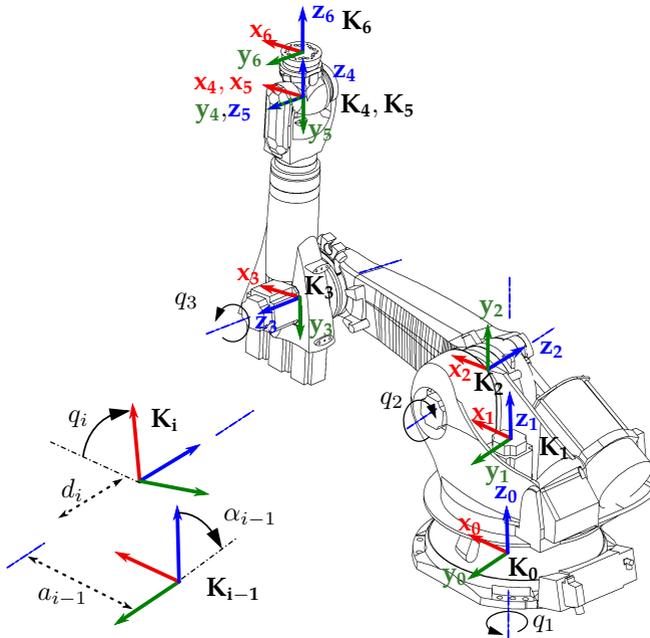


Abbildung A.1: KUKA KR210-2 IR mit Gelenkkoordinatensystemen gemäß modifizierter Denavit-Hartenberg-Parameter nach [186]

Tabelle A.1: Modifizierte Denavit-Hartenberg-Parameter des KUKA KR210-2

Gelenk i	a_i [m]	α_i [rad]	d_i [m]	q_i [rad]
1	0	0	0,75	q_1
2	0,35	$\pi/2$	0	q_2
3	1,25	π	0	q_3
4	0,055	$\pi/2$	1,1	q_4
5	0	$-\pi/2$	0	q_5
6	0	$\pi/2$	0,23	q_6

A.2 Streckenparameter

In diesem Unterkapitel sind sowohl die anhand von Datenblättern ermittelten Motorparameter als auch die in Unterkapitel 2.2 identifizierten Parameterwerte des Manipulators in den Tabellen A.2 bis A.5 aufgelistet.

Tabelle A.2: Identifizierte Starrkörperparameter der ersten drei Gelenke des KUKA KR210-2 inklusive Gewichtsausgleichsparametern

Parameter	Physikalische Bedeutung	Wert	Einheit
π_1	$I_{yy,2} + I_{zz,1} + I_{yy,3} + a_2^2(m_2 + m_3) + a_3^2 m_3$	1211,4	kgm ²
π_2	$I_{xx,2} - I_{yy,2} - a_3^2 m_3$	-1074,8	kgm ²
π_3	$I_{zz,2} + a_3^2 m_3$	628,46	kgm ²
π_4	$I_{xy,2}$	93,33	kgm ²
π_5	$I_{xz,2} + a_3 m z_3$	-22,79	kgm ²
π_6	$I_{yz,2}$	37,78	kgm ²
π_7	$m x_2 + a_3 m_3$	-225,46	kgm
π_8	$m y_2$	-270,74	kgm
π_9	$I_{xx,3} - I_{yy,3}$	193,14	kgm ²
π_{10}	$I_{zz,3}$	243,93	kgm ²
π_{11}	$I_{xy,3}$	-5,00	kgm ²
π_{12}	$I_{xz,3}$	-16,60	kgm ²
π_{13}	$I_{yz,3}$	16,85	kgm ²
π_{14}	$m x_3$	9,71	kgm
π_{15}	$m y_3$	-110,24	kgm
π_{16}	$F_{c,1}$	1,05	Nm
π_{17}	$F_{v,1}$	5,51	Nms/rad
π_{18}	$F_{c,2}$	1,72	Nm
π_{19}	$F_{v,2}$	10,28	Nms/rad
π_{20}	$F_{c,3}$	0,92	Nm
π_{21}	$F_{v,3}$	4,81	Nms/rad
π_{22}	γ_1	-793,25	Nm/rad
π_{23}	γ_0	-1254,7	Nm

Tabelle A.3: Motorparameter der ersten drei Gelenke des KUKA KR210-2

Parameter	Gelenk 1	Gelenk 2	Gelenk 3	Einheit
$J_{m,i}$	4,05e-3	3,2e-3	3,2e-3	kgm ²
$\tau_{el,i}$	8,1	8,1	8,1	ms
$k_{m,i}$	1,16	1,29	1,29	Nm/A
$\tau_{max,i}$	52,5	84	84	Nm

Tabelle A.4: Identifizierte Reibungsparameter der ersten drei Gelenke des KUKA KR210-2

Parameter	Gelenk 1	Gelenk 2	Gelenk 3	Einheit
$F_{c,i}^1$	1,10	2,21	0,93	Nm
$F_{v,i}^1$	5,52	10,39	4,86	Nms/rad
$F_{s,i}$	2,00	3,51	1,45	Nm
$v_{s,i}$	0,024	0,017	0,029	rad/s
$\delta_{s,i}$	2	2	2	–

¹ Die linearen Reibungsparameter wurden zusätzlich zusammen mit den Starrkörperparametern (vergleiche Parameter π_{16} bis π_{21} der Tabelle A.2) identifiziert.

Tabelle A.5: Identifizierte Gelenkparameter der ersten drei Gelenke des KUKA KR210-2

Parameter	Gelenk 1	Gelenk 2	Gelenk 3	Einheit
k_i	3,0e6	3,0e6	8,2e6	Nm/rad
d_i	4,6e3	3,8e3	5,8e3	Nms/rad
u_i	219	234	4491/19	–

A.3 Validierung Starrkörperidentifikation

In diesem Unterkapitel sind in der Abbildung A.2 und A.3 sowohl die Validierungstrajektorie der Gelenksollpositionen als auch die gemessenen und prognostizierten Momentenverläufe der ersten drei Gelenke des Experimentalsystems für das Validierungsszenario aufgeführt.

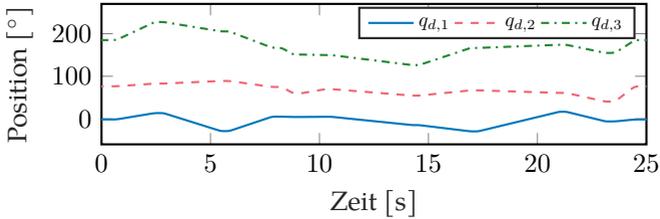


Abbildung A.2: Validierungstrajektorie für die Starrkörperidentifikation

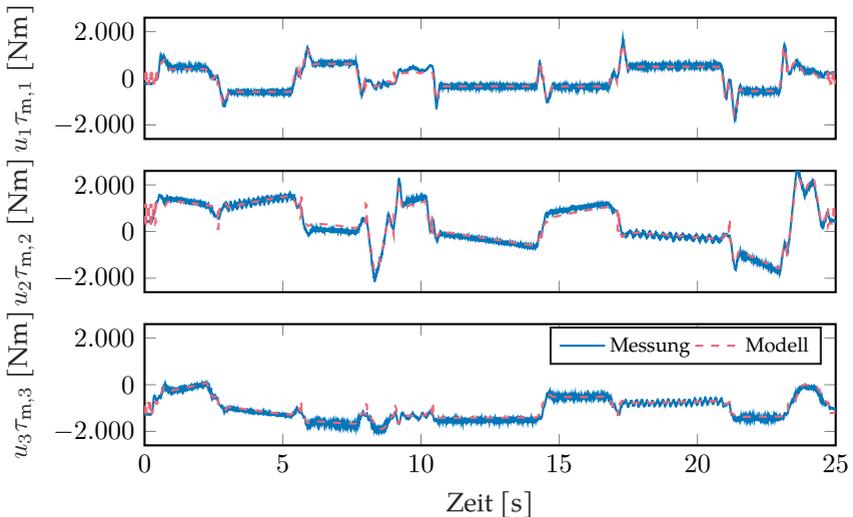


Abbildung A.3: Gemessener und prognostizierter Momentenverlauf der ersten drei Gelenke des Experimentalsystem für die Validierungstrajektorie gemäß Abbildung A.2

A.4 Gewichtungen für den LPV-Reglerentwurf

In diesem Unterkapitel ist in der Tabelle A.6 die Parametrierung der in Unterkapitel 4.3 vorgestellten Gewichtungsfunktionen für den Entwurf des LPV-Reglers an den Rändern des Parameterraums gemäß Unterkapitel 5.4 aufgelistet.

Tabelle A.6: Parametrierung der Gewichtungsfunktionen des LPV-Reglers für das Experimentalsystem

Parameter	Gelenk 1	Gelenk 2	Gelenk 3	Einheit
$D_{d,\dot{\theta}_i}$	0,4	0,4	0,4	—
$\tau_{\dot{\theta}_i}$	0,7	0,7	0,7	—
$M_{S,\dot{\theta}_i}$	1,66	1,66	1,66	—
$\beta_{S,\dot{\theta}_i}$	0,8	0,8	0,8	—
D_{d,\dot{q}_i}	0,25	0,25	0,25	—
$\tau_{\dot{q}_i}$	0,7	0,7	0,7	—
$\epsilon_{\dot{q}_i}$	1,1	1,1	1,1	—
ϵ_{q_i}	0,75	0,75	0,75	—
M_{S,q_i}	1,66	1,66	1,66	—
ζ_{S,q_i}	0,45	0,45	0,45	—
$\kappa_{KS,i}$	0,65	0,35	0,65	—

B Mathematische Definitionen

B.1 Bounded Real Lemma

Definition 4 (Bounded Real Lemma [70]) Die nachfolgenden Aussagen sind für ein LTI-System in Zustandsraumdarstellung $G(s) = D + C(sI - A)^{-1}B$ identisch:

- A ist stabil und $\|G(s)\|_\infty < \gamma$
- Es existiert eine symmetrische, positiv definite Matrix X und ein positiver Skalar γ , sodass

$$\mathfrak{B}_{(A,B,C,D)}(X,\gamma) := \begin{bmatrix} A^\top X + XA & XB & C^\top \\ B^\top X & -\gamma I & D^\top \\ C & D & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (\text{B.1})$$

gilt.

B.2 Lipschitz-Stetigkeit

Definition 5 (Lipschitz-Stetigkeit [200]) Eine Funktion $f \in \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$ ist Lipschitz-stetig, wenn eine Konstante $A \geq 0$ existiert, sodass

$$|f(x) - f(x')| \leq A|x - x'| \quad \forall x, x' \in \mathbb{R} \quad (\text{B.2})$$

gilt. Die Konstante A wird dabei als Lipschitz-Konstante bezeichnet.

Für $x \neq x'$ ist dies gleichbedeutend mit der Ungleichung

$$\left| \frac{f(x) - f(x')}{|x - x'|} \right| \leq A, \quad (\text{B.3})$$

anhand welcher ersichtlich ist, dass die erste Ableitung einer Lipschitz-stetigen Funktion durch die Lipschitz-Konstante A beschränkt ist.

Für zwei Lipschitz-stetige Funktionen $f, g \in \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$ gilt darüber hinaus, dass sowohl die Summe $f + g$ als auch das Ergebnis der Multiplikation mit einer Konstante cf , $c \in \mathbb{R}$ weiterhin Lipschitz-stetig ist.

B.3 Stabilitätstheorie nach Lyapunov

Definition 6 (Stabilitätstheorie nach Lyapunov [95]) Die Ruhelage $x = 0$ eines allgemeinen, dynamischen Systems der Form

$$\dot{x}(t) = f(x(t)) \quad (\text{B.4})$$

- ist stabil für $\epsilon > 0$, wenn ein $\delta = \delta(\epsilon) > 0$ existiert, sodass

$$\|x(0)\| < \delta \Rightarrow \|x(t)\| < \epsilon, \quad \forall t \geq 0 \quad (\text{B.5})$$

- ist asymptotisch stabil, wenn ein δ existiert, sodass

$$\|x(0)\| < \delta \Rightarrow \lim_{t \rightarrow \infty} x(t) = 0 \quad (\text{B.6})$$

gilt.

Existiert eine stetig differenzierbare Funktion $V : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$

$$\begin{aligned} V(x) &= 0, \quad x = 0 \\ V(x) &> 0, \quad x \neq 0 \\ \dot{V}(x) &\leq 0, \quad x \neq 0 \end{aligned} \quad (\text{B.7})$$

so ist die Ruhelage $x = 0$ stabil. Gilt darüber hinaus

$$\dot{V}(x) < 0, \quad x \neq 0, \quad (\text{B.8})$$

so ist die Ruhelage $x = 0$ asymptotisch stabil.

B.4 Stabilität von LPV-Systemen

Im Gegensatz zu LTI-Systemen ist der Nachweis der Stabilität an jedem Arbeitspunkt für LPV-Systeme nicht ausreichend. Aufgrund der zeitvarianten Charakteristik kann trotz der asymptotischen Stabilität für jeden konstanten Wert des Parametervektors Instabilität auftreten. Wegen der Ähnlichkeit von

LPV-Systemen mit unsicheren, zeitvarianten Systemen basieren die Methoden zur Stabilitätsanalyse von LPV-Systemen zu großen Teilen auf Konzepten der robusten Regelungstechnik. Die nachfolgend beschriebenen Methoden ermöglichen einen systematischen Stabilitätsnachweis für diese spezielle Art von nichtlinearen Systemen. Die Methoden unterscheiden sich hinsichtlich Berechnungsaufwand und dem Grad an Konservatismus.

Ein weit verbreiteter Ansatz zum Nachweis der Stabilität nichtlinearer Systeme stellt die Stabilitätstheorie nach Lyapunov dar (siehe Anhang B.3). Es ist allgemein bekannt, dass ein LTI-System $\dot{x} = Ax$ stabil ist, wenn alle Eigenwerte der Systemmatrix A einen negativen Realteil haben [201]. Die asymptotische Stabilität der Ruhelage eines LTI-System kann ebenfalls mit der Lyapunov-Methode analysiert werden. Dafür wird eine quadratische Lyapunov-Funktion [95]

$$V(x) = x^T P x \tag{B.9}$$

angesetzt, wobei P eine symmetrisch, positiv definite Matrix ist. Es resultiert die Ableitung von \dot{V} zu

$$\dot{V}(x) = x^T P \dot{x} + \dot{x}^T P x = -x^T Q x \tag{B.10}$$

mit der symmetrischen Matrix

$$Q = - \left(P A + A^T P \right). \tag{B.11}$$

Dabei handelt es sich um eine konvexe, lineare Matrixungleichung wofür effiziente numerische Lösungsmethoden existieren, wie beispielsweise der LMI-Solver von MATLAB [192]. Aufgrund der quadratischen Lyapunov-Ansatzfunktion wird auch von quadratischer Stabilität gesprochen.

Der Nachweis der quadratischen Stabilität von LPV-Systemen ist eine direkte Erweiterung des LTI-Falls, da die identische Ansatzfunktion gewählt wird. Es existiert eine Vielzahl von Literatur, die sich mit der Analyse der quadratischen Stabilität von linear parameterabhängigen Systemen und speziell von LPV-Systemen beschäftigen [202, 203, 204, 205, 206]. Für polytope LPV-Systeme

ist eine Betrachtung an den Ecken des Polytops ausreichend [206]. Das resultierende Problem der Bestimmung einer einzigen, passenden Matrix \mathbf{P} für eine endliche Anzahl an Matrizen kann als konvexes Optimierungsproblem formuliert werden [203]. Darüber hinaus existieren Algorithmen, die zusätzlich berechnen können, in welchem Bereich der Parametervariation das System noch stabil ist [202].

Definition 7 (Quadratische Stabilität von LPV-Systemen [99]) Ein LPV-System

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{x} \quad (\text{B.12})$$

mit dem exogenen Parametervektor $\boldsymbol{\rho} \in \mathbb{R}^k$ ist quadratisch stabil, wenn

$$V(\mathbf{x}) = \mathbf{x}^\top \mathbf{P} \mathbf{x} \quad (\text{B.13})$$

eine positiv definite Lyapunov-Funktion darstellt, und für alle Trajektorien des Parametervektors $\boldsymbol{\rho}$

$$\mathbf{P}\mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}) + \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho})^\top \mathbf{P} < 0 \quad (\text{B.14})$$

gilt.

Da die Lyapunov-Ansatzfunktion zum Nachweis der quadratischen Stabilität parameterunabhängig ist, wird die Stabilität gegenüber beliebig schnellen Parametervariationen untersucht. In vielen Anwendungen weist der Parametervektor eine endliche Änderungsrate auf, womit eine konservative Abschätzung resultiert. Um dies zu umgehen, schlagen Gahinet et al. [207] eine Klasse von parameterabhängigen Lyapunov-Ansatzfunktionen vor. Dabei weist die vorgeschlagene Lyapunov-Matrix ebenfalls eine affine Abhängigkeit von dem Parametervektor $\boldsymbol{\rho}$ auf. Die Verwendung der Information über die Änderungsrate des Parametervektors führt dazu, dass die Analyse der robusten Stabilität weniger konservativ ist als die der quadratischen Stabilität. Wobei die Berechnung einer entsprechenden Lyapunov-Matrix im Falle von polytopen LPV-Systemen durch geschickte Umformulierung wiederum als konvexes Optimierungsproblem formulierbar ist [207].

Definition 8 (Affine quadratische Stabilität von LPV-Systemen [207]) Ein LPV-System

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{x} \quad (\text{B.15})$$

mit dem exogenen Parametervektor $\boldsymbol{\rho} \in \mathbb{R}^k$ ist affin quadratisch stabil, wenn

$$V(\mathbf{x}, \boldsymbol{\rho}) = \mathbf{x}^\top \mathbf{P}(\boldsymbol{\rho})\mathbf{x} \quad (\text{B.16})$$

eine positiv definite Lyapunov-Funktion darstellt, sodass für alle Trajektorien des Parametervektors $\boldsymbol{\rho}$

$$\begin{aligned} \mathbf{P}(\boldsymbol{\rho}) &= \mathbf{P}_0 + \mathbf{P}_1\rho_1 + \dots + \mathbf{P}_k\rho_k > 0 \\ \mathbf{P}(\boldsymbol{\rho})\mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}) + \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho})^\top \mathbf{P}(\boldsymbol{\rho}) + \mathbf{P}(\dot{\boldsymbol{\rho}}) - \mathbf{P}_0 &< 0 \end{aligned} \quad (\text{B.17})$$

gilt.

Eine weitere Möglichkeit des Nachweises der asymptotischen Stabilität von LPV-Systemen ist die Ein-/Ausgangsstabilität beziehungsweise die L_2 -Stabilität. Hierfür wird das für LTI-Systeme bekannte Bounded Real Lemma (siehe Definition 4) für LPV-Systeme erweitert. Für polytope LPV-Systeme ist wiederum ein systematischer Nachweis über eine endliche Anzahl an linearen Matrixungleichungen an den Grenzen des Polytops des Parameterraums ausreichend [98].

Definition 9 (Quadratische H_∞ -Performanz von LPV-Systemen [98]) Ein LPV-System

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{x} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{x} + \mathbf{D}(\boldsymbol{\rho}(t))\mathbf{u} \end{aligned} \quad (\text{B.18})$$

besitzt quadratische H_∞ -Performanz wenn eine symmetrische, positiv definite Matrix \mathbf{P} und ein positiver Skalar γ existieren, sodass

$$\mathfrak{B}_{(\mathbf{A}(\boldsymbol{\rho}), \mathbf{B}(\boldsymbol{\rho}), \mathbf{C}(\boldsymbol{\rho}), \mathbf{D}(\boldsymbol{\rho}))}(\mathbf{P}, \gamma) < 0 \quad (\text{B.19})$$

für alle Trajektorien des Parametervektors $\boldsymbol{\rho}$ gilt.

Dies ist gleichbedeutend damit, dass die Lyapunov-Ansatzfunktion $V(\mathbf{x}) = \mathbf{x}^\top \mathbf{P}\mathbf{x}$

asymptotische Stabilität sicherstellt und die \mathcal{L}_2 -Verstärkung des Ein-/Ausgangsverhaltens

$$\|\mathbf{y}\|_2 < \gamma \|\mathbf{u}\|_2 \quad (\text{B.20})$$

durch γ beschränkt ist.

Die Robust Control Toolbox von MATLAB [192] stellt entsprechende Funktionalitäten bereit, um die quadratische Stabilität (`quadsstab`), die affine quadratische Stabilität (`pdlsstab`) und die L_2 -Stabilität (`quadperf`) von polytopen LPV-Systemen mittels linearen Matrixungleichungen zu berechnen. Bei allen Methoden zum Nachweis der Stabilität von LPV-Systemen ist zu berücksichtigen, dass die Analysen die Stabilität in Bezug auf das LPV-Modell und nicht der ursprünglichen nichtlinearen Strecke garantieren.

C Eigenschaften von Roboter manipulatoren

Das dynamische Modell serieller Roboter manipulatoren mit N Gelenken weist einige bekannte, hilfreiche Eigenschaften auf [100, 208]. Die wichtigsten dieser Eigenschaften sind:

- E1)** Die Massenmatrix $M(\mathbf{q})$ ist symmetrisch und positiv definit. Somit existieren zwei Konstanten λ_{\min} und λ_{\max} , die dem minimalen beziehungsweise dem maximalen Eigenwert der Massenmatrix entsprechen, mit der Einheitsmatrix $\mathbf{I} \in \mathbb{R}^{N \times N}$, sodass

$$\lambda_{\min} \mathbf{I} \leq M(\mathbf{q}) \leq \lambda_{\max} \mathbf{I} \quad (\text{C.21})$$

gilt, womit alle Diagonalelemente größer Null und nach oben beziehungsweise nach unten beschränkt sind.

Des Weiteren ist jeder Eintrag der Matrix entweder eine Konstante oder eine trigonometrische Funktion der Gelenkkoordinaten \mathbf{q} . Dies hat zur Folge, dass die Massenmatrix und ihre partiellen Ableitungen bezüglich der Gelenkkoordinaten Lipschitz-stetig sind [209]. Im Anhang B.2 kann die Definition des mathematischen Begriffs der Lipschitz-Stetigkeit nachgeschlagen werden.

- E2)** Die Wahl der Matrix der Coriolis- und Zentrifugalterme $C(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ ist nicht eindeutig. Weit verbreitet ist die Beschreibung der Koeffizienten als Christoffelsymbole [25]

$$c_{ij} = \sum_{k=1}^N c_{ijk} \dot{q}_k \quad (\text{C.22})$$

mit

$$c_{ijk} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} + \frac{\partial m_{ik}}{\partial q_j} - \frac{\partial m_{jk}}{\partial q_i} \right), \quad (\text{C.23})$$

$i, j = 1, \dots, N$ und den Subelementen m_{ij} der Massenmatrix $M(\mathbf{q})$.

Dies hat zur Folge, dass die Matrix $M(\mathbf{q}) - 2C(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ schief-symmetrisch ist. Darüber hinaus kann die Lipschitz-Stetigkeit der partiellen Ableitungen der Massenmatrix dazu genutzt werden, eine weitere Eigenschaft der

Matrix der Coriolis- und Zentrifugalterme herzuleiten. Daraus folgt, dass die Matrix der Coriolis- und Zentrifugalterme $C(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ ebenfalls Lipschitz-stetig ist.

E3) Der Gravitationsvektor setzt sich ebenfalls aus trigonometrischen Funktionen in Abhängigkeit der Gelenkkoordinaten zusammen. Dies hat zur Folge, dass die Ableitung des Gravitationsvektors

$$\left\| \frac{\partial \mathbf{g}(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} \right\|_2 \leq \alpha \quad \forall \mathbf{q} \in \mathbb{R}^N \quad (\text{C.24})$$

von einer positiven Konstante $\alpha \in \mathbb{R}$ beschränkt ist.



Diese Arbeit befasst sich mit einem neuen adaptiven Regelungsansatz für Industrieroboter mit gelenkseitiger Positionsmessung, um die dynamische Bahngenauigkeit zu verbessern. Es wird ein lineares Regelungsgesetz vorgeschlagen, das mithilfe der LPV-Methodik zu einer Gain-Scheduling-Regelung erweitert wird. Die Performanz des Ansatzes wird experimentell an einem KUKA KR210-2 Industrieroboter validiert.

Die Ergebnisse zeigen eine signifikante Verbesserung im Vergleich zur klassischen Kaskadenregelung. Der Ansatz stellt einen Kompromiss zwischen Regelungsperformanz und Robustheit dar, um die industrielle Anwendbarkeit sicherzustellen und beinhaltet gleichzeitig eine systematische Vorgehensweise für die Systemidentifikation und den robusten Entwurf des adaptiven Reglers.

