

# **Prädiktive sensorgesteuerte Bahnführung von Handhabungssystemen**

Der Technischen Fakultät der  
Universität Erlangen-Nürnberg

zur Erlangung des Grades

**DOKTOR - INGENIEUR**

vorgelegt von

Adolfo Bauchspiess

Erlangen 1995

Als Dissertation genehmigt von der  
Technischen Fakultät der  
Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der Einreichung:	15. Mai 1995
Tag der Promotion:	01. August 1995
Dekan:	Prof. Dr. Dr. h.c. F. Durst
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. W. Bär Prof. Dr.-Ing. G. Pfaff

für Enir, Carolina und Ricardo



Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Stipendiat der brasilianischen Forschungs- und Wissenschaftsförderungsbehörde CNPq am Institut für Regelungstechnik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg.

Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Bär danke ich für die engagierte Betreuung der Arbeit.

Mein Dank gilt auch Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Pfaff für die Übernahme des Korreferates.

Ferner möchte ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen für das kollegiale Arbeitsklima, und nicht zuletzt für die so hilfsbereite Korrekturdurchsicht der schriftlichen Arbeit bedanken. Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. habil. Chr. Wurmthaler für die zahlreichen fördernden Auseinandersetzungen in fachlichen Gesprächen.

Erlangen, im August 1995

Adolfo Bauchspiess



# Übersicht

Die Motivation für die Anfertigung der vorliegenden Arbeit entstammt einer praktischen Aufgabe: die Automatisierung eines stetig arbeitenden Schiffsentladekranes. Diese Aufgabe ließ sich in drei Etappen aufgliedern. Zunächst wurde eine Entladestrategie entwickelt, deren Ziel eine sensorgesteuerte "optimale" Entladung war. Als zweiter Schritt wurden regelungstechnische Verfahren entwickelt, um Solltrajektorien, anhand derer Bearbeitungsvorgänge von Handhabungssystemen beschrieben werden können, möglichst effizient, robust und flexibel mit einer digitalen Automatisierungseinheit abfahren zu können.

Durch die geeignete Sensoranbringung am Handhabungssystem stehen zukünftige Werte der Solltrajektorie zur Verfügung. Die Einbeziehung dieser in die Bahnführungsaufgabe motivierte dabei den Einsatz von prädiktiven Servoreglern zur Verbesserung des Führungsverhaltens. Der Entladekran stand selbst nicht zur Verfügung, und so wurden die entwickelten Verfahren in der dritten und letzten Etappe mit einem hydraulischen Handhabungssystem mit CCD-Kamera im Labor des Instituts für Regelungstechnik erprobt. Bei der praktischen Umsetzung der Verfahren im Labor waren etliche Probleme zu lösen, die den speziellen Versuchsaufbau betreffen.

Die beiden Hauptthemen, die hier als Grundlage einer sensorgesteuerten Bahnführung von Handhabungssystemen behandelt werden, sind also die Führungsgrößenerzeugung (Bahnplanung bzw. Ermittlung von Sollwerten, die einen Bearbeitungsvorgang beschreiben) und die prädiktive Servoregelung, d.h. regelungstechnische Maßnahmen, um eine sensorermittelte Bahn möglichst fehlerfrei abzufahren.





# Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
2 Die stetige Schüttgutentladung	4
2.1 Die Schüttgutentladung .....	4
2.2 Aufbau des stetigen Entladekranes .....	7
2.2.1 Förderkopf .....	8
2.2.2 Hydraulische Ansteuerung des Entladekranes .....	9
2.2.3 Schienen.....	11
2.2.4 Überwachungs- und Sicherheitseinrichtungen .....	11
2.3 Automatisiertes Entladen aus regelungstechnischer Sicht .....	12
2.3.1 Sensorerfassung der Schüttgutoberfläche.....	14
2.3.2 Schüttguteigenschaften .....	16
2.3.3 Startvorgang.....	17
3 Modellbildung	18
3.1 Der Knickarmroboter .....	19
3.1.1 Kinematisches Modell des Knickarmroboters.....	20
3.2 Kinematisches Modell des Entladekranes.....	22
3.2.1 Die vier Freiheitsgrade in der Hauptarbeitsebene .....	25
3.2.2 Bahnplanungskordinaten .....	26
3.2.3 Kinematische Transformation bei vereinfachenden Annahmen ....	28
3.3 Hydraulisch angetriebene Knickarme .....	34
3.4 Geometrische Anordnung der hydraulischen Zylinder .....	36
3.5 Bewegungsgleichungen des Knickarmroboters .....	38
4 Bahnplanung	42
4.1 Grundlagen für die Bahnplanung .....	42
4.1.1 Struktureigenschaften der Bahnplanung.....	45
4.1.2 Geschwindigkeitsprofil.....	47
4.1.3 Die Spline-Interpolation .....	49
4.2 Entladestrategie .....	52
4.2.1 Anstellwinkel.....	55
4.2.2 Handpunkttrajektorie .....	58
4.2.3 Begrenzungen .....	60
4.3 Optimierung der Entladestrategie .....	62

4.3.1 Anwendung der dynamischen Programmierung zur Optimierung der Entladestrategie .....	63
4.3.2 Globale Optimierung.....	67
4.4 Realisierung der Führungsgrößenerzeugung .....	68
5 Gelenkregelung hydraulischer Handhabungssysteme	70
5.1 P-T1-Regler .....	71
5.2 Zustandsregler.....	71
5.3 Regelung mit dem Inversen System .....	73
5.4 Regelung der höchsten Ableitung der Regelgröße .....	75
6 Servoregelung	78
6.1 Folgesysteme .....	79
6.1.1 Der Servoregler .....	81
6.1.2 Separation von Führungs- und Störverhalten.....	81
6.2 Verfahren zur Servoregelung.....	84
6.2.1 Riccati-Regler (LQ control).....	84
6.2.2 Ideales Folgen .....	85
6.2.3 Prädiktive Regelverfahren.....	86
6.3 Führungsmodellgestützte prädiktive Servoregelung .....	88
6.3.1 Zeitdiskretes Prädiktionsmodell.....	88
6.3.2 Bahnfehlerminimierung über m Takte .....	89
6.3.3 Überlappung der Minimierungshorizonte .....	93
6.3.4 Geschwindigkeits- und Beschleunigungssollwerte.....	95
6.3.5 Die Festlegung der Entwurfsparameter.....	100
6.3.6 Folgeverhalten für Sollwerte als Polynomkoeffizienten.....	113
6.4 Prädiktive Bahnregelung von Handhabungssystemen.....	114
6.4.1 Anwendung der FMP-Servoregelung auf sensorgeführte Handhabungssysteme .....	114
6.4.2 Nichtlineare Störgrößenaufschaltung für hydraulische Antriebe..	115
6.5 Diskussion.....	117
6.5.1 Der Gleitende-Horizont-Riccati-Regler .....	117
6.5.2 Der FMP-Servoregler als praxisnahe Realisierung des Idealen Folgens .....	118
6.5.3 Die Handhabung von Begrenzungen .....	118
6.5.4 Vorzüge des FMP-Servoreglers gegenüber konventionellen prädiktiven Verfahren.....	119
7 Experimentelle Verifikation der Verfahren	121

7.1 Simulationsprogramme .....	122
7.1.1 Simulation des Entladevorganges.....	122
7.1.2 Simulation des kamerageführten Knickarmroboters .....	124
7.1.3 Simulation des FMP-Servoreglers.....	124
7.2 Versuchsaufbau .....	125
7.2.1 Multiprozessorsystem für die Echtzeitregelung .....	127
7.2.2 CCD-Kamera Schnittstelle .....	128
7.2.3 Softwarearchitektur zur kameragesteuerten Bahnführung .....	131
7.3 Sollbahnerfassung .....	133
7.3.1 Sollwertsignalaufbereitung.....	133
7.3.2 Der Einsatz von Referenzkonturen zum Abbau größerer Fehler .	134
7.4 Gelenkregelung des hydraulischen Knickarmroboters .....	136
7.4.1 Entwurf des P-T1-Gelenklagereglers .....	137
7.4.2 Der richtungsabhängige Zustandsregler für hydraulische Antriebe	138
7.4.3 Wunschdynamik der exakt linearisierenden Gelenkregler.....	139
7.4.4 Meßergebnisse zur Gelenkregelung .....	140
7.5 Servoregelung des hydraulischen Knickarmroboters.....	142
7.5.1 Abfahren einer gespeicherten Kontur.....	142
7.5.2 Sensorgesteuerte Bahnführung .....	143
7.6 Diskussion .....	147
8 Zusammenfassung .....	148
Literaturverzeichnis.....	151
Anhang A - Mechanische Größen.....	155
Anhang B - Bewegungsgleichungen des Entladekranes .....	156

## Symbole und Abkürzungen

(" <i>fett</i> ")	Vektor oder Matrix
$( )^T$	transponierter Vektor oder Matrix
$( \dot{\ } )$	zeitliche Ableitung
$( \prime )$	Ableitung nach dem Parameter (Bahnparameter)
$( \hat{\ } )$	Schätzwert
$\partial$	partielle Differentiation
$\Delta$	Differenz
<b>A, b, c, d</b>	Matrix und Vektoren der diskreten Zustandsraumbeschreibung
<b>A<sub>k</sub>, b<sub>k</sub>, c<sub>k</sub>, d<sub>k</sub></b>	Matrix und Vektoren der kontinuierlichen Zustandsraumbeschreibung
$s, v, a$	Bahnparameter, -geschwindigkeit und -beschleunigung
$\varphi_i, \dot{\varphi}_i, \ddot{\varphi}_i$	Gelenkwinkel, -geschwindigkeit und -beschleunigung
$l$	Länge
$m_i$	Masse des Arms $i$
$m_L$	Lastmasse
$p_A, p_B$	Drücke in den Zylinderkammern A und B
$q_A, q_B$	Ölströme in die Zylinderkammern A und B
$t$	Zeit
$k$	diskrete Zeit
$s$	Variable der Laplace-Transformation
$u$	Stellsignal der nichtlinearen Strecke
$u_s$	Steuersignal des Servoreglers (Eingangsgröße für die Gelenkregelung)
$u_f$	Führungssignal (Eingangsgröße des Führungssignalprozesses)
$x, y, z$	kartesische Koordinaten
$x_z$	Zylinderkolbenhub
$y$	Regelgröße
$\hat{y}$	Regelgröße des Prädiktionsmodells
$w$	Sollwert
$A_A, A_B$	Kolbenfläche in den Zylinderkammern A und B

$E_{\text{öl}}$	Elastizitätsmodul des Öls
$F_Z$	Kraft an der Kolbenstange
<b>G</b>	Gewichtsmatrix
<b>I</b>	Einheitsmatrix
<b>M</b>	Trägheitsmatrix
<b>N</b>	Coriolismatrix
$P_o, P_N$	Versorgungs-, Nenndruck
$V_A, V_B$	Volumen in den Zylinderkammern <i>A</i> und <i>B</i>
<i>J</i>	Gütemaß für die prädiktive Regelung
$V_{zw}$	Wegekosten für die zwischenschichtoptimierte Entladestrategie
<i>T</i>	Abtastzeit der Sollwertvorgabe beim Einsatz Ausgleichspolynome
$T_s$	Abtastzeit des prädiktiven Streckenmodells
$T_{ab}$	Abtastzeit der nichtlinearen Regelung

### Indizes

$i, j, n, m, p, s, u$	allgemeine Indizes
<i>kin</i>	kinetisch
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>pot</i>	potentiell
<i>soll</i>	Sollwert

### Abkürzungen

sign	Signum Funktion
FMP	<b>F</b> ührungs <b>m</b> odellgestützter <b>p</b> rädiktiver (-Servoregler)
SPS	<b>S</b> peicher <b>p</b> rogrammierbare <b>S</b> teuerung
A/D, D/A	Analog- <b>D</b> igital, <b>D</b> igital-Analog Umsetzung
CCD-Kamera	Charge <b>C</b> oupled <b>D</b> evice-Kamera
DP-RAM	<b>D</b> ual <b>P</b> ort RAM
DSP	<b>d</b> igitaler <b>S</b> ignal <b>P</b> rozessor
PT	<b>P</b> - <b>T</b> <sub>1</sub>
ZR	<b>Z</b> ustandsregler
IS	Regelung nach dem <b>I</b> nversen <b>S</b> ystem
HA	Regelung der <b>h</b> öchste <b>A</b> bleitung der Regelgröße

# 1 Einleitung

Der Einsatz von prozeßgerechten Sensorsystemen ist die Grundlage moderner Regelungskonzepte für die Automatisierung von Bearbeitungsvorgängen. Geeignete Sensoren ermöglichen erhebliche Qualitätssteigerungen in den vielfältigsten Anwendungen [SH93, PK93, TL92, BW93].

Die Rückführung als Grundprinzip der Regelungstechnik wird technisch durch Sensoren realisierbar. Die Sensoren dienen aber nicht nur zur Erfassung von Sollwertabweichungen, sondern eignen sich auch zur Akquisition der Sollwertinformation selbst. Die Einbeziehung der Sensorinformationen setzt eine mehr oder weniger aufwendige Signalaufbereitung voraus. Mit den leistungsfähigen Prozeßrechnern, die in zunehmendem Maße zur Verfügung stehen, können komplexe Algorithmen, in Form von Software umgesetzt werden. Die digitalen Regler werden so, wegen ihrer Flexibilität, immer häufiger eingesetzt.

In dieser Arbeit werden optische Sensoren eingesetzt, um komplexe Handhabungsaufgaben, die in Form einer Bahnführung beschrieben werden können, zu automatisieren. Die Bahnführung von Mehrgrößensystemen kann dabei in den verschiedensten Erscheinungsformen auftreten. Je nach Ansteuerungsart, Bauweise oder Sensorausstattung ergeben sich aber einige Kategorien, die gemeinsam behandelt werden können.

Die meisten Handhabungsaufgaben können durch fest definierte Bahnen beschrieben werden. Bei Roboterzellen, die zur Bearbeitung von unterschiedlichen Teilen, oder von solchen, die sehr großen Variationen unterliegen, kann die Aufgabe durch sensorgestütztes Erfassen und Abfahren einer aufgabenbezogenen Kontur gelöst werden [OI89]. Bei einer abstrakteren Beschreibung der Aufgabe, wie z.B. "Lackieren von Teilen auf einem Fließband mit möglichst wenig Farbverlust", kann andererseits die Aufgabe so gelöst werden, daß zunächst die Umrisse der Teile mit einem Sensor erfaßt werden, um diese wiederum zur Erstellung einer Verfahstrategie zu benutzen. Die Bereitstellung einer solchen aufgabenbeschreibenden Bahn kann als Optimierungsaufgabe dargestellt werden.

Was das Ansteuerungsmedium für Handhabungssysteme angeht, verfügen die hydraulischen Antriebe im Vergleich zu elektrischen oder pneumatischen Antrieben über eine sehr hohe Leistungsdichte. So können hydraulisch angetriebene Handhabungssysteme durch konstruktive Maßnahmen (Leichtbauweise) sehr günstige Last/Eigengewicht-Verhältnisse aufweisen. Als wesentlicher Nachteil für Positionieraufgaben war früher der implizit stark nichtlineare Charakter der hydraulischen Ansteuerung gesehen worden. Dieser Nachteil kann aber, dank immer billiger und schneller werdender Hardware, durch "exakt linearisierende" Gelenkregler [Er95] ausgeräumt werden, die lineares und entkoppelndes Verhalten im gesamten Arbeitsbereich des Handhabungsgerätes gewährleisten.

Im Rahmen dieser Arbeit wird, am Beispiel der Automatisierung eines stetigen Schüttgutentladers, die allgemeine Vorgehensweise zur aufgabenbezogenen Bahnplanung dargestellt.

Im Bereich des Binnenschiffverkehrs ist die herkömmliche Be- und Entladung von Schüttgut mit einigen Problemen verbunden. Mit Baggerschaufeln wird viel Energie in der Pendelbewegung verschwendet und die Effizienz läßt sich nur sehr umständlich durch automatisierungstechnische Maßnahmen verbessern. Ein stetiges Entladen kann durch ein Förderbandsystem mit einem zugeschnittenen Aufnahmeorgan verwirklicht werden. Um diese Aufgabe zu bewältigen, ist ein Sensorsystem unverzichtbar, sowohl zur Erfassung der Schüttgutoberfläche, als auch zur Überwachung des Entladevorganges. Aus der abstrakten Aufgabenstellung "möglichst schnelles und energiesparendes Entladen" ergibt sich eine Optimierungsaufgabe, die als Lösung eine Sollkontur für das Schüttgutaufnahmeorgan liefert.

Das Abfahren der Sollkontur mit physikalisch bedingt trägen Handhabungssystemen, ist in der Regel fehlerbehaftet. Als typische Erscheinung kann der Schleppfehler erwähnt werden. In einigen Fällen kann dieser Schleppfehler in der Bahnplanung berücksichtigt werden, oder er spielt bei der Erfüllung der Aufgabe keine entscheidende Rolle. Bei hohen Anforderungen an die Bahngenauigkeit von sensorgeführten Systemen kann das in dieser Arbeit beschriebene Regelungskonzept verwendet werden, welches eine Minimierung des Bahnfehlers erzielt.

Voraussetzung für eine Minimierung des Bahnfehlers ist die Vorkenntnis der Sollbahn oder, bei einer sensorgeführten Handhabungsaufgabe, ein Sensorsystem, das genügend weit vorausschauend die Sollkontur erfaßt. Die geeigneten Führungssignale werden mit Hilfe eines Streckenmodells berechnet. Der Bahnregler stellt ein prädiktives System dar, das das Stellsignal der Strecke für den aktuellen Zeitpunkt aus dem prädizierten Verhalten der Strecke für einen Prädiktionshorizont und dem gewünschten Sollwertverlauf berechnet.

Der Entwurf des prädiktiven Bahnreglers liefert eine Struktur, die eine Signalaufbereitung des Sollwertverlaufes und eine Modifikation der Dynamik des Regelkreises hervorbringt. Diese beiden Freiheitsgrade werden in einer Optimierung durch ein problembezogenes Gütemaß aufeinander abgestimmt. Dabei wird die Minimierung des Bahnfehlers als Entwurfskriterium gewählt.

Die Verfahren zur sensorgeführten Bahnregelung werden an einem sehr beschränkten, und so für Forschungszwecke gut geeigneten Handhabungssystem, dem hydraulischen Knickarmroboter des Instituts für Regelungstechnik, durchgeführt.

Die vorliegende Arbeit ist folgendermaßen aufgebaut: Im Kapitel 2 wird der stetige Entlader [MAN91] beschrieben, der als Beispiel zur sensorgeführten Automatisierung eines Handhabungssystems verwendet wird. Dort werden prinzipielle Überlegungen zur Automatisierung der Handhabungsaufgabe "stetiges Entladen von Schüttgut" erörtert. Die Basis für jede mathematische Abhandlung, die kinematische und dynamische Modellbildung, ist im Kapitel 3 beschrieben. Die Grundlagen für die Führungsgrößenerzeugung für Handhabungssysteme und die konkrete Anwendung für den Schüttgutentlader werden im Kapitel 4 dargestellt. Die linearisierende und entkoppelnde unterlagerte Gelenkregelung von hydraulischen Handhabungssystemen, die es ermöglicht, auf vertraute lineare Modelle zum Entwurf der Bahnregelung zurückzugreifen, wird in Kapitel 5 kurz skizziert. Das Kapitel 6 behandelt die Bahnregelung, mit dem prädiktiven Servoregler als besonderen Schwerpunkt. Die Vor- und Nachteile des entworfenen Servoreglers gegenüber anderen bekannten Bahnregelverfahren wird ausführlich am Ende des Kapitels 6 diskutiert. Der experimentelle Aufbau und einige Meßergebnisse werden im Kapitel 7 präsentiert. Abschließend werden im Kapitel 8 die Ergebnisse zusammengefaßt.



## **2 Die stetige Schüttgutentladung**

In diesem Kapitel wird eine Handhabungsaufgabe, nämlich das stetige Entladen von Schüttgut beschrieben, anhand welcher im Lauf dieser Arbeit die erforderlichen automatisierungs- und regelungstechnischen Merkmale eines sensorgeführten Bearbeitungsvorganges herausgearbeitet werden sollen.

Nach einer einführenden Betrachtung des Schüttgutentladevorganges und einer kurzen Aufbaubeschreibung des stetigen Entladens der Firma MAN [MAN91], werden die Möglichkeiten eines automatisierten Entladens mit Hilfe von Ultraschallsensoren erörtert.

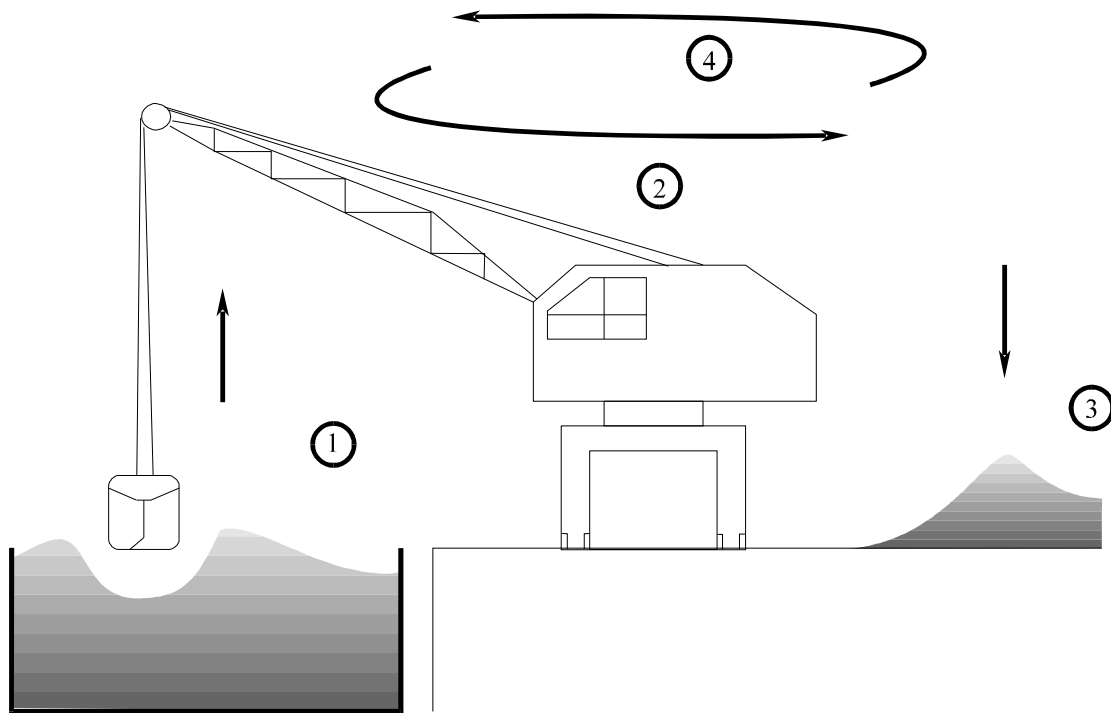
### **2.1 Die Schüttgutentladung**

Der Binnenschiffverkehr gewinnt zunehmend an Bedeutung, besonders auch im europäischen Wirtschaftsraum, weil energiesparende und umweltschonende Transportmittel mehr und mehr gefragt sind. Durch den Ausbau der Wasserwege (wie die noch junge Main-Donau-Verbindung) werden wichtige Industriezentren verbunden. Dabei werden sogenannte "Euroschiffe" eingesetzt, die für die vorhandenen Schleusen maßgerecht gebaut werden. Ein solches Euroschiff befördert eine Last, die der 40 vollbeladener LKWs entspricht, und das mit einem Bruchteil des Energiebedarfs.

Schüttgut wie Kohle, Getreide oder Erz, sind typische Ladungen, die für Binnenschiffe geeignet sind. So läßt sich z.B. der Kohlebedarf eines Kraftwerks gut auf dem Wasserweg transportieren. Kohleabbau und Kraftwerke sind im Wasserstraßennetz integriert, was langfristige Lieferungspläne zuläßt.

Der wirtschaftliche Betrieb von Binnenschiffen setzt eine ganze Infrastruktur voraus, die unter anderem das effiziente Be- und Entladen umfaßt. Die herkömmliche Entladung von Schüttgut aus Binnenschiffen ist allerdings noch mit einigen Nachteilen verbunden. Bisher werden hauptsächlich Entladekräne mit Baggerschaufeln (Bild 2.1) eingesetzt, die von einem Kranführer bedient werden. Mit diesem Verfahren, das hier

als "Unstetiges Entladen" bezeichnen wird, können etwa 10-20 m<sup>3</sup>/h Volumenförderleistung erzielt werden. Ein großer Teil der Energie wird nicht zum Transport des Schüttgutes, sondern für die Pendelbewegung der verhältnismäßig großen Kranmasse eingesetzt. Ein weiterer schwerwiegender Nachteil in wirtschaftlicher Hinsicht ist, daß sich dieses Verfahren sehr schlecht automatisieren läßt.



**Bild 2.1** Prinzipskizze des herkömmlichen Schiffentladens von Schüttgut:  
1-Aufnahme des Schüttgutes, 2-Transport, 3-Abladen auf der Halde, 4-Rückfahrt.

Beim herkömmlichen Schüttgutentlader ist ein Kranführer für den gesamten Entladevorgang zuständig. Die Aufnahme des Schüttgutes (1) wird mittels Schaufeln erledigt. Der ganze Kran wird in Richtung Halde bewegt, um den Inhalt der Schaufeln zu transportieren (2). Das Absetzen des Schüttgutes (3) auf der Halde wird von Kranführer veranlaßt. Bei der Rückfahrt (4) sind die Schaufeln leer.

Um dem größten Nachteil des herkömmlichen Entladers, nämlich dem der Unstetigkeit, entgegenzuwirken, muß ein stetiges Entladen erzielt werden. Eine bewährte Möglichkeit zur stetigen Beförderung sind Förderbänder. Durch den Einsatz eines Förderbandsystems kann Stetigkeit erreicht werden, und so kann eine automatisierungsfreundliche und wirtschaftlichere Alternative im Vergleich zum herkömmlichen Entlader entwickelt werden.

Das Entladeproblem kann so formuliert werden:

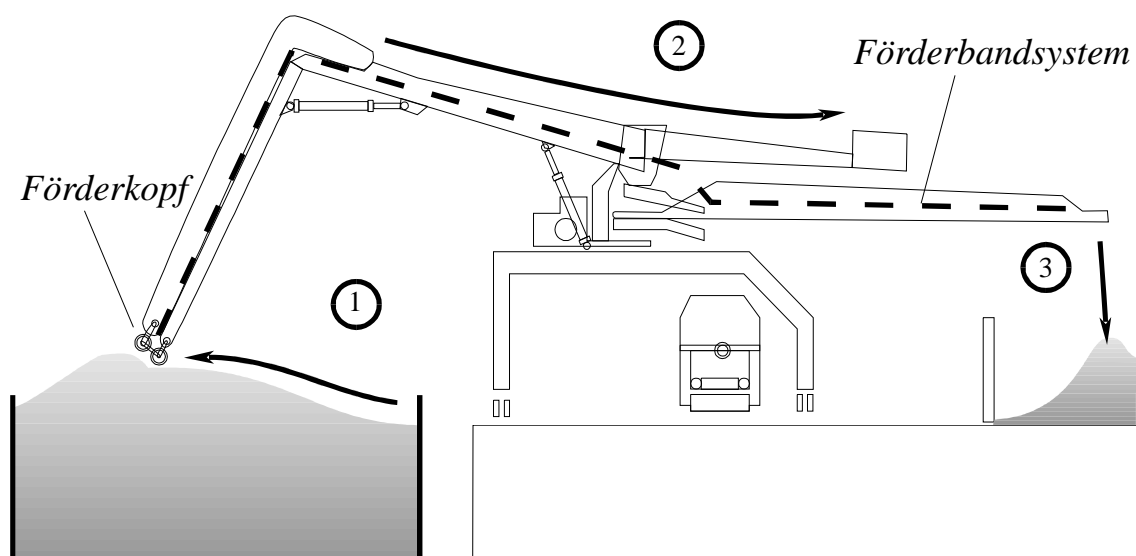
*Es ist ein Handhabungsgerät zu entwickeln, das möglichst viel Schüttgutvolumen schnell und mit möglichst niedrigem Energieeinsatz zur Halde befördert.*

Um dieses Problem zu lösen, muß ein Handhabungsgerät bestimmte Eigenschaften aufweisen. Zur Reduzierung des Energieeinsatzes müssen sich die bewegten Massen auf ein Minimum reduzieren. Ein bewegliches Schüttgutaufnahmeorgan, das sich nur im Schiffsladeraum bewegt, soll für die Handhabungsaufgabe ausreichen. Vom Aufnahmeorgan aus kann das Schüttgut dann über ein Förderbandsystem zur Halde befördert werden. Für ein automatisiertes Entladen muß sich das Aufnahmeorgan möglichst "selbständig" auf der Schüttgutoberfläche "vorantasten", was die Notwendigkeit eines Sensorsystems begründet.

Die **Anforderungen** lassen sich also in drei Stichpunkten zusammenfassen:

- *Stetiges Entladen -> Förderbandsystem,*
- *Einschränkung der bewegten Massen -> leichtes Aufnahmeorgan,*
- *Automatisierungsfreundlichkeit -> Sensorik für selbständiges Entladen.*

Für diesen Anforderungen wurde von der Firma MAN ein Entwurf für einen stetigen Binnenschiffentlader entwickelt [MA91]. Eine Skizze des Konzepts der Firma MAN für das stetige Entladen ist im Bild 2.2 zu sehen.



**Bild 2.2** Stetiger Schüttgutentlader: Förderkopf + Förderbandsystem  
1- Aufnahme, 2- Transport, 3- Abladung.

Der stetige Schüttgutentlader wird durch einen Automatisierungsgerät gesteuert. Die Aufnahme des Schüttgutes (1) wird mit einem Förderkopf erledigt. Der

Schüttguttransport (2) wird durch ein Förderbandsystem gelöst. Nur die wenigen Teile die an der Aufnahme des Schüttgutes beteiligt sind, müssen bewegt werden. Das Abladen des Schüttgutes (3) auf der Halde erfolgt nach Transport durch ein weiteres Förderband, den Ausleger.

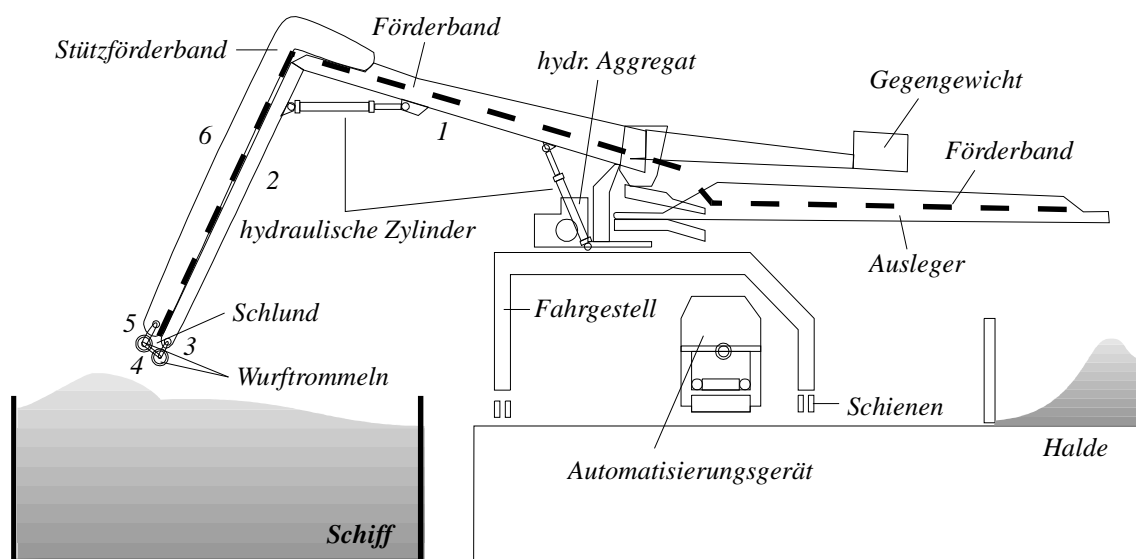
Der Entladekran ist so konzipiert, daß ein Beladen von Schiffen von der Halde aus auch möglich wäre. Dafür kann der gesamte Entladekran um die Hochachse gedreht werden. Für das Beladen muß die Kohle aber in der Reichweite des Förderkopfes liegen, was normalerweise nicht immer gegeben ist. Diese Möglichkeit wird in dieser Arbeit nicht weiter behandelt.

In den nächsten Abschnitten folgt eine Beschreibung des stetigen Entladers. Dabei werden allerdings nur die Aspekte beschrieben, die für die Automatisierungsaufgabe erforderlich sind.

## 2.2 Aufbau des stetigen Entladekranes

Der Entladekran besteht aus folgenden Einrichtungen: Förderkopf, Förderbandsystem, Träger (Arme), hydraulische Antriebe, Sensoreinrichtung, Hydraulikaggregat, Schienensystem und Automatisierungsgerät.

Dieses komplexe Gebilde besitzt sämtliche Freiheitsgrade und Einrichtungen, die für ein stetiges Entladen nötig sind, wie im Bild 2.3 gezeigt wird.



**Bild 2.3** Wichtigsten Teile des stetigen Schüttgutentladers.

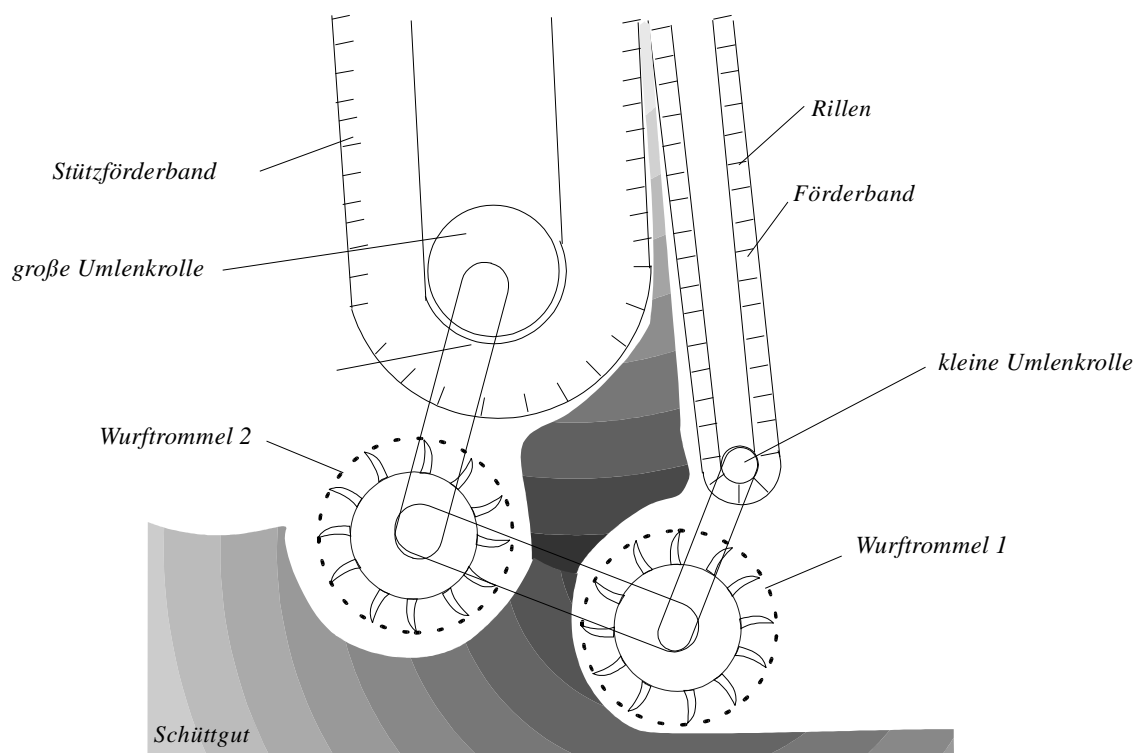
Die Arme, die in der Modellbildung benötigt werden, sind durchnummeriert.

Die Schüttgutaufnahme wird durch **Wurftrommeln** realisiert, mit denen die **Förderbänder** stetig gespeist werden. Der Entladekran ist auf einem **Fahrgestell** montiert, das sich auf Schienen parallel zum Schiff bewegen läßt. Die **Arme** des Entladekranes können durch **hydraulische Zylinderquer** zum Schiff bewegt werden. Die beiden Wurftrommeln und die Arme 3 bis 5 bilden den **Förderkopf**. Die Wurftrommeln rotieren gegenläufig und werfen das Schüttgut in den **Schlund** zwischen die Armen 2 und 6. Diese Arme sind mit Förderbändern ausgerüstet, die das Schüttgut zwischen den Armen 2 und 6 nach oben transportieren. Das Schüttgut wird nun mit zusätzlichen Förderbändern über den Arm 1 und den **Ausleger** zur **Halde** weiterbefördert. Für ein weitgehend automatisches Entladen wird ein **Automatisierungsgerät** (AG) eingesetzt, das unter der Aufsicht eines Kranführers die gesamte Anlage steuern soll.

In den nachfolgenden Abschnitten erfolgt eine Detailbeschreibung der wichtigsten Teile. Begonnen wird mit dem Förderkopf.

### 2.2.1 Förderkopf

Die technologische Innovation beim stetigen Entladen liegt in dem Aufbau des Aufnahmeorgans [MAN91]. Der Förderkopf ist deswegen der kritischste Punkt in dem Förderkonzept. Er bildet die Schnittstelle zu dem bewährten Förderbandsystem. Eine Skizze ist im Bild 2.4 zu sehen.



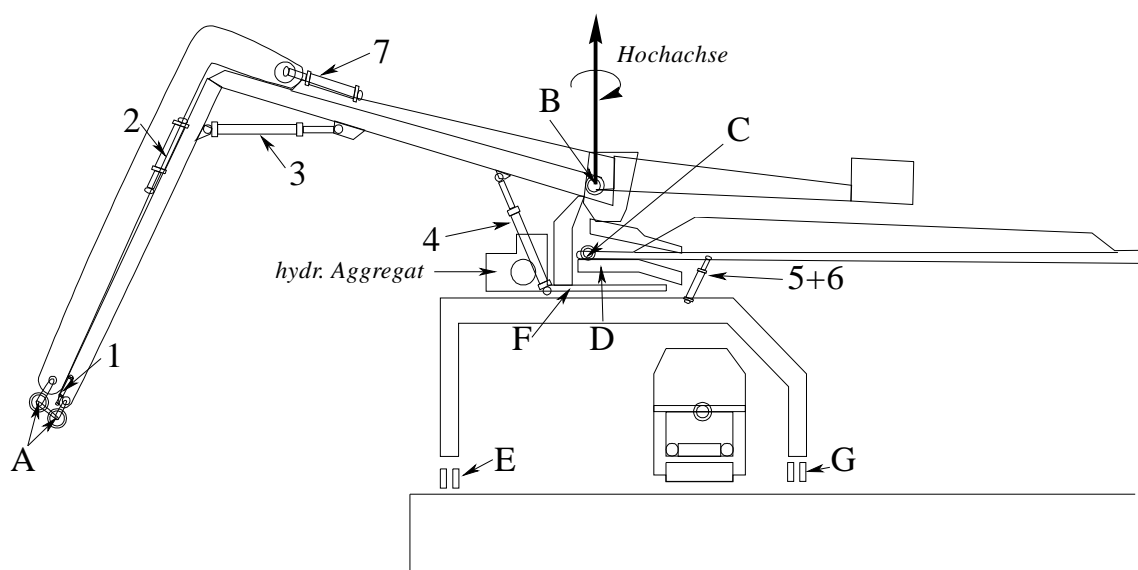
**Bild 2.4** Detailansicht des Förderkopfes.

Zwei Wurftrömmeln, die sich gegenläufig nach innen bewegen, speisen die Förderbänder. Je nach Schüttgutkonsistenz sind zwei mögliche Betriebsarten zu unterscheiden. In einem Fall wird das Schüttgut durch schnell rotierende Wurftrömmeln hochgeschleudert und bildet somit einen resultierenden Förderstrahl. Dieser Förderstrahl bildet im Schlund einen Staubereich. Im stationären Betrieb wird durch diesen Staubereich ein stationärer Massendurchfluß erzielt, so daß die gesamte hochgeschleuderte Masse auf die Förderbänder gelangt. Der senkrechte Schüttguttransport wird durch Förderbandrillen unterstützt.

Für Schüttgüter mit höheren Dichten ist ein Betrieb mit langsam drehenden Wurftrömmeln günstiger. Dabei wird der gesamte Raum zwischen Wurftrömmeln und Förderbändern mit Schüttgut gefüllt. Die Förderbandrillen "schieben" so Schüttgut aus diesem unter Druck gehaltenen Zwischenraum in die Förderbänder hinein.

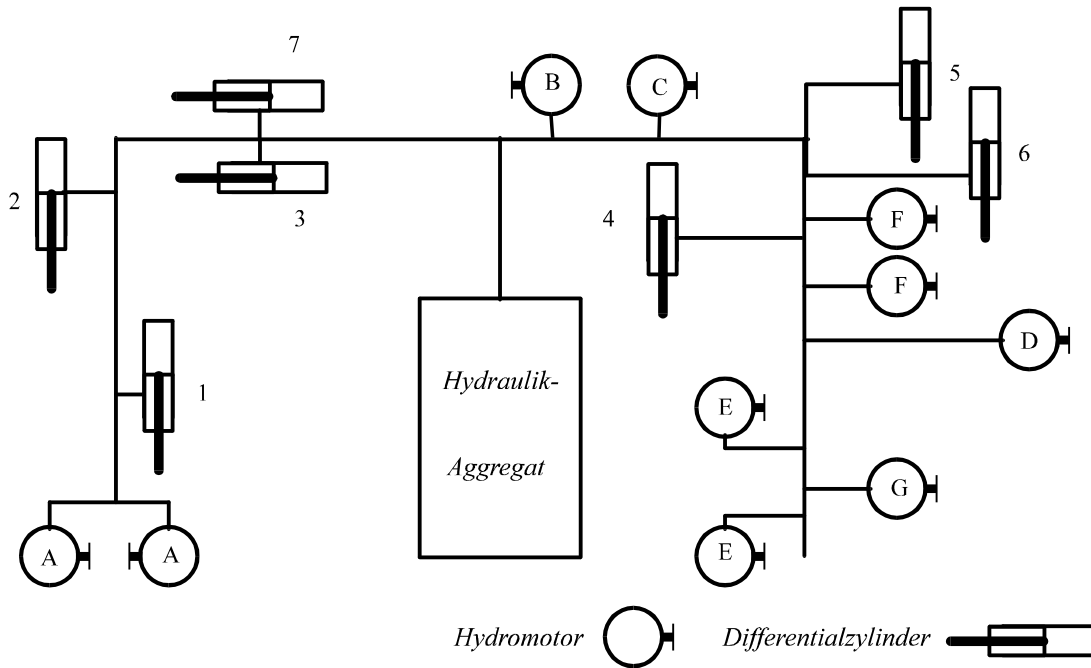
### 2.2.2 Hydraulische Ansteuerung des Entladekranes

Zur Bewegung der mechanischen Komponenten werden hydraulische Antriebe eingesetzt. Diese besitzen eine sehr hohe Leistungsdichte und ermöglichen so ein günstiges Verhältnis zwischen geförderter Masse und Eigenmasse. Das stark nichtlineare Verhalten von hydraulischen Antrieben muß als wesentlicher Nachteil angesehen werden und stellt für konventionelle Bahnführungen eine große Schwierigkeit dar. Durch den Einsatz moderner Regelungsverfahren, die wegen der rasanten Entwicklung auf dem Gebiet der digitalen Technik realisierbar wurden, kann trotzdem sehr gutes Folgeverhalten erzielt werden [Er95]. Das hydraulische Aggregat wird mitgeführt und versorgt sowohl Hydromotoren (A bis G) als auch Differentialzylinder (1 bis 7), wie im Bild 2.5 zu sehen ist.



**Bild 2.5** Anbringung der hydraulischen Ansteuerung am Entladekran.

Die hydraulischen Zylinder **1** bis **4** werden Hauptantriebe genannt und werden direkt von der Bahnführung angesprochen. Die Differentialzylinder **5** und **6** heben und senken den Ausleger. Der Antrieb **7** spannt das Stützförderband, so daß das Schüttgut gegen das Förderband gepresst wird und so senkrecht befördert werden kann. Eine schematische Darstellung der hydraulischen Ansteuerung zeigt Bild 2.6.



**Bild 2.6**Hydraulische Antriebe des Entladekranes

Die Aufgabe der einzelnen Komponenten sind in der Tabelle 2.1 zusammengefaßt.

Differentialzylinder:

1	Wurfradverstellung
2	Schachtverstellung
3	Knicken des Auslegers
4	Heben des Auslegers
5	Auswurfausleger
6	Auswurfausleger
7	Stützförderband spannen

Hydromotoren:

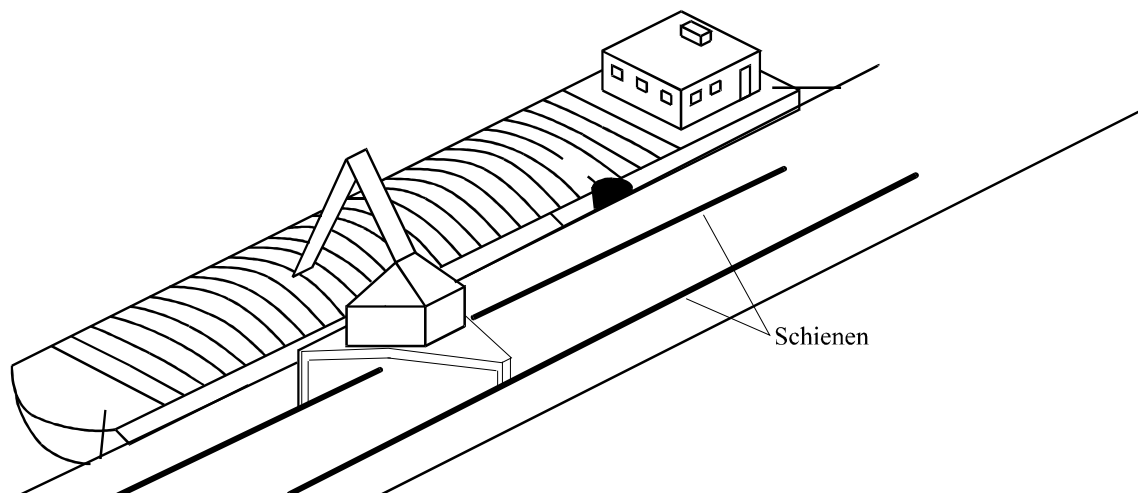
A(2)	Wurftrommelantrieb
B	Aufnahmebandantrieb
C	Abwurfbandantrieb
D	Drehwerk des Abwurfs
E(2)	Fahrwerkantrieb Wasserseite
F(2)	Drehwerk des Aufnehmers
G	Fahrwerkantrieb Landseite

**Tabelle 2.1** Aufgabenverteilung der hydraulischen Antriebe.

Die Wurftrömmeln **A** werden mit Hydromotoren mit einer konstanten Geschwindigkeit bewegt und erzeugen bei Berührung mit dem Schüttgut einen Förderstrahl. Das Förderbandsystem zur Aufnahme des Schüttgutes wird permanent durch den Hydromotor **B** in Bewegung gehalten. Der Hydromotor **C** treibt das Förderband am Ausleger. Der Hydromotor **D** ermöglicht durch Drehen über die Hochachse eine gezielte Ablage des Schüttgutes auf der Halde. Die Bewältigung von Be- und Entladung wird durch ein Drehen der Gesamtanlage mittels Antrieb **F** ermöglicht. Die Hydromotoren **E** und **G** bewegen das Gestell auf Schienen parallel zur Hafenummauer.

### 2.2.3 Schienen

Der Entladekran kann sich parallel zur Hafenummauer auf Schienen bewegen, wie im Bild 2.7 gezeigt. Das Schienensystem bietet, durch die stabile Konstruktion, Vorteile gegenüber Kränen, die auf nicht geführten gummiereiften Rädern bewegt werden.



**Bild 2.7** Schienensystem zur Bewegung entlang der Hafenummauer.

### 2.2.4 Überwachungs- und Sicherheitseinrichtungen

Ein wichtiger Gesichtspunkt in jedem Automatisierungskonzept ist die Sicherheit. Für die Krananlage sind mehrere Systeme zur Vermeidung von Schäden während des Betriebes vorzusehen [B192].

Zur Vermeidung einer Kollision der Fördereinrichtung mit den Laderaumwänden, dem Laderaumboden oder sonstigen Hindernissen während der manuellen und auch während der automatischen Entladung können elektromagnetischen Sensoren eingesetzt werden. Als Anbringungsort eignen sich senkrechte Verstreben an den Armen **3** und **5**.

Darüber hinaus ist es sinnvoll, einen Kraftsensor für die Differentialzylinder **3** und **4** vorzusehen, um ein "Festfahren" im Schüttgut zu detektieren.



Wie bei der Beschreibung der Einzelteile ersichtlich ist, überfordert solch eine komplizierte mechanische Konstruktion eine herkömmliche antriebsbezogene Handsteuerung, bei der einzelne Zylinder mit handbetätigten Ventilen positioniert werden. Die zwei Hauptachsen (Arme 1 und 2, die durch die Hydrozylinder 3 und 4 bewegt werden) könnten zwar noch per Hand bedient werden, aber es ist mit einfachen Mitteln nicht mehr möglich, durch die Hauptantrieben (Hydrozylinder 1 und 2) eine gewünschte Konfiguration<sup>1</sup> [Hö92] der Arme 3, 4, 5 und 6 einzustellen. Erschwerend kommt noch hinzu, daß der Förderkopf wegen der Staubentwicklung bei der Förderung und der räumlichen Trennung vom Kranfahrer nicht mehr gut sichtbar ist. Falls man keine durchgängige Automatisierung anstrebt, müßte man dem Kranfahrer zumindest ein Bedienpult anbieten, durch das sich die Konfiguration des Entladekrans aus einer (x,y,z) Eingabe für die Förderkopfposition ergibt [Hö92]. So könnte der Kranführer die Schüttgutoberfläche visuell erfassen und ohne Sensoren und speicherprogrammierbaren Steuerungen (SPS) abfahren. Das wäre, verglichen mit den Nutzen einer Automatisierung, nicht wirtschaftlich und effektiv. Im nächsten Abschnitt wird deswegen ein Automatisierungskonzept für den Entladekran ausgearbeitet.

### 2.3 Automatisiertes Entladen aus regelungstechnischer Sicht

Für die beschriebene mechanische Konstruktion des Entladekrans werden in diesem Abschnitt die prinzipiellen Anforderungen für ein selbständiges stetiges Entladen von Schüttgut aufgestellt.

Voraussetzung sowohl für ein handgesteuertes ((x,y,z) Eingabe für die Förderkopfposition) wie auch für ein automatisches Entladen ist eine unterlagerte Gelenklageregelung, die dafür sorgt, daß eine Konfiguration, die aus einzelnen Wunschwinkelstellungen besteht, angefahren wird. Es wird davon ausgegangen, daß jede Achse einen Winkelgeber für die jeweilige Gelenkregelung besitzt, der den Ist-Winkelwert zur Verfügung stellt. Alternativ dazu könnte man bei hydraulischen Zylindern mit integrierten Kolbenstellungsgebern und bekannter geometrischer Anordnung des Zylinders und der angekoppelten Arme auf die Winkelwertwerte zurückschließen. Die Regelung von hydraulischen Handhabungssystemen wird noch gesondert im Kapitel 5 behandelt.

Um ein Automatisierungskonzept zu entwickeln, wird zunächst von der Tätigkeit eines Experten ausgegangen, in unserem Fall die Vorgehensweisen eines Kranführers

---

<sup>1</sup>Eine Konfiguration besteht aus einer bestimmten Festlegung aller Freiheitsgrade.

beim Entladen mit einem herkömmlichen Entladekran. Wenn der Kranführer ein Schiff mit einem herkömmlichen Entladekran entlädt, muß er die **Oberfläche** des Schüttgutes visuell **erfassen**, um so die Schaufeln an geeigneter Stelle ins Schüttgut einzutauchen. Dabei spielt es allerdings keine große Rolle, wie genau er die Position trifft. Zu vermeiden ist eine **Berührung der Schiffswände**. Er wird versuchen, aus einer Position des Entladekranes relativ zum Schiff, solange Stiche zu machen bis der **Schiffsboden sichtbar** wird. Dabei wird benachbartes Schüttgut nachrieseln, und eventuell auch die Schaufel teils bedecken, was aber nicht stört, weil die Schaufeln sowieso aus dem Schüttgut hochgezogen werden. Am Boden angelangt, **erfaßt** der Kranfahrer **mit den Augen** das noch übrige Schüttgut und bewegt den Entladekran parallel zum Schiff an eine Stelle, "wo noch viel abzutragen ist" und beginnt wieder damit, bis zum Boden zu schaufeln. Der Kranfahrer sieht dabei immer nur soviel wie er braucht, um den nächsten Stich anzusetzen. Nachdem er das ganze Schiff auf dieser Weise entladen hat, bleibt noch, hauptsächlich in den Ecken, Restschüttgut übrig, was normalerweise von Hand gekehrt werden muß.

Um den Entladevorgang zu automatisieren, wird zunächst die Vorgehensweise des Kranführers mit den Möglichkeiten verglichen, die technische Einrichtungen anbieten. Der Kranfahrer **erfaßt** die Schüttgutoberfläche **mit den Augen** um den nächsten Stich anzusetzen. Mit einem Blick kann er eine Bestandsaufnahme der gesamten Entladesituation gewinnen. Technisch gibt es nur sehr eingeschränkte "Sehmöglichkeiten". Ein Ultraschallsensor zum Beispiel kann nur die Entfernung des Schüttgutes senkrecht zum Anbringungsort des Sensors erfassen. Optische Systeme, die Triangulation einsetzen, können in der Nähe des Förderorgans wegen des Staubes nicht eingesetzt werden. Digitale Kameras, die aus einer bestimmten Entfernung die gesamte Szene aufnehmen, würden einen nicht vertretbaren Bildauswerteaufwand in Anspruch nehmen. Das deutet daraufhin daß die Entladestrategie "**an einer Stelle bis zum Boden entladen**" für ein automatisiertes Vorgehen wohl nicht geeignet ist, nicht zuletzt, weil die Wurftrömmeln des stetigen Entladers nicht eingetaucht arbeiten können.

Um das Eintauchen zu vermeiden, muß das Schüttgut **schichtweise** abgetragen werden. Dafür könnte der Förderkopf eine Mäanderbewegung über die gesamte Schüttgutoberfläche ausführen. Für jede Schicht traversiert<sup>2</sup> der Förderkopf hin und zurück, während der gesamte Entladekran sich parallel zum Hafen bewegt. Am Ende einer Schicht wird die nächste Schicht bei einer Rückwärtsbewegung des Entladekranes abgetragen. Das ganze Vorgehen wiederholt sich, bis das Schiff leer ist. Wie beim herkömmlichen Verfahren muß das Restschüttgut von Hand gekehrt werden.

---

<sup>2</sup>Unter Traversierung wird eine Pendelbewegung des Förderkopfes senkrecht zur Schiffslängsachse über das Schüttgut verstanden.

### 2.3.1 Sensorerfassung der Schüttgutoberfläche

Auf dem Sensormarkt werden eine Vielzahl von Meßsystemen angeboten, die eine berührungslose Abstandsmessung ermöglichen. Höchst unterschiedlich sind jedoch z.B. die Meßbereiche, die Auflösung, der Platzbedarf und nicht zuletzt die Kosten.

Grob lassen sich Abstandssensoren nach ihren Wellenarten und Frequenzen einteilen, vgl. Tab. 2.2.

Bezeichnung	Frequenzbereich	Wellenart
Ultraschallsensoren	$20-1000 \cdot 10^3$ Hz	mechanisch
Mikrowellen	$1-300 \cdot 10^{12}$ Hz	elektromagnetisch
Infrarotlicht	$30-300 \cdot 10^{12}$ Hz	elektromagnetisch
sichtbares Licht	$400 - 700 \cdot 10^{12}$ Hz	elektromagnetisch
Gammastrahlen	$3 \cdot 10^{19} - 3 \cdot 10^{21}$ Hz	elektromagnetisch

**Tabelle 2.2** Frequenz und Wellenart von Abstandssensoren.

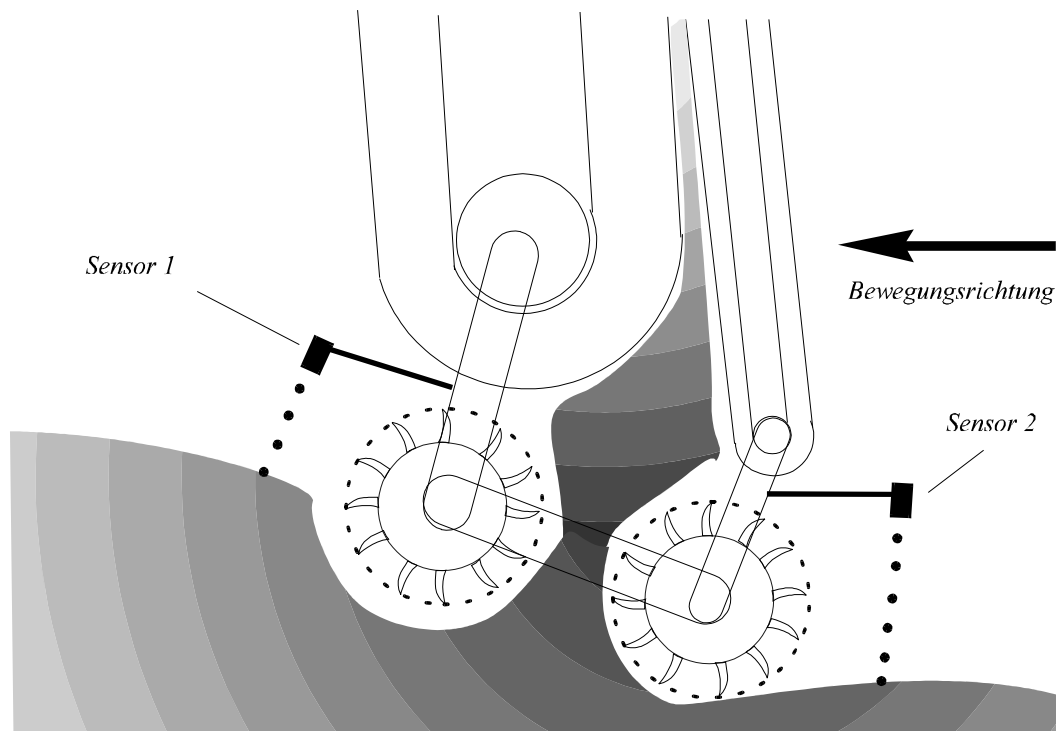
Nach ihrem Wirkprinzip unterscheidet man auch induktive und kapazitive Sensoren. Ferner lassen sich optische Sensoren nach ihrer Funktionsweise in: Triangulationssensor, Kontursensor- (Kameras), stereoreoskopische Verfahren, messende Lichtvorhänge, Laser, Impulslaufzeitmessung, Phasenentfernungsmessung und Reflexlichttaster einteilen [Tr89].

Von den technischen Möglichkeiten zur Oberflächenerfassung des Schüttgutes ist der Ultraschallsensor wahrscheinlich die beste Alternative [Tr89]. Er kann am Förderkopf so angebracht werden, daß eine vorausschauende Erfassung der aktuellen Oberfläche gewährleistet wird. Weil Traversierungen in beide Richtungen erfolgen, muß jeweils ein Ultraschallsensor je Richtung vorgesehen werden, vgl. Bild 2.8.

Weil das Sehvermögen technischer Einrichtungen relativ beschränkt ist, sollte das Schüttgut so abgetragen werden, daß die benötigte Oberflächeninformation aus der Kombination von aktuellen und vergangenen Sensorwerten zu ermitteln ist.

Je nach zur Verfügung stehender Rechenleistung können drei Wege begangen werden. Die einfachste Möglichkeit ist, die nächste Förderkopfstellung direkt aus der aktuellen Sensormessung zu planen. Als zweite Möglichkeit könnte ein "Kurzzeitgedächtnis" eingesetzt werden zur Bildung eines analytischen Modells der Oberfläche. Anhand dieses Modells kann durch Extrapolation der zu erwartenden Oberfläche eine weichere Ansteuerung der Gelenke realisiert werden. Die aufwendigste

Möglichkeit, aber auch die erfolgsversprechendste, wäre der Einsatz eines gesamten Oberflächenmodells.



**Bild 2.8** Ultraschallsensor Anbringensort am Förderkopf.

In der anderen Richtung ist die Rolle des vorausschauenden Sensor vertauscht.

#### • Sensorführung ohne Einsatz eines Oberflächenmodells

Diese Methode ist sehr primitiv, und man muß sehr kleine Traversiergeschwindigkeiten vorsehen, um ein Eintauchen des Förderkopfes zu vermeiden.

#### • Lokale Oberflächenerfassung

Bei dieser Methode sind größere Traversiergeschwindigkeiten erlaubt, aber es treten Schwierigkeiten bei der Planung von weichen Übergänge auf.

#### • Gesamte Oberflächenerfassung

Die Erfassung der gesamten Oberfläche ist Voraussetzung für die Entwicklung einer allgemeinen Entladestrategie. Mit die gesamte Oberflächenerfassung eröffnet sich die Möglichkeiten einer Zeitoptimierung des gesamten Entladevorganges, also eine Bahnplanung *"bis zum Boden"*. Durch die Verwendung der gesamten Oberflächeninformation wird eine schichtorientierte Entladung besonders zu empfehlen sein, weil erst durch die Vermeidung des Nachrutschens die Möglichkeit gegeben ist, die gesamte Oberfläche auf Grund von vergangenen Messungen abzuspeichern. Um den Entladekran in den nächsten Steuertakten zu bewegen, kann dann von den

momentanen Meßwerten und von der gespeicherten letzten Schicht Gebrauch gemacht werden. Ein gesamtes Modell des Oberflächenverlaufes ermöglicht eine zuverlässige Prädiktion von zukünftigen Oberflächenwerten.

Beim herkömmlichen Entladekran entlädt der Kranfahrer *bis zum Boden* und fährt dabei mit den Schaufeln auch an den Wänden entlang, um so möglichst viel von den Kanten wegzubefördern. Im Gegensatz dazu müssen bei den schnell rotierenden Wurftrömmeln des stetigen Entladers Kollisionen mit Boden und Wänden vermieden werden. Diese können durch den Einsatz von elektromagnetischen Sensoren ausgeschlossen werden, welche die Nähe von Metallteilen detektieren.

Bevor mit selbständigem Entladen begonnen werden kann, müssen in einer Anfahrphase noch einige technische Informationen ermittelt werden. Die Schiffsbunkermaße und die relative Lage des Schiffes zum Entladekran können, falls diese Daten nicht schon in einer Datenbank gespeichert sind, in einer gesteuerten Lernphase ermittelt werden. Diese kann am Entladekran erfolgen. Der Kranbediener steuert dazu den Förderkopf bis zu den Grenzen des Laderaums, und die kartesischen Positionen, die sich aus den Gelenksensorwerten zurückrechnen lassen, werden gespeichert. Die Bunkertiefe, falls nicht bekannt, wird durch eine Meldung des elektromagnetischen Metallbodensensors ermittelt. Wichtig für die Bahnplanung ist noch, welches Schüttgut zu entladen ist. Je nach spezifischem Gewicht wird die Schichttiefe so eingestellt, daß weder das maximale Fördervolumen noch die Fördermasse überschritten wird.

### 2.3.2 Schüttguteigenschaften

Für das Gelingen einer stetigen Entladung mit der vorgestellten Fördereinrichtung muß sichergestellt werden, daß ein Förderstrahl gebildet werden kann. Die Dichte des Schüttgutes spielt dabei eine entscheidende Rolle. In der Tabelle 2.3 sind einige Werte aufgelistet [Re94].

In der Bahnplanung muß die Schüttgutdichte ferner berücksichtigt werden, damit die Förderbänder nicht überlastet werden. Ziel ist es, die Fördermenge möglichst nahe am Nennwert zu halten. Im Normalfall (Dichten unter 2,5) wird eine volumengesteuerte Schüttgutentnahme geplant.

Zur Förderstrahlbildung müssen neben der Dichte unter anderem auch noch die Granularität, die Feuchtigkeit und die Koerzivität des Schüttgutes berücksichtigt werden. Die Steuergrößen zur Beeinflussung des Förderstrahles sind die Drehgeschwindigkeit der Wurftrömmeln, die Eintauchtiefe (Schichthöhe) und die Traversiergeschwindigkeit. Für jedes Schüttgut muß eine Konstellation dieser Steuergrößen gefunden werden, die eine zufriedenstellende Entladung gewährleistet.

Das "Herunterrieseln" von zurückgepralltem Schüttgut und auch das Schieben von Schüttgut an der vorauslaufende Wurftrammel (unterschiedlich, je nach Förderrichtung) wird nie komplett zu vermeiden sein. Regelungstechnisch können diese Effekte als Störgrößen betrachtet werden.

Schüttgut	Dichte[t/m <sup>3</sup> ]
Braunkohle	1,2...1,5
Braunkohlebrikett	1,25
Gips	2,3
Holzkohle, luftgefüllt	0,4
Holzkohle, luftfrei	1,4...1,5
Glanzkohle	1,86...2,07
Kaolin	2,2...2,6
Roheisenerz	5,2
Sand, trocken	1,58...1,65

**Tabelle 2.3** Schüttgutdichten

Im Rahmen dieser Arbeit wird für die Bahnplanung von einem idealen Schüttgut ausgegangen, d.h. sämtliches Schüttgut, das von den Wurftrammeln berührt wird, wird auch abgetragen.

### 2.3.3 Startvorgang

Bevor auf gespeicherte Oberflächenwerte zurückgegriffen werden kann, muß für die erste Schicht eine besondere Behandlung erfolgen. Die Oberfläche des Schüttgutes könnte mit reduzierter Geschwindigkeit lokal abgetastet werden (*Sensorführung ohne Einsatz eines Oberflächen Modells* - Abschnitt 2.3.1), so daß ein bestimmter maximaler Höhenunterschied im Oberflächenverlauf noch von der Regelung bewältigt werden könnte.

Bei einem automatisierten Entladekran würden die Aufgaben des Kranführers in der Überwachung bestehen. Er müßte lediglich die Anfahrphase, evtl. auch die Lernphase, steuern und während des Betriebes auf Störungen achten.

Mit der beschriebenen technischen Ausstattung kann davon ausgegangen werden, daß der gesamte Laderaum des Schiffes selbständig entladen werden kann. Dieses prinzipielle Automatisierungskonzept wird in den nächsten Kapiteln auf regelungstechnisch wichtige Zusammenhänge untersucht. Notwendig dazu sind eine kinematische und dynamische Modellbildung.

## 3 Modellbildung

In diesem Kapitel werden die kinematische und dynamische Modellbildung der hydraulischen Handhabungsgeräte dargestellt, die den in Kapitel 5 beschriebenen Regelungsverfahren zugrundeliegen.

Mit dem kinematischen Modell kann die Aufgabenbeschreibung, die normalerweise in Weltkoordinaten vorliegt, in Gelenksollwerte für die Regelung umgewandelt werden. Das dynamische Modell wird nicht nur zum Aufbau der entkoppelnden Gelenkregelung verwendet, sondern auch zur Optimierung des Geschwindigkeitsprofils. Wenn das dynamische Modell bekannt ist, kann durch eine entsprechende Bahnplanung der aufgabenbeschreibenden Trajektorie ein Geschwindigkeitsprofil zugeordnet werden, so daß beim Abfahren dieser Trajektorie eine vorgebbare Fehlerschranke nicht überschritten wird.

Das dynamische Modell dient auch einer Dimensionierung der hydraulischen Komponenten. Anhand des dynamischen Modells ist es möglich, für eine bestimmte Entladebahn eine Berechnung der benötigten Kräfte in den Zylindern durchzuführen. Diese Kräfteverläufe können dann als Grundlage zur Spezifikation der hydraulischen Zylinder dienen. Es können dann handelsübliche Zylinder anhand des Öldurchflusses, mechanischer Dimensionen und dynamische Eigenschaften ausgewählt werden.

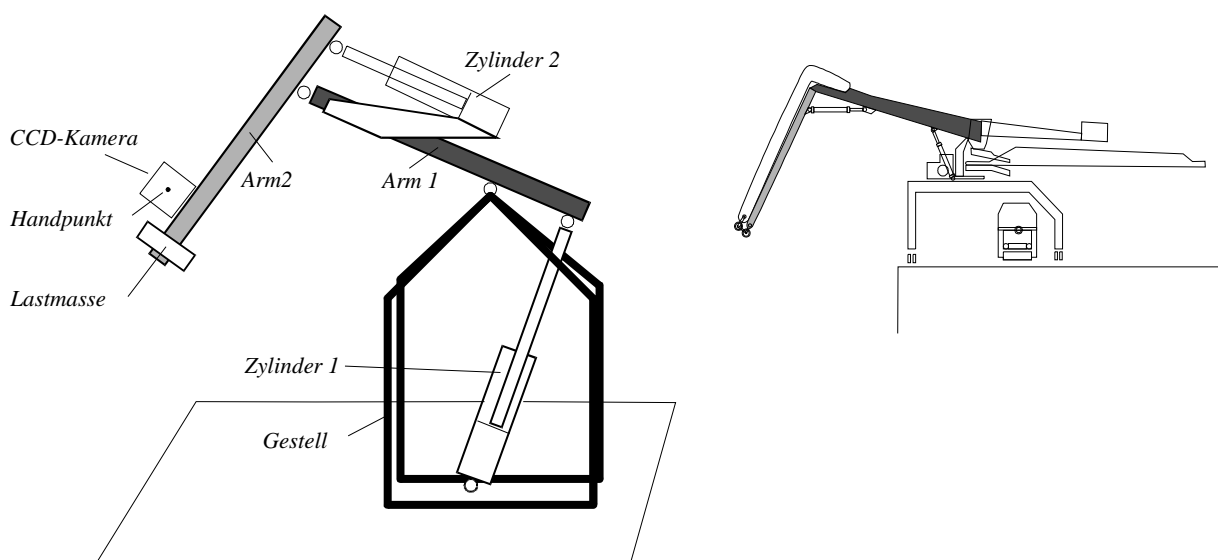
Die dynamischen Eigenschaften eines Systems werden häufig durch einige Systemkomponenten dominant beeinflußt. Für den Entladekran ist zu erwarten, daß der *Knick-* und der *Hubzylinder* (3 und 4 im Bild 2.5) maßgeblich die maximale Geschwindigkeit beim Entladen einschränken. Die anderen Antriebe legen beim Entladevorgang relativ kleine Wege zurück. Es genügt daher, daß die Bahnfolgeeigenschaften anhand dieser zwei Antriebe untersucht werden. Die gewonnenen Erkenntnisse können nach Bedarf auf die anderen Antriebe übertragen werden. Experimentelle Untersuchungen konnten am Entladekran nicht durchgeführt werden, da dieser nur als Planungsprojekt existiert. Hierfür wurde ein am Institut für Regelungstechnik vorhandenes hydraulisches Handhabungsgerät (Knickarmroboter) mit prinzipiell gleichem Aufbau verwendet. Die konstruktiven Grundeigenschaften des

Entladekranes finden sich am Knickarmroboter wieder: Knickarme in einer Leichtbauweise, die hydraulisch angetrieben werden.

So wird in diesem Kapitel zunächst ein Modell des Laborversuchsaufbaus Knickarmroboter entwickelt, mit dem letztendlich die Meßergebnisse gewonnen wurden. Im Anschluß daran wird die Modellbildung des Entladekranes dargestellt, die den Simulationsuntersuchungen zum Bearbeitungsvorgang "stetiges Entladen" zugrundeliegt. Diese Reihenfolge für die Herleitung der Modelle wird der Klarheit wegen gewählt; der Entladekran ist weitaus komplexer als der Knickarmroboter. Die Methodik zur Herleitung des Modells läßt sich deswegen am Knickarmroboter besser erläutern.

### 3.1 Der Knickarmroboter

Das hydraulische Handhabungssystem des Instituts für Regelungstechnik ist schematisch im Bild 3.1 dargestellt. Zwei Knickarme ermöglichen die Bewegung des Handpunktes in einem begrenzten zweidimensionalen Raum. Diese beiden Arme und die Ansteuerung über die hydraulischen Zylinder dienen als "Labormodell" für die beiden Hauptarme des Entladekranes.



**Bild 3.1** Schematische Darstellung des Laborversuches Knickarmroboter, und ein Vergleich mit den zwei ersten Armen des Entladekranes.

Als zweidimensionaler Kontursensor wurde eine CCD-Kamera vorgesehen. Als Handpunkt (TCP: Tool Center Point) wird die Mitte des Sichtfeldes der CCD-Kamera gewählt. Die zu verfolgende Kontur wird parallel zur Arbeitsebene des Roboters

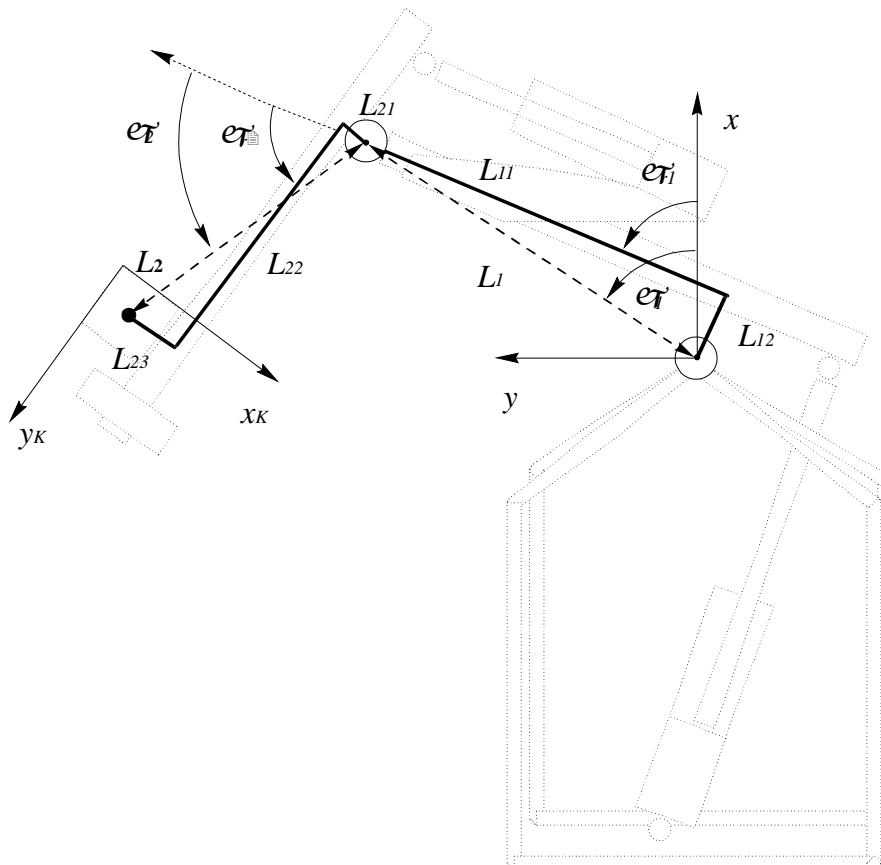


angebracht und ermöglicht so die Untersuchungen von sensorgeführten Bearbeitungsvorgängen.

Am Ende des zweiten Arms des Knickarmroboters können als Lastmasse unterschiedliche Gewichte angebracht werden. Die zwei Arme des Knickarmroboters werden durch hydraulische Differentialzylinder angetrieben. Für die Gelenkregelung ist der Roboter mit Inkrementalwinkelgebern ausgestattet.

### 3.1.1 Kinematisches Modell des Knickarmroboters

Das kinematische Modell stellt Transformationen zwischen den verschiedenen Koordinatensystemen zur Verfügung, die zur Ausführung der Handhabungsaufgabe benötigt werden. Im Bild 3.2 ist die Anordnung der hier verwendeten Koordinatensysteme dargestellt.



**Bild 3.2** Anordnung der Koordinatensysteme Roboter/Kamera mit Längenbezeichnungen.

Eine Handhabungsaufgabe wird in der Regel als  $(x, y)$  Trajektorie des Handpunktes im **Bezugskordinatensystem** beschrieben. Beim Abfahren einer Trajektorie "sieht" die mitgeführte Kamera diese Trajektorie im **Kamerakordinatensystem**  $(x_K, y_K)$ . Andererseits werden Gelenkwinkel für die Gelenkregelung benötigt. Bei einer Sensorführung müssen also Konturpunkte vom Kamerakordinatensystem in

**Winkelkoordinaten** transformiert werden. Die so gewonnenen Gelenkwinkel sind die Führungsgrößen für die Gelenkregelung.

Bei der Anordnung der Koordinatensysteme fällt auf, daß das Kamerakoordinatensystem linkshändig gewählt wurde. Dies entspricht dem üblichen Bildspeicheraufbau und wurde hier beibehalten, um in der Bildauswertung Zeit zu sparen.

Die Position des Handpunktes kann in Abhängigkeit von  $(\varphi_1, \varphi_2)$  und der Längen  $(L_1, L_2)$  angegeben werden. Als Meßgrößen stehen allerdings nur  $(\varphi_{p1}, \varphi_{p2})$  zur Verfügung. Für die Umrechnung zwischen  $\varphi_1, \varphi_2$  und  $\varphi_{r1}, \varphi_{r2}$  gilt

$$\varphi_1 = \varphi_{r1} - \arctan\left(\frac{L_{12}}{L_{11}}\right), \quad (3.1)$$

$$\varphi_2 = \varphi_{r2} - \arctan\left(\frac{L_{21} + L_{23}}{L_{22}}\right). \quad (3.2)$$

Die Position des Handpunktes  $(x_H, y_H)$  in globalen Koordinaten ergibt sich aus  $e\mathcal{T}_1$  und  $e\mathcal{T}_2$  zu

$$x_H = L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2), \quad (3.3)$$

$$y_H = L_1 \sin \varphi_1 + L_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2). \quad (3.4)$$

Die Umrechnung von globalen Handpunktkoordinaten  $(x_H, y_H)$  in die zugehörigen Winkel  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  erfolgt im Arbeitsbereich gemäß

$$\varphi_1 = \arccos\left(\frac{K x_H + y_H \sqrt{x_H^2 + y_H^2 - K^2}}{x_H^2 + y_H^2}\right), \quad (3.5)$$

mit

$$K = \frac{1}{2L_1}(x_H^2 + y_H^2 + L_1^2 - L_2^2). \quad (3.6)$$

Weiterhin folgt aus Gl. 3.4:

$$\varphi_2 = -\varphi_1 - \arcsin\left(\frac{y_H - L_1 \sin \varphi_1}{L_2}\right) + \pi. \quad (3.7)$$

Im Kamerakoordinatensystem hat der Handpunkt die feste Position  $(x_{HK}, y_{HK})$  - nämlich die Kameramitte.

Die Transformationsbeziehungen zwischen den Kamerakoordinaten  $(x_K, y_K)$  und den globalen Koordinaten  $(x, y)$  lauten schließlich in Abhängigkeit von der jeweiligen Handpunktposition:

$$\begin{bmatrix} x_K \\ y_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin(\varphi_{r1} + \varphi_{r2}) & \cos(\varphi_{r1} + \varphi_{r2}) \\ \cos(\varphi_{r1} + \varphi_{r2}) & \sin(\varphi_{r1} + \varphi_{r2}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - x_H \\ y - y_H \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x_{HK} \\ y_{HK} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

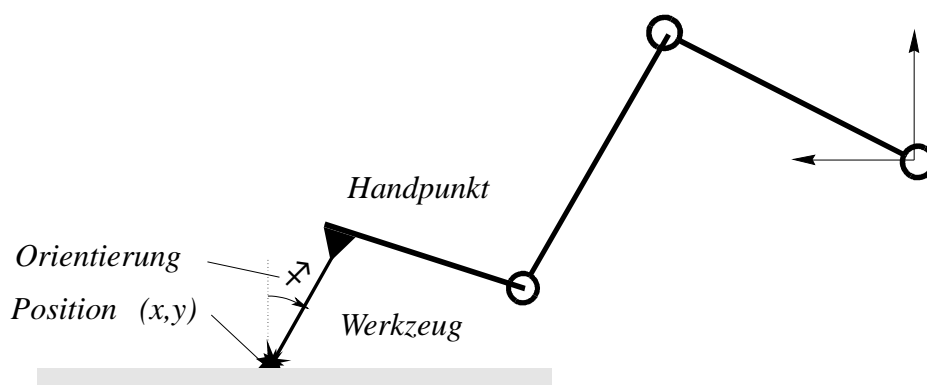
und

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin(\varphi_{r1} + \varphi_{r2}) & \cos(\varphi_{r1} + \varphi_{r2}) \\ \cos(\varphi_{r1} + \varphi_{r2}) & \sin(\varphi_{r1} + \varphi_{r2}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_K - x_{HK} \\ y_K - y_{HK} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x_H \\ y_H \end{bmatrix}. \quad (3.9)$$

Damit ist die kinematische Modellbildung des Knickarmroboters abgeschlossen. Die dynamische Modellbildung wird erst nach der Vorstellung der kinematischen Modellbildung des Entladekranes folgen.

### 3.2 Kinematisches Modell des Entladekranes

Um einen Punkt in einer Ebene mit einem Werkzeug, das am Handpunkt eines Handhabungsgerätes angebracht ist, anzufahren, genügen **drei** Freiheitsgrade, die die Einstellung der **Position** und der **Orientierung** des Werkzeuges bezüglich des zu bearbeitenden Werkstücks festlegen. Im einfachsten Fall sind drei Knickarme erforderlich.

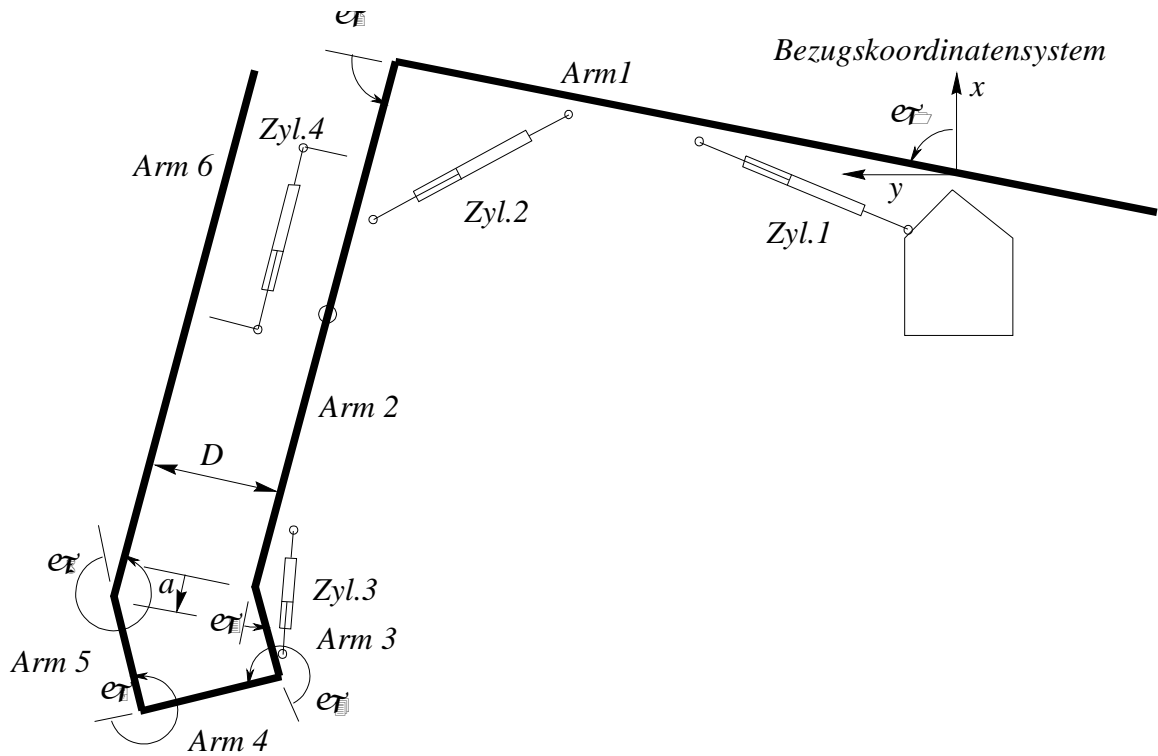


**Bild 3.3** Position und Orientierung eines Werkzeuges.

Um die Handhabungsaufgabe "Entladen" ausführen zu können, ist der Entladekran allerdings komplexer aufgebaut. Es werden **vier** Freiheitsgrade in der Hauptarbeitsebene benötigt. Der Entladekran ist mit sechs Armen ausgestattet, die von vier hydraulischen Zylindern angetrieben werden. Daß mehr bewegliche Teile als

Antriebe vorhanden sind deutet darauf hin, daß es sich hier um eine geschlossene kinematische Kette handelt. Die vier Antriebe können jede erlaubte Konfiguration der vier Freiheitsgrade in der Hauptarbeitsebene einstellen.

Eine schematische Darstellung des Entladekranes in der Hauptarbeitsebene mit den im folgenden verwendeten Bezeichnungen ist im Bild 3.4 zu sehen.



**Bild 3.4** Schematische Darstellung des Entladekranes mit Bezeichnungen.

Wie aus der Skizze zu entnehmen ist, wurde das Modell hinsichtlich der Automatisierungsaufgaben vereinfacht. Ausleger, Dreheinrichtung und Schienen werden nicht berücksichtigt. Es soll in erster Linie der sensorgesteuerten Bahnführung in der Hauptarbeitsebene dienen.

### **Vereinfachungen für die Modellbildung:**

Die vereinfachenden Annahmen, die der Modellbildung zugrundeliegen, seien folgende:

1. Es werden 6 starre Arme (1 bis 6) angenommen.
2. Die Massen der hydraulischen Zylinder werden vernachlässigt.
4. Das **Gegengewicht**, vgl. Bild 2.3, bringt den Kran in der Ruheposition ( $\varphi_1 = 90^\circ$ ,  $\varphi_2 = 90^\circ$ ) zum Gleichgewicht und wird als Teil des 1. Armes modelliert.
6. Die Masse des Armes 4 umfaßt neben seinem Eigengewicht auch die Masse der beiden Wurfräder.
5. Die Rotationsenergie der Wurfräder wird vernachlässigt.
6. Beide Wurfräder sind im Schüttgut eingetaucht und bilden ein resultierenden Förderstrahl, der senkrecht zum 4. Arm verläuft.
7. Für die Aufstellung der Bewegungsgleichungen wird nur die Bewegung in der x-y Hauptarbeitsebene berücksichtigt (Die Bewegung in z und die Rotation um die x Achse werden nicht betrachtet).

Sechs freie Arme hätten  $3 \times 6$  Freiheitsgrade in der Hauptarbeitsebene. Die Freiheitsgrade dieses Modells sind aber durch Zwangsbedingungen eingeschränkt.

#### • **Zwangsbedingungen der geschlossenen kinematischen Kette:**

1. Der 1. Arm hat nur einen Freiheitsgrad: die Rotation um die Lagerung auf dem Fahrgestell.
2. Die Arme 2 bis 6 sind jeweils aneinander drehbar befestigt.
3. Der 6. Arm kann nur durch eine Schiene parallel zum 2. Arm verschoben werden.

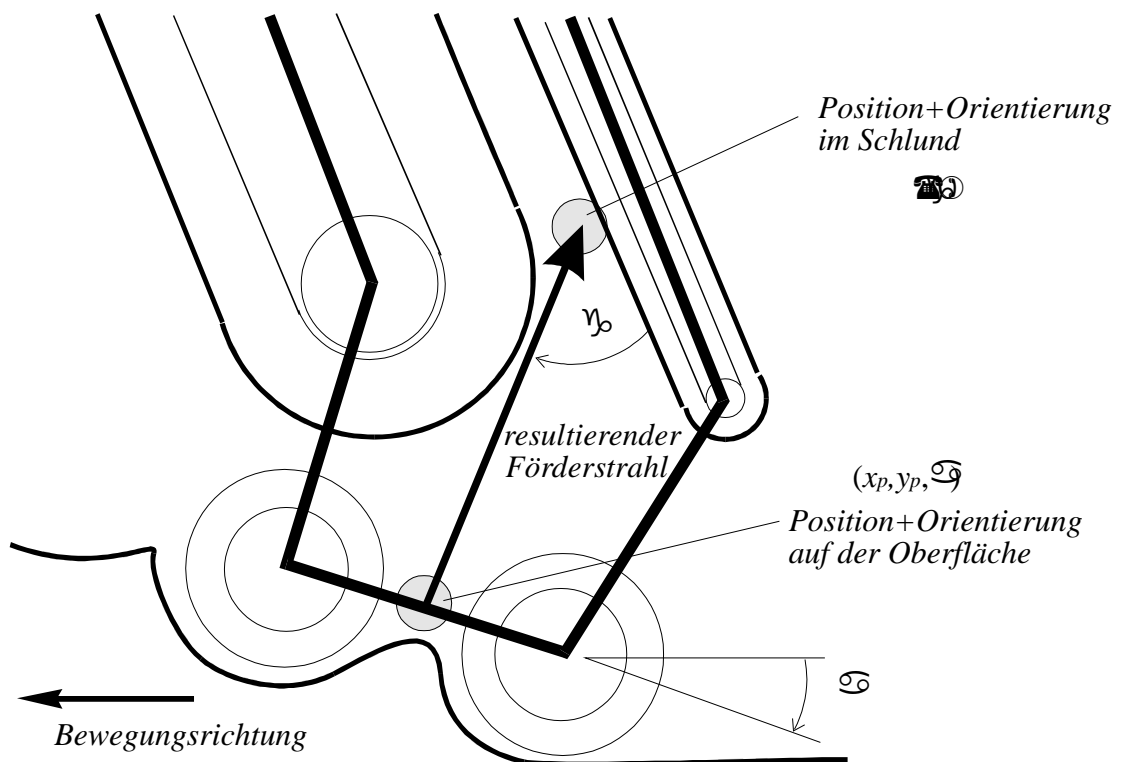
Diese Zwangsbedingungen können in der Form  $f(q_1, q_2, q_3, q_4, t) = 0$  geschrieben werden, nach [Go85] wird das System als holonom bezeichnet.  $q_1$  bis  $q_4$  sind dabei vier unabhängige Variablen, die jedem Freiheitsgrad zugeordnet sind, die sogenannten **verallgemeinerten Koordinaten** [Go85]. Das System kann zusätzlich als skleronom bezeichnet werden, weil die Zwangsbedingungen zeitunabhängig sind.

Diese vier verallgemeinerten Koordinaten können eine bestimmte Konfiguration eindeutig beschreiben. Für eine geschlossene kinematische Kette können allerdings unterschiedliche verallgemeinerte Variablen gewählt werden. Wenn z.B. die ersten vier Gelenkwinkel  $(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4)$  festgelegt werden, ergeben sich zwangsweise auch die Gelenkwinkel der letzten zwei Armen (5 und 6). Falls zu jedem Antrieb eine verallgemeinerte Koordinate zugeordnet wird, hat man drei Knickwinkel und eine Translation als unabhängige Variablen  $(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, a)$ , und die Lagen der Arme 4 und 5 ergeben sich daraus.

Anhand der Bezeichnungen aus Bild 3.8 werden in den nächsten Abschnitten das kinematische und dynamische Modell des Entladekrans beschrieben. Die physikalischen Größen sind im Anhang A aufgeführt.

### 3.2.1 Die vier Freiheitsgrade in der Hauptarbeitsebene

Daß beim Entladekran vier Freiheitsgrade in der Hauptarbeitsebene benötigt werden, rührt daher, daß, bildhaft gesprochen, der Förderstrahl als ein Werkstück am Anfang und am Ende gehalten werden muß, wie im Bild 3.5 angedeutet ist. Durch die Lage der zwei Wurfräder bezüglich der Oberfläche ergibt sich die Anfangs-Position und -Orientierung des Förderstrahles. Die Position und Orientierung des Strahlendes relativ zum zweiten Arm des Entladekrans sind dann zudem noch so einzustellen, daß Schüttgut im Schlund zwischen den Förderbänder aufgenommen wird.



**Bild 3.5** Position und Orientierung des resultierenden Förderstrahles.

Um einen **Förderstrahl** an beliebiger Position auf der Oberfläche des Schüttgutes zu **erzeugen** und ihn in den Schlund **aufzunehmen**, sind mindestens die vier oben erwähnten Freiheitsgrade nötig. Diese Freiheitsgrade unterliegen konstruktionsbedingt gewissen Arbeitsbereichsbeschränkungen. Ein früherer Entwurf des Entladekrans ist gescheitert, weil nur drei Freiheitsgrade vorgesehen waren und damit keine zufriedenstellende Aufnahme des Schüttgutes im Schlund möglich war.

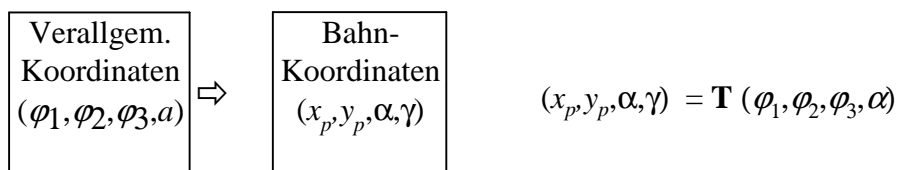
### 3.2.2 Bahnplanungskordinaten

Für eine Beschreibung des Entladevorgangs ist es sinnvoll, die **Position**  $(x_p, y_p)$  des Förderkopfes bezüglich des **Bezugskoordinatensystems** zu beschreiben. Zusätzlich können für eine anschauliche Beschreibung der **Anstellwinkel**  $\alpha$  des Förderkopfes und der **Treffwinkel**  $\gamma$  des Schüttgutstrahles im Schlund am zweiten Arm herangezogen werden, wie im Bild 3.8 eingezeichnet ist.

Die Beschreibung der Handhabungsaufgabe in diesem natürlichen Koordinatensystem ist insofern interessant, weil dadurch direkte Aussagen über die Aufnahmefähigkeit von Schüttgut durch den Förderkopf gemacht werden können. Der Anstellwinkel ist nämlich im Zusammenhang mit der Oberfläche des Schüttgutes ein direktes Maß dafür, wieviel Schüttgut bei der Bildung des Förderstrahles hochgeschleudert wird. Der Winkel  $\gamma$  besagt dagegen, wieviel von diesem Förderstrahl in die Förderbänder aufgenommen wird. Je kleiner  $\gamma$ , desto mehr Schüttgut kann aufgenommen werden. Bei großen Werten von  $\gamma$  wird viel Schüttgut vom Förderband zurückprallen. Eine Bahnplanung kann deshalb am sinnvollsten in den **Bahnkoordinaten**  $(x_p, y_p, \alpha, \gamma)$  durchgeführt werden. Das kinematische Modell ermöglicht für eine bestimmte Konfiguration des Entladekranes die Transformation zwischen verallgemeinerten Koordinaten und Bahnkoordinaten. Als verallgemeinerte Koordinaten werden hier  $(e_1, e_2, e_3, a)$  gewählt, d.h. jedem Antrieb wird eine verallgemeinerte Koordinaten zugeordnet. Mit diesem Koordinatensatz ist eine Entkopplung der Gelenkregelkreise (Kapitel 5) am einfachsten durchzuführen.

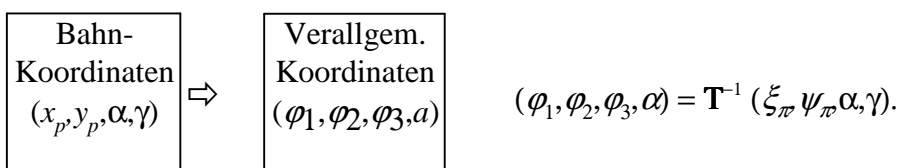
Damit benötigt man zum Übergang von  $(x_p, y_p, \alpha, \gamma)$  nach  $(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \alpha)$  die sogenannte

#### •kinematische Hintransformation



und für den Übergang von  $(e_1, e_2, e_3, a)$  nach  $(x_p, y_p, \alpha, \gamma)$  die

#### •kinematische Rücktransformation



Zur Steuerung des Entladekranes werden also die Bahnpunkte mittels **inverser kinematischer Transformation** (Rücktransformation) in Winkelkoordinaten

transformiert. Es wird für jede verallgemeinerte Koordinate ein Zusammenhang  $q_i = q_i(x_p, y_p, \alpha, \gamma)$ ,  $i = 1, 2, \dots, 4$  aufgestellt.

Für die Bezeichnung von Winkelsummen und deren zeitlichen Ableitungen, die sehr oft vorkommen, werden folgende Abkürzungen verwendet:

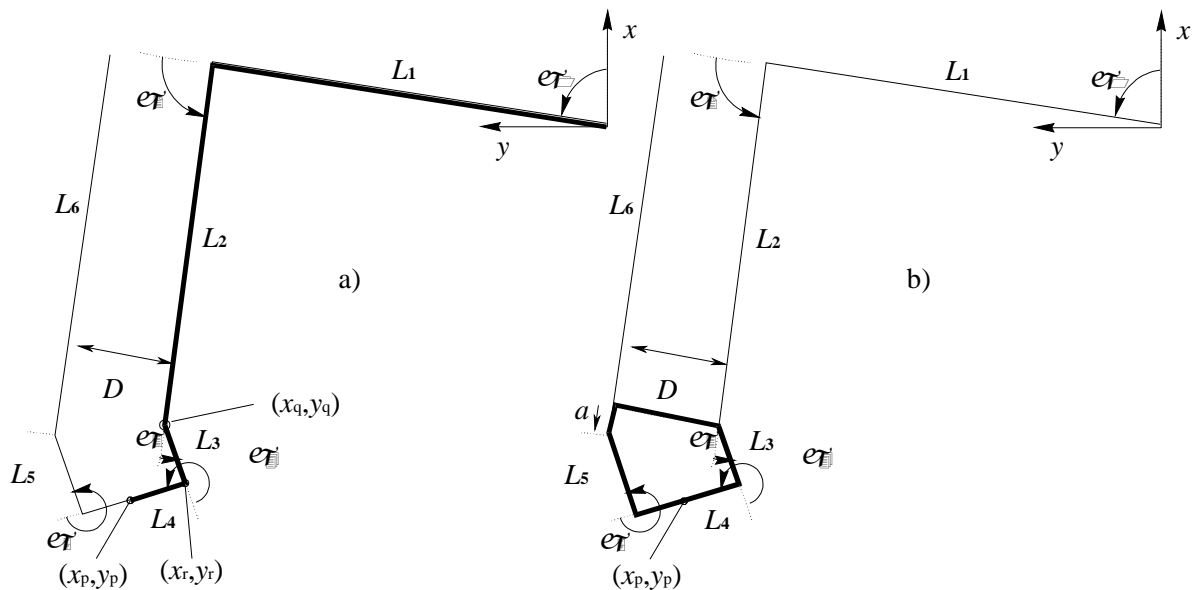
$$\varphi_{ik} = \sum_{j=i}^k \varphi_j, \quad \dot{\varphi}_{ik} = \sum_{j=i}^k \dot{\varphi}_j \quad \text{und} \quad \ddot{\varphi}_{ik} = \sum_{j=i}^k \ddot{\varphi}_j.$$

Der Anstellwinkel  $\alpha$  und der Treffwinkel  $\gamma$  können so als Kombination der Gelenkwinkeln angegeben werden:

$$\alpha = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 + \pi/2 = \varphi_{14} + \pi/2, \quad (3.10)$$

$$\gamma = 3\pi/4 - \varphi_5 - \varphi_6 = 3\pi/4 - \varphi_{56}. \quad (3.11)$$

Für die kinematische Rücktransformation werden vier unabhängigen Gleichungen benötigt. Diese können anhand folgender Skizze aufgestellt werden:



**Bild 3.6** Zur Aufstellung der Gleichungssysteme.

Die Position des Handpunktes im Bezugssystem kann folgendermaßen beschrieben werden (im Bild 3.8-a die durchgezogene dicke Linie vom Koordinatensystemursprung bis zum Punkt  $(x_p, y_p)$ ):

$$L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \varphi_{12} + L_3 \cos \varphi_{13} + \frac{L_4}{2} \cos \varphi_{14} = x_p, \quad (3.12)$$

$$L_1 \sin \varphi_1 + L_2 \sin \varphi_{12} + L_3 \sin \varphi_{13} + \frac{L_4}{2} \sin \varphi_{14} = y_p. \quad (3.13)$$



Aus der Beschreibung der Geometrie des Förderkopfes (im Bild 3.8-b das geschlossene dick umrahmte Polygon), in  $x$ - und  $y$ -Richtung, lassen sich die folgenden Zusammenhänge ableiten:

$$D \cos(\varphi_{12} + \pi/2) + a \cos \varphi_{12} + L_3 \cos \varphi_{13} + L_4 \cos \varphi_{14} + L_5 \cos \varphi_{15} = 0, \quad (3.14)$$

$$D \sin(\varphi_{12} + \pi/2) + a \sin \varphi_{12} + L_3 \sin \varphi_{13} + L_4 \sin \varphi_{14} + L_5 \sin \varphi_{15} = 0. \quad (3.15)$$

Die Gleichungen (3.12) bis (3.15) bilden zusammen ein nichtlineares, verkoppeltes Gleichungssystem, welches nach  $(e\tau_1, e\tau_2, e\tau_3, a)$  aufgelöst, die kinematische Rücktransformation darstellt.

### **Die Festlegung der Bahnplanungskoordinaten**

Für die Aufgabe "Schüttgutentladen" muß der Förderkopf auf der Schüttgutoberfläche geführt werden. Für eine bestimmte Entladestrategie, wie z.B. "an der Oberfläche entlang mit beiden Wurftrömmeln um  $h_w$  eingetaucht", können  $(x_p, y_p, \alpha)$  sukzessiv ermittelt werden. Diese Werte werden aus dem Oberflächenverlauf berechnet, der seinerseits aus Sensormeßwerten erfaßt wird, vgl. Kapitel 2 Abschnitt 2.3.1.

Der Treffwinkel  $\gamma$  sollte, wie schon erwähnt, in jeder Konfiguration **möglichst klein** sein, um eine gute Aufnahme des Schüttgutes zu begünstigen. Eine solche Vorgabe des Treffwinkels  $\gamma$  ist allerdings sehr rechenintensiv, weil sie zu jeder Berechnung der inversen kinematischen Transformation eine nichtlineare Optimierung erfordert. Für jeden Sollwert  $(x_p, y_p, \alpha)$  in Bahnkoordinaten muß eine Minimierung des nichtlinearen Gleichungssystems (Gl. (3.12) bis (3.15)) bezüglich  $\gamma$  erfolgen. Dieser Ansatz kann auch zu Problemen führen, weil die erforderliche Rechenzeit für unterschiedliche Konfigurationen großen Variationen unterliegen kann, was mit einem festen Steuerungstakt einer SPS nicht verträglich ist.

Um auf eine ausreichend kurze Berechnungszeit für die kinematische Transformation zu kommen, müssen vereinfachenden Annahmen getroffen werden. Eine Möglichkeit besteht darin, in der Bahnplanung eine Ersatzgröße für  $\gamma$  zu verwenden, wie z.B. ein geeignet gewählter Gelenkwinkel, der während einer Traversierung einen festen Wert annehmen kann.

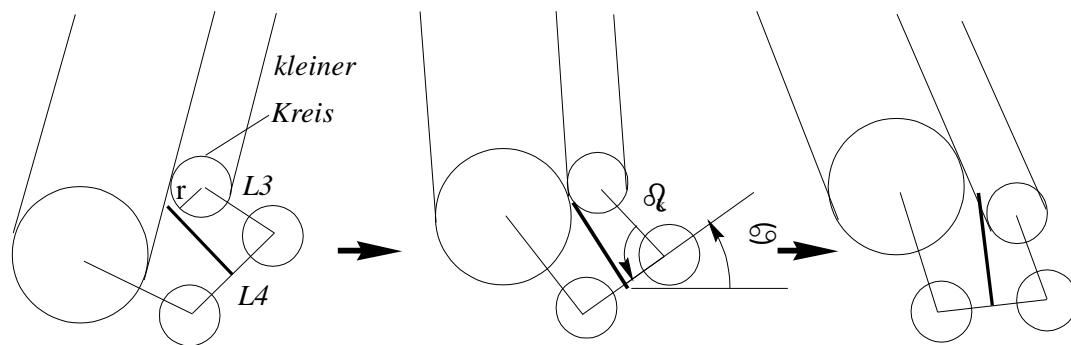
### **3.2.3 Kinematische Transformation bei vereinfachenden Annahmen**

Simulationsstudien zeigten, daß je nach Bewegungsrichtung entweder der Winkel  $\varphi_4$  oder der Winkel  $\varphi_5$  einen festen Wert annehmen kann, ohne daß damit die Aufnahme des Schüttgutes besonders beeinträchtigt wird.

Diese vereinfachenden Annahmen entstammen aus folgender heuristischen These:

*Ein gutes Treffen im Schlund kann erreicht werden, indem der Förderstrahl, der senkrecht vom 4. Arm ausgeht, entweder die Umlenkrolle für das Förderband am Ende des 2. Arms ( $\mathcal{E}_4$  invariant) oder die am Ende des 6. Arms ( $\mathcal{E}_5$  invariant) tangiert.*

Daß die Verwendung dieser vereinfachenden Annahmen anstelle der Forderung " $\gamma$  soll minimal werden" trotzdem für beide Traversierrichtungen plausible Konfigurationen liefert, kann in den folgenden Bildern veranschaulicht werden.



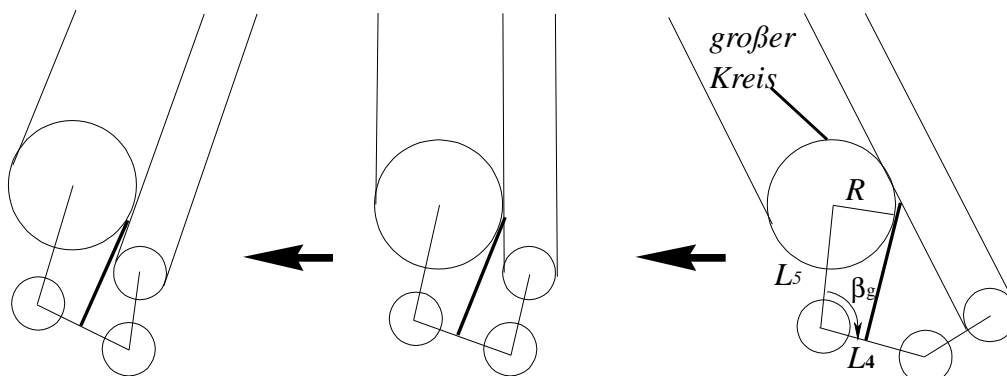
**Bild 3.7** Tangieren des kleinen Kreises als Treffbedingung, Traversierung "zum Hafen".

Im Bild 3.8 werden 3 Positionen des Förderkopfes bei einer Traversierung dargestellt. Der zugehörige Anstellwinkelverlauf ( $\alpha(t)$ ) für eine gute Schüttgutaufnahme wurde durch einen Fuzzy-Entwurf (Kap. 4.2.1) festgelegt. Es ist besonders bei der rechten Wurfradstellung zu erkennen, daß das Tangieren des kleinen Kreises am Ende der Traversierung "zum Hafen" eine gute Schüttgutaufnahme bewirkt. Am Anfang der Traversierung ist dagegen das Treffen nur befriedigend. Eine Minimierung von  $\gamma$  an dieser Stelle würde allerdings auch keine wesentliche Verbesserung bringen, weil für den geforderten Anstellwinkel ein oder mehrere Gelenke in "extreme" Stellungen kommen ( $\varphi_i = k \pi \notin 2, k = \dots -5, -1, 1, 5, \dots$ ). In der dargestellten Konfigurationen ist bei der linken Stellung  $\varphi_3 \approx \pi/2$  und  $\varphi_5 \approx -\pi/2$ .

In Bild 3.8 ist die Situation umgekehrt. Eine gute Schüttgutaufnahme wird am Ende der Traversierung "vom Hafen" durch das Tangieren des großen Kreises erreicht. Hier ist wiederum das Treffen am Anfang der Traversierung nur befriedigend, aber, wie bereits oben erwähnt, geht es nicht besser ("Extremwinkel",  $\varphi_3 \approx -\pi/2$ ).

Andere Vereinfachungen zur Festlegung von  $\gamma$  wären sicherlich möglich. So könnte man z.B., am Ende der Traversierung einen anderen festen Winkel verwenden ist, der in diesem Bereich günstiger wäre. Der Einfachheit halber wird aber hier darauf

verzichtet. Für eine anspruchsvolle Lösung ist die iterative Minimierung des nichtlinearen Gleichungssystems (Gl. (3.12) bis (3.15)) zu empfehlen.



**Bild 3.8** Tangieren des großen Kreises als Treffbedingung, Traversierung "vom Hafen".

Das kinematische Modell für die zwei einfachen Festlegungen der **Treffbedingung** wird in den folgenden Abschnitten hergeleitet.

### 3.2.3.1 Treffbedingung: "Tangieren der kleinen Umlenkrolle"

Die Wurfbedingung, daß der Förderstrahl, der senkrecht vom 4. Arm ausgeht, den kleinen Kreis tangiert, kann folgendermaßen mathematisch ausgedrückt werden, vgl. Bild 3.8:

$$\beta_k = \arccos\left(\frac{L_4/2 - r}{L_3}\right), \quad (3.16)$$

wobei  $r$  der Radius des kleinen Kreises ist.

Diese Treffbedingung ermöglicht eine Separation des Problems. Die 4 ursprünglichen gekoppelten Gleichungen gehen über in 2 Systeme mit jeweils 2 gekoppelten Gleichungen. Als Bahnplanungskordinaten werden  $(x_p, y_p, \alpha, \beta_k)$  geliefert, gesucht sind  $(e\tau_1, e\tau_2, e\tau_3, a)$ .

#### •Berechnung der Winkel $\varphi_1$ und $\varphi_2$ :

Aus der Gl. 3.12 können bekannte Werte zusammengefaßt werden:

$$x_q = x_p - L_3 \cos(\alpha - \beta_k) - \frac{L_4}{2} \cos \alpha \quad \text{und} \quad (3.17)$$

$$y_q = y_p - L_3 \sin(\alpha - \beta_k) - \frac{L_4}{2} \sin \alpha. \quad (3.18)$$

Und so ergibt sich folgendes Gleichungssystem für  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$ :

$$L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \varphi_{12} = x_q, \quad (3.19)$$

$$L_1 \sin \varphi_1 + L_2 \sin \varphi_{12} = y_q. \quad (3.20)$$

Dieses Gleichungssystem läßt sich nach  $\varphi_1$  und  $\varphi_{12}$  auflösen:

$$\varphi_{12} = \arccos \left( \frac{Kx \pm y \sqrt{x_q^2 + y_q^2 - K^2}}{x_q^2 + y_q^2} \right), \quad (3.21)$$

$$\varphi_1 = \arccos \left( \frac{x_q - L_2 \cos \varphi_{12}}{L_1} \right), \quad (3.22)$$

wobei  $K = \frac{1}{2L_2} (x_q^2 + y_q^2 + L_2^2 - L_1^2)$  gilt.

Der Winkel  $\varphi_2$  läßt sich aus  $\varphi_2 = \varphi_{12} - \varphi_1$  berechnen.

#### •Berechnung von $a$ und $\varphi_3$ :

Wenn in der Gl. 3.15 die bekannten Beziehungen zusammengefaßt werden:

$$x_k = D \cos \varphi_{12} + L_3 \cos \varphi_{13} + L_4 \cos \varphi_{14} \quad \text{und}$$

$$y_k = D \sin \varphi_{12} + L_3 \sin \varphi_{13} + L_4 \sin \varphi_{14},$$

( $\varphi_3$  ist aus  $\varphi_3 = \varphi_{14} - \varphi_{12} - \varphi_4$  bekannt) kann folgendes Gleichungssystem aufgebaut werden:

$$a \cos \varphi_{12} + L_5 \cos \varphi_{15} + x_k = 0, \quad (3.23)$$

$$a \sin \varphi_{12} + L_5 \sin \varphi_{15} + y_k = 0. \quad (3.24)$$

In den aufgestellten Zusammenhängen sind  $a$  und  $\varphi_{15}$  noch unbekannt. Durch Eliminieren von  $a$  findet man weiter:

$$\cos \varphi_{15} - k \sin \varphi_{15} + c = 0, \quad (3.25)$$

wobei gilt:

$$k = \tan(\varphi_{12}) \quad \text{und} \quad c = (x_k - y_k k) / L_5.$$

Nach Auflösen erhält man:

$$\varphi_{15} = \arcsin \left( \frac{kc \pm \sqrt{k^2 - c^2 + 1}}{k^2 + 1} \right), \quad (3.26)$$

$$a = -\left(\frac{k^2 + L_5 \sin \varphi_{15}}{\sin \varphi_{15}}\right). \quad (3.27)$$

Die Winkel  $\varphi_1$  bis  $\varphi_3$  sowie  $a$  lassen sich so mit Hilfe der Gl. (3.21), (3.26) und (3.27) für eine in den Bahnplanungskordinaten  $(x_p, y_p, \alpha, \beta_k)$  vorgegebene Bahn sukzessiv berechnen.

### 3.2.3.2 Treffbedingung: "Tangieren der großen Umlenkrolle"

Für diese Treffbedingung wird ein Kreis mit Radius  $R$  am Ende des 6. Arms um den Drehpunkt der großen Umlenkrolle geschlagen. Das Treffen im Schlund wird erreicht, wenn der Förderstrahl, der senkrecht vom 4. Arm ausgeht, diesen großen Kreis tangiert. Diese Treffbedingung wird für Bewegungen bei zunehmendem  $y_p$  verwendet (vom Hafan zum Schiff,  $\varphi < 0$ ), Bild 3.8.

Das Tangieren der großen Umlenkrolle kann folgendermaßen mathematisch beschrieben werden:

$$\beta_g = \arccos\left(\frac{R - L_4/2}{L_5}\right) + \frac{\pi}{2} = \varphi_5 - \pi, \quad (3.28)$$

wobei  $R$  der Radius des großen Kreises ist.

Nach Umformung der Gleichungen (3.12) bis (3.15), werden zunächst  $a$  und  $\varphi_1$  eliminiert, und man erhält zwei Gleichungen für die gesuchten  $\varphi_{12}$  und  $\varphi_{13}$ .

$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_3 + x_r \cos \varphi_{12} + x_r \frac{L_3}{L_2} \cos \varphi_{13} + y_r \sin \varphi_{12} + y_r \frac{L_3}{L_2} \sin \varphi_{13} - y_r \cos(\varphi_{13} - \varphi_{12}) \\ K_1 \cos \varphi_{12} - K_2 \cos \varphi_{12} - D - L_3 \sin(\varphi_{13} - \varphi_{12}) \end{bmatrix} = \mathbf{0}, \quad (3.29)$$

wobei die Abkürzungen

$$x_r = x_p - L_4/2 \cos \alpha$$

$$y_r = y_p - L_4/2 \sin \alpha$$

$$K_1 = L_4 \cos \varphi_{14} + L_5 \cos \varphi_{15}$$

$$K_2 = L_4 \sin \varphi_{14} + L_5 \sin \varphi_{15}$$

$$K_3 = \frac{1}{2L_2} (L_1^2 - x_r^2 - y_r^2 - L_2^2 - L_3^2)$$

verwendet werden.

Eine analytische Lösung dieses nichtlinearen, verkoppelten Gleichungssystems ist zwar möglich, aber sehr aufwendig. Ein Ausweg besteht in einer numerischen iterativen Berechnung, die nach dem Newton-Kantorowitsch Verfahren [BS91] folgendermaßen aufgebaut werden kann:

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = \mathbf{f}(\mathbf{x}^{(0)}) + \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}^{(0)}} (\mathbf{x} - \mathbf{x}^{(0)}) + \mathbf{R}(\mathbf{x});$$

$\mathbf{x}^{(0)}$ : Anfangswert der Iteration,  $\mathbf{R}(\mathbf{x})$  ist das Residuum.

Die iterative Lösung lautet dann:

$$\mathbf{x}_{i+1} = \mathbf{x}_i - \mathbf{J}^{-1}(\mathbf{x}_i) \mathbf{f}(\mathbf{x}_i), \quad (3.30)$$

mit der Jakobi Matrix  $\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} = \mathbf{J} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} \end{bmatrix}$ . In unserem Fall ist  $\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \varphi_{12} \\ \varphi_{13} \end{bmatrix}$ , so daß

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} y_r \cos \varphi_{12} - x_r \sin \varphi_{12} - L_3 \sin(\varphi_{13} - \varphi_{12}) & \frac{L_3}{L_2} (y_r \cos \varphi_{13} - x_r \sin \varphi_{13}) + L_3 \sin(\varphi_{13} - \varphi_{12}) \\ K_1 \cos \varphi_{12} + K_2 \sin \varphi_{12} + L_3 \sin(\varphi_{13} - \varphi_{12}) & L_3 \sin(\varphi_{13} - \varphi_{12}) \end{bmatrix} \text{gilt..} \quad (3.31)$$

Die Berechnungsvorschrift für die inverse Transformation im Fall der Treffbedingung "Tangieren der großen Umlenkrolle" ergibt sich damit zu:

$$\mathbf{q}_i = \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \\ a \end{bmatrix} = q_i(x_p, y_p, \alpha, \beta) \Leftrightarrow \begin{cases} \varphi_1 = \arccos\left(\frac{x_q - L_2 \cos \varphi_{12}}{L_1}\right) \\ \varphi_{12} = \text{iterative Lösung} \\ \varphi_{13} = \text{iterative Lösung} \\ a = -\left(\frac{k^2 + L_5 \sin \varphi_{15}}{\sin \varphi_{15}}\right) \end{cases} \quad (3.32)$$

mit den Abkürzungen von  $x_q$ ,  $k$ ,  $e_{r_{12}}$ ,  $e_{r_{13}}$ ,  $e_{r_{15}}$  gemäß den vorhergehenden Gleichungen.

Für die Lösung der Gl. (3.32) hat sich gezeigt, daß durch gute Anfangswerte (jeweils die Lösung des vorhergehenden Schrittes) nach drei Iterationen des Newton-Kantorowitsch Verfahrens abgebrochen werden kann. Dieser Ansatz zur Berechnung der inversen kinematischen Transformation ist also geeignet für eine SPS-Steuerung. Damit ist die kinematische Modellbildung des Entladekranes abgeschlossen.

### 3.3 Hydraulisch angetriebene Knickarme

Die Knickarme des Entladekranes und die des Knickarmroboters werden durch hydraulische Antriebe angesteuert. Deswegen werden diese bei der Erstellung der dynamischen Modelle hier gemeinsam behandelt.

Der hydraulische Antrieb besteht aus dem Servoventil und dem Hydraulikzylinder. Über das Servoventil können Ölströme vom Versorgungsaggregat, welches das Öl unter konstantem Druck  $P_0$  liefert, in den Zylinder gespeist werden. Durch den Öldurchfluß stellen sich unterschiedliche Drücke in den Kammern A und B des hydraulischen Zylinders ein. Die Druckdifferenz auf den beiden Seiten des Kolbens verursacht über die Kolbenflächen die gewünschte Antriebskraft. Der prinzipielle Aufbau eines hydraulischen Antriebes ist im Bild 3.9 zu sehen.

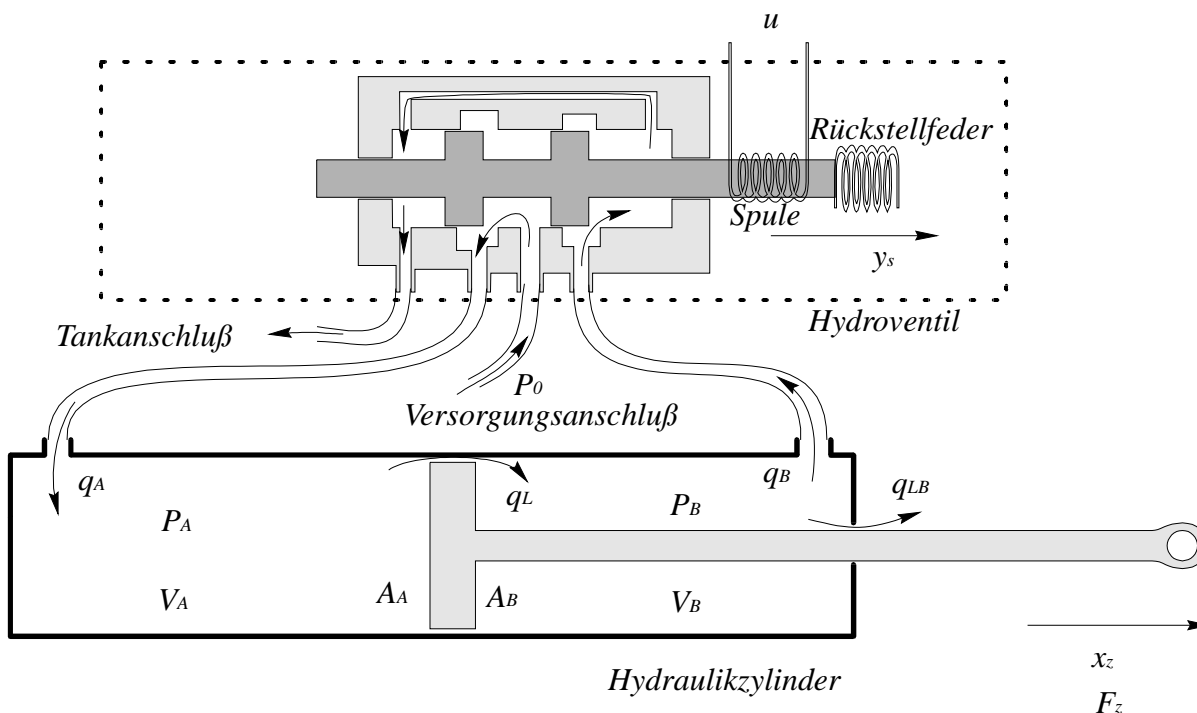


Bild 3.9 Hydraulischer differential Zylinder mit Hydroventil.

#### Das Servoventil

Wie im Bild 3.9 zu sehen ist, wird durch die Ansteuerung der elektrischen Spule des Ventils ein Versatz der Steuerkanten eingestellt. Dieser Versatz verbindet, je nach Richtung des Versatzes, die eine oder die andere Kammer des hydraulischen Zylinders mit dem Versorgungsanschluß. Die jeweils andere Kammer wird mit dem Tank verbunden, in dem normalerweise Umgebungsdruck herrscht. Bei Servoventilen wird die Position des Schiebers zusätzlich geregelt. Die Verzögerung bei der Positionierung

des Schiebers kann bei Servoventilen im Vergleich zu der Dynamik der anderen, viel langsameren mechanischen Komponenten vernachlässigt werden, so daß effektiv die Schieberstellung  $y_s = u$  als Eingangsgröße betrachtet werden kann. Aufgrund einer über D/A-Wandler vorgebbare Schieberstellung  $u$  stellt sich folgender Öldurchfluß  $q$  in den Kammern  $A$  und  $B$  ein:

$$q_A(t) = B_V u(t) \sqrt{|P_0 + (P_0 - 2p_A(t)) \operatorname{sign} u(t)|} \operatorname{sign}[P_0 + (P_0 - 2p_A(t)) \operatorname{sign} u(t)], \quad (3.33)$$

$$q_B(t) = B_V u(t) \sqrt{|P_0 + (P_0 - 2p_B(t)) \operatorname{sign} u(t)|} \operatorname{sign}[P_0 + (P_0 - 2p_B(t)) \operatorname{sign} u(t)], \quad (3.34)$$

mit:

$P_0$ : Versorgungsdruck,

$p_A, p_B$ : Druck in Kammer  $A$  bzw.  $B$ ,

$B_V = \frac{Q_{Nenn}}{\sqrt{2P_{Nenn}}}$ : Ventilbeiwert.

## Der Hydraulikzylinder

Für den hydraulischen Zylinder können folgende Differentialgleichungen für den Druckaufbau in den Zylinderkammern angegeben werden:

$$\frac{V_A(x_z)}{E_{\text{öl}}} \dot{p}_A(t) = Q_A(t) - A_A \dot{x}_z(t) - K_L(p_A(t) - p_B(t)), \quad (3.35)$$

$$\frac{V_B(x_z)}{E_{\text{öl}}} \dot{p}_B(t) = Q_B(t) - A_B \dot{x}_z(t) + K_L(p_A(t) - p_B(t)), \quad (3.36)$$

wobei die Kammervolumina durch

$$\begin{aligned} V_A(x_z) &= V_{A_0} + A_A x_z \quad \text{und} \\ V_B(x_z) &= V_{B_0} + A_B x_z \end{aligned} \quad (3.37)$$

gegeben sind.

Die Druckveränderung hängt also vom eingespeisten Ölvolumenstrom und von der Änderung des Kammervolumens durch die Kolbenbewegung ab. Hinzu kommt ein innerer Leckölterm, der durch den Beiwert  $K_L$  gekennzeichnet wird.

Die resultierende Kraft ergibt sich aus den Kammerdrücken und den wirksamen Flächen zu:

$$F_z(t) = P_A(t)A_A - P_B(t)A_B. \quad (3.38)$$



### Berücksichtigung der Reibung

Bei jeder Bewegung eines Körpers wirkt ein Reibmoment, dessen Betrag einen erheblichen Anteil des von den Antrieben aufzubringenden Gesamtdrehmomentes annehmen kann [PM82], und das somit nicht zu vernachlässigen ist. Untersuchungen zeigten [Se94], daß mit guter Näherung konstante Coulombsche Reibung  $h_z$  sowie geschwindigkeitsproportionale Gleitreibung  $d_z$  angenommen werden kann. Somit geht Gl. (3.38) über in die Form:

$$F_z(t) = P_A(t)A_A - P_B(t)A_B - h_z \text{sign}(x_z) - d_z \dot{x}_z(t). \quad (3.39)$$

Um die Kraftübertragung auf die Knickarme zu beschreiben, muß noch die geometrische Anordnung berücksichtigt werden.

### 3.4 Geometrische Anordnung der hydraulischen Zylinder

Das Drehmoment, das durch die hydraulischen Zylindern auf die Knickarme einwirkt, ist von der geometrischen Anordnung abhängig. Die geometrische Anordnung des Hydraulikzylinders am Knickarmroboter wird im Bild 3.10 dargestellt. Durch eine Winkel-Länge-Transformation kann der Zusammenhang zwischen Antriebskraft und Drehmoment angegeben werden:

$$DM_i(t) = F_{iz}(t)Z_{iab} \sin \zeta. \quad (3.40)$$

Die Zylinderkraft  $F_z$  wird über den Hebelarm  $Z_{iab} = \sqrt{Z_{ia}^2 + Z_{ib}^2}$  mit dem Wirkungswinkel  $\zeta$  auf den Roboterarm übertragen. Das Drehmoment kann also mit Hilfe der Transformation  $Z_{iab} \sin(\zeta) = T_\zeta(\varphi)$  berechnet werden.

Die Länge  $h_z$  steht für den gesamtanstand zwischen den Zylindergelenken bei Mittenstellung ( $x_z = 0$ ) des Kolbens. Nach dem Satz von Pythagoras erhält man:

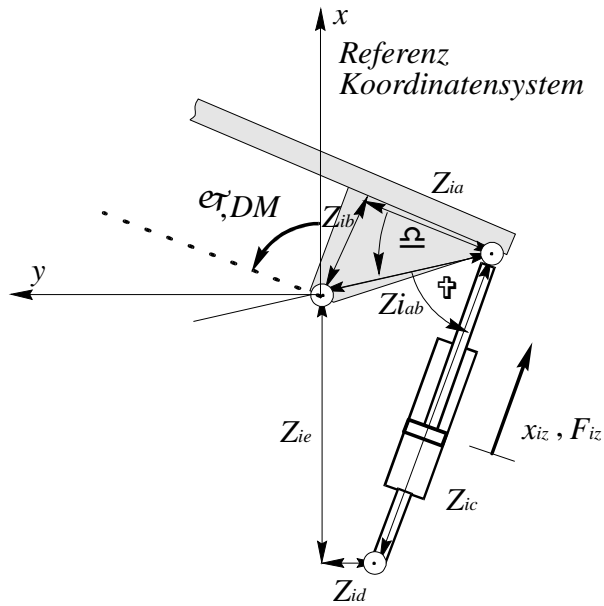
$$Z_{ic}^2 = [h_z + x_z]^2 = [Z_{iab} \sin(\varphi + \delta) - Z_{id}]^2 + [Z_{ie} - Z_{iab} \cos(\varphi + \delta)]^2 \quad (3.41)$$

Diese Gleichung nach  $x_z$  aufgelöst liefert:

$$Z_{ic} = \sqrt{Z_{id}^2 + Z_{ie}^2 + Z_{iab}^2 - 2Z_{iab}[Z_{id} \sin(\varphi + \delta) + Z_{ie} \cos(\varphi + \delta)]}. \quad (3.42)$$

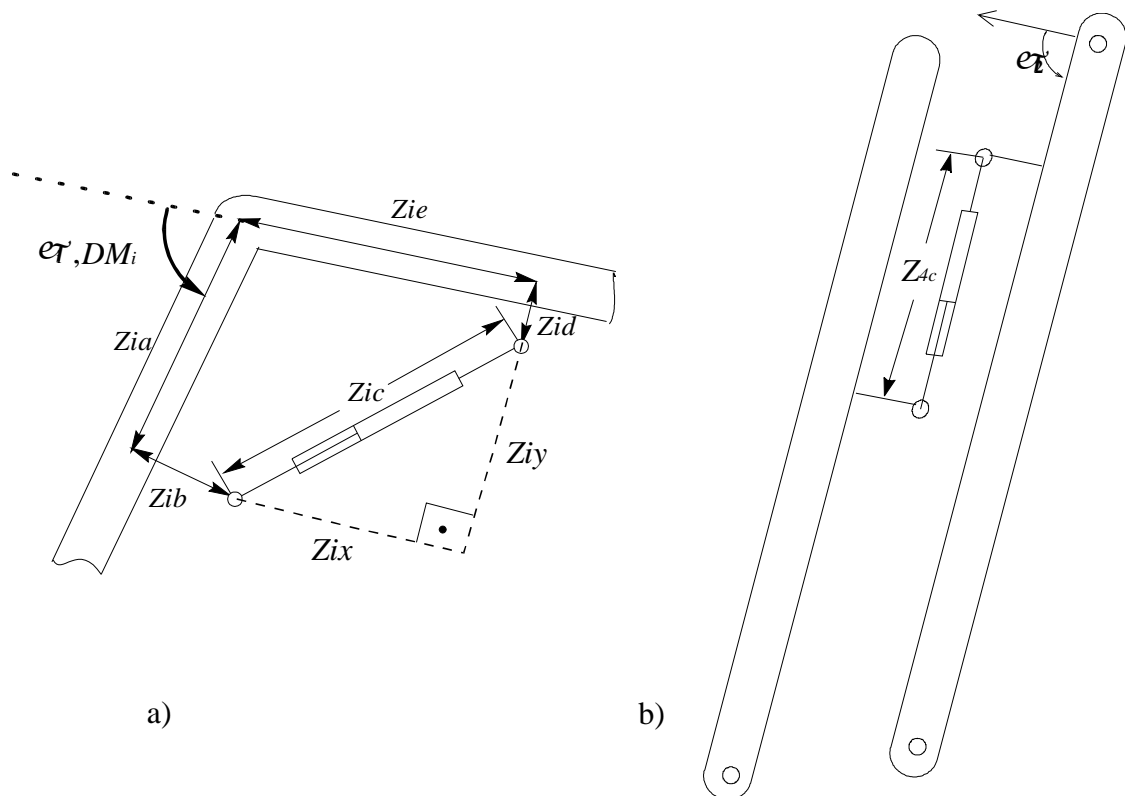
Durch die Verwendung des Kosinussatzes erhält man den gesuchten Wirkungswinkel  $\zeta$ :

$$\zeta = \arccos \left\{ \frac{Z_{ic}^2 + Z_{iab}^2 - (Z_{id}^2 + Z_{ie}^2)}{2Z_{iab}Z_{ic}} \right\}. \quad (3.43)$$



**Bild 3.10** Geometrische Anordnung des Hydraulikzylinders am Knickarmroboter für  $i=1,2$ .

Die Umrechnung der Zylinderkräfte in Drehmomente für den Entladekran kann durch einfache geometrische Zusammenhänge erfolgen. Für die ersten drei Zylinder des Entladekranes werden die Bezeichnungen gemäß Bild 3.11-a verwendet:



**Bild 3.11** Geometrische Größen zur Berechnung der Zylinderlängen für den Entladekran:  
a)  $i=1, 2, 3$ , b)  $i=4$ .

Zur Berechnung der Länge der Zylinder in Abhängigkeit von der entsprechenden verallgemeinerten Koordinate ( $e\tau_i$ ) werden die eingezeichneten  $x$ - und  $y$ -Komponentenaufgestellt. Damit ergibt sich mit

$$Z_{ix} = Z_{ie} + Z_{ia} \cos \varphi_i - Z_{ib} \sin \varphi_i, \quad (3.44)$$

$$Z_{iy} = -Z_{id} + Z_{ia} \sin \varphi_i + Z_{ib} \cos \varphi_i \quad (3.45)$$

der Abstand zwischen den Zylinderbefestigungen ( $i=1,2,3$ ) zu

$$Z_{ic} = \sqrt{Z_{ix}^2 + Z_{iy}^2}. \quad (3.46)$$

Und mit Hilfe der Gl. (3.43) kann auch hier die Winkel-Länge-Transformation zwischen Antriebskraft und Drehmoment angegeben werden.

Für den Zylinder 2 (Schachtverstellung) ist keine kinematische Transformation erforderlich, die verallgemeinerte Koordinate  $a$  ist, von einem Anfangsversatz abgesehen, mit  $Z_{4c}$  identisch, wie im Bild 3.11-b zu sehen ist.

### 3.5 Bewegungsgleichungen des Knickarmroboters

Der mechanische Aufbau des Knickarmroboters wird durch seine Bewegungsgleichungen charakterisiert. Eine vereinfachte Darstellung des Roboters zur Herleitung der kinetischen Beziehungen ist im Bild 3.12 zu sehen.

Die Armmassen  $m_1$  und  $m_2$  werden als kontinuierlich über die Armlängen  $l_1$  und  $l_2$  verteilte Massen behandelt. Durch Integration über den Armumfang kann gezeigt werden [Go85], daß äquivalente konzentrierte Massen im Schwerpunkt für die Bewegungsgleichungen angesetzt werden können. Auf ähnliche Weise kann die Masse des zweiten Zylinders  $m_z$  und die Lastmasse  $m_L$  berücksichtigt werden.

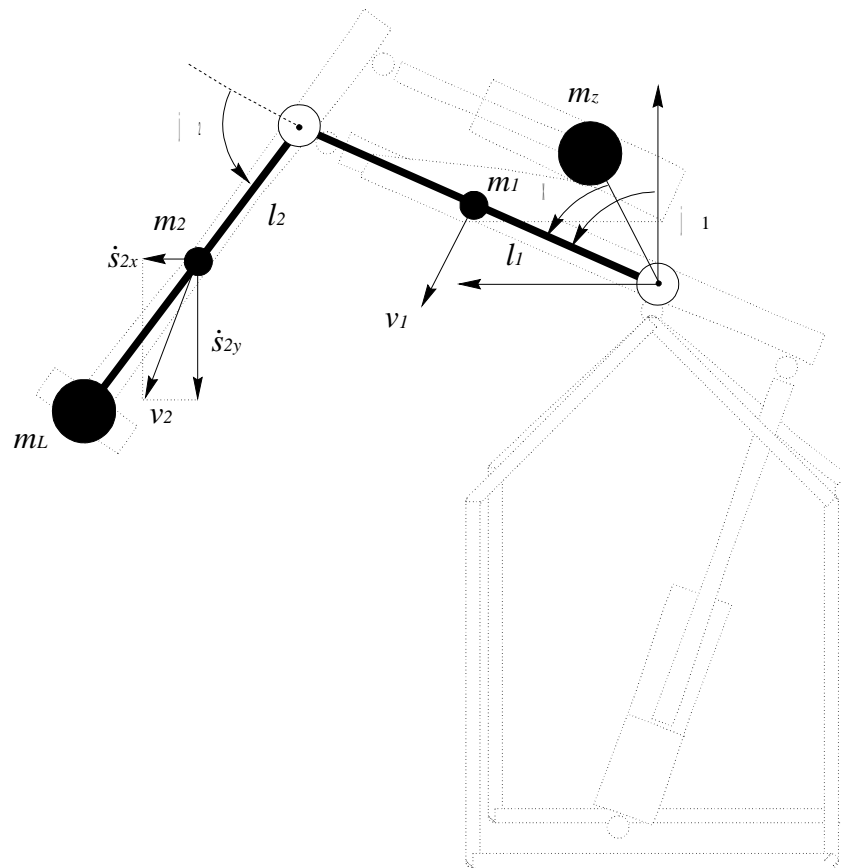
Eine Möglichkeit zur Gewinnung des dynamischen Modells besteht in der Aufstellung der Lagrangeschen Bewegungsgleichungen 2. Art. Die Lagrange-Funktion setzt sich aus der potentiellen und der kinetischen Energie der Arme sowie der des Zylinders und der Last zusammen:

$$\mathbf{L} = \mathbf{E}_{kin} - \mathbf{E}_{pot} \quad (3.47)$$

Aus der Lagrange Funktion  $\mathbf{L}$  lassen sich die eingeprägte Kräfte und Momente durch

$$\sum P_{ij} = \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathbf{L}}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial \mathbf{L}}{\partial q_i} \quad (3.48)$$

ermitteln.



**Bild 3.12** Bezeichnungen zur Erstellung der Bewegungsgleichungen des Knickarmroboters.

$P_{ij}$  - Eingeprägte Kräfte und Momente, in der Koordinate  $q_i$  wirkend,  
 $q_i$  - verallgemeinerte Koordinaten.

Für Knickarme werden Drehmomente eingepägt und die verallgemeinerten Koordinaten entsprechen den Gelenkwinkeln.

$$DM_i = \frac{d}{dt} \frac{\delta \mathcal{L}}{\delta \dot{\varphi}_i} - \frac{\delta \mathcal{L}}{\delta \varphi_i} \quad (3.49)$$

Für die potentielle Energie des ersten Arms  $E_{pot1}$ , des zweiten Zylinders  $E_{potZ}$ , des zweiten Arms  $E_{pot2}$  und der Lastmasse  $E_{potL}$  ergibt sich:

$$E_{pot1} = \frac{l_1}{2} m_1 g \cos \varphi_1, \quad (3.50)$$

$$E_{potZ} = l_Z m_Z g \cos(\varphi_1 - \zeta), \quad (3.51)$$

$$E_{pot2} = m_2 g \left( l_1 \cos \varphi_1 + \frac{l_2}{2} \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \right), \quad (3.52)$$

$$E_{potL} = m_L g (l_1 \cos \varphi_1 + l_L \cos(\varphi_1 + \varphi_2)). \quad (3.53)$$

Die kinetische Energie des ersten Arms  $E_{kin1}$ , des zweiten Zylinders  $E_{kinZ}$ , des zweiten Arms  $E_{kin2}$  und der Lastmasse  $E_{kinL}$  kann jeweils als Summe einer translatorischen und einer rotatorischen Energie angegeben werden:

$$E_{kin1} = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{J_1 \dot{\varphi}_1^2}{2}, \quad (3.54)$$

$$E_{kinZ} = \frac{m_Z v_Z^2}{2} + \frac{J_Z \dot{\varphi}_1^2}{2}, \quad (3.55)$$

$$E_{kin2} = \frac{m_2 v_2^2}{2} + \frac{J_2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2}{2}, \quad (3.56)$$

$$E_{kinL} = \frac{m_L v_L^2}{2} + \frac{J_L (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2}{2}. \quad (3.57)$$

Zur Verwendung des Lagrangeschen Formalismus müssen die translatorischen Geschwindigkeiten in verallgemeinerten Koordinaten ausgedrückt werden. Für das Massenzentrum des ersten Arms ergibt sich:

$$v_1 = \frac{l_1}{2} \dot{\varphi}_1. \quad (3.58)$$

Die Geschwindigkeit  $v_2$  des Massenzentrums  $m_2$  wird wie folgt ermittelt:

$$v_2 = \sqrt{\dot{s}_{2x}^2 + \dot{s}_{2y}^2}, \quad (3.59)$$

$$v_2^2 = \left[ \frac{d}{dt} \left( l_1 \sin \varphi_1 + \frac{l_2}{2} \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \right) \right]^2 + \left[ \frac{d}{dt} \left( l_1 \cos \varphi_1 + \frac{l_2}{2} \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \right) \right]^2,$$

$$v_2^2 = l_1^2 \dot{\varphi}_1^2 + \left( \frac{l_2}{2} \right)^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 + l_1 l_2 \cos \varphi_2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \dot{\varphi}_1. \quad (3.60)$$

Auf ähnliche Weise können die Geschwindigkeiten des zweiten Zylinders und der Lastmasse ermittelt werden.

Nach Zusammensetzen der kinetischen und potentiellen Energieterme in der Lagrangefunktion  $L$  und nach Anwendung der Gl. 3.49 können die Bewegungsgleichungen für das mechanische Teilsystem angegeben werden:

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{N}\dot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{G} = \mathbf{DM} \quad (3.61)$$

mit der Trägheitsmatrix

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{1L} + 2m_{2L} \cos \varphi_2 & m_{3L} + m_{2L} \cos \varphi_2 \\ m_{3L} + m_{2L} \cos \varphi_2 & m_{3L} \end{bmatrix},$$

wobei gilt:

$$m_{1L} = l_1^2 \left( \frac{m_1}{4} + m_2 + m_z + m_L \right) + l_2^2 \left( \frac{m_2}{4} + m_L \right) + J_1 + J_2 + J_z + J_L ,$$

$$m_{2L} = l_1 l_2 \left( \frac{m_2}{2} + m_L \right) ,$$

$$m_{3L} = l_2^2 \left( \frac{m_2}{4} + m_L \right) + J_2 + J_L .$$

Die Coriolismatrix lautet:  $\mathbf{N} = \begin{bmatrix} -2m_{2L} \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 & -m_{2L} \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 \\ m_{2L} \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_1 & 0 \end{bmatrix}$ ,

die Gewichtsmatrix hat die Gestalt:  $\mathbf{G} = \begin{bmatrix} m_{g1} \sin \varphi_1 + m_{g2} \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \\ m_{g2} \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \end{bmatrix}$

mit

$$m_{g1} = -g \left( \frac{m_1}{2} + m_2 + m_z + m_L \right) l_1 ,$$

$$m_{g2} = -g \left( \frac{m_2}{2} + m_L \right) l_2 .$$

Für jedem Arm ergibt sich dadurch die Beziehung

$$J_i \ddot{\varphi}_i + \sum_j a_{ij} \ddot{\varphi}_j + \sum_j c_{ij} \dot{\varphi}_i \dot{\varphi}_j + \sum_j z_{ij} \dot{\varphi}_j^2 + g_i = DM_i , \quad (3.62)$$

die die Zusammensetzung aus verschiedenen Drehmomenten deutlich macht.

Dabei wurden folgende winkelabhängige Abkürzungen eingeführt:

$J_i$ : Resultierendes Gelenkkörperträgheitsmoment,

$a_{ij}$ : Faktor für Abstützmomente von Körper  $j$  auf  $i$ ,

$c_{ij}$ : Faktor für Coriolismomente,

$z_{ij}$ : Faktor für Zentrifugalmomente,

$g_i$ : Statisches Moment (Gewichtsmoment, Coulombreibung).

Die Bewegungsgleichungen des Entladekranes setzen sich aus den gleichen Termen zusammen, sind allerdings viel komplizierter. Der Übersichtlichkeit halber werden diese im Anhang B dargestellt.

## 4 Bahnplanung

Sensorgeführte Bearbeitungsvorgänge können in zwei Teilaufgaben aufgegliedert werden. Erstens, das Erfassen und Abspeichern der aufgabenbeschreibenden Kontur und zweitens, das geregelte Abfahren dieser Kontur.

In dem Anwendungsbeispiel "stetiges Entladen von Schüttgut" besteht die erste Aufgabe in der Erfassung und Speicherung einer mäanderförmigen Kontur auf der Schüttgutoberfläche, die zweite im geregelten Abfahren dieser Kontur (oder einer, die sich von dieser ableiten läßt) mit dem Förderkopf. Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit bei der Automatisierung hat man als Ziel eine optimale Entladestrategie zu entwickeln. Dabei ist Optimalität noch näher zu definieren. Der Energiebedarf sollte aber dabei in jedem Fall berücksichtigt werden. Es hätte wenig Sinn, sehr dünne Schichten sehr schnell abzutragen oder "so tief es nur geht" an der aktuellen Position einzutauchen und am Ende noch Resthügel abtragen zu müssen. In den nachfolgenden Betrachtungen wird es sich zeigen, daß die gegensätzlichen Ziele nur durch Kompromisse zu befriedigen sind. Diese Kompromisse können am besten durch die mathematischen Werkzeuge der Optimierung gefunden werden.

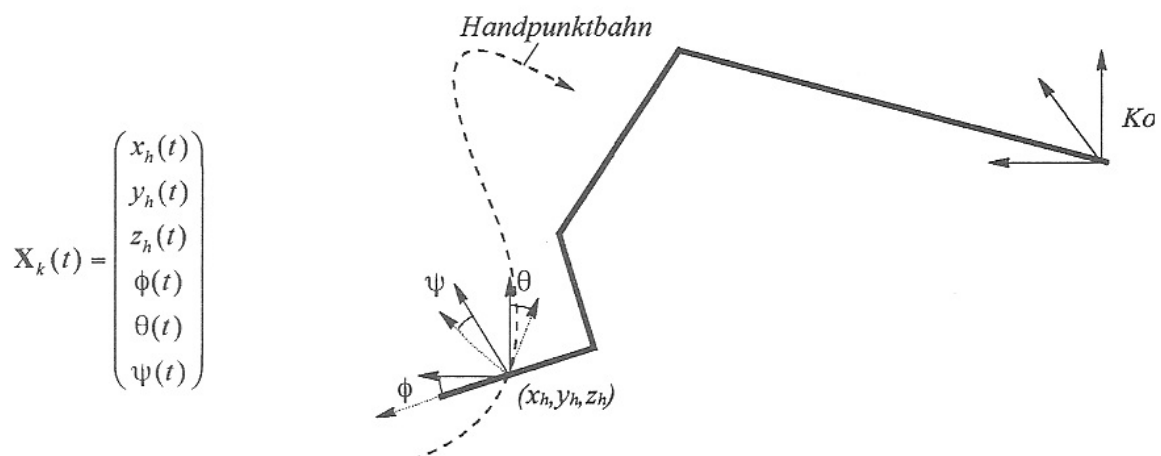
### 4.1 Grundlagen für die Bahnplanung

In diesem Abschnitt werden die Grundlagen einer Bahnplanung allgemein dargestellt. Danach folgt die Entwicklung einer Entladestrategie, die auf den stetigen Schiffsentlader zugeschnitten ist.

Handhabungsaufgaben lassen sich bezüglich der Bahnplanung grundsätzlich in zwei Kategorien einordnen. Bei der PTP-Bewegung ("Point to Point") werden einzelne Punkte im Raum angefahren, die Bahn zwischen den anzufahrenden Punkten spielt in

diesem Fall eine untergeordnete Rolle (abgesehen von der Kollisionsvermeidung). Normalerweise werden die Gelenkwinkel, die Anfangs- und Endposition beschreiben, linear interpoliert, was in kartesischen Koordinaten zu Bogensegmenten des Handpunktes führt. Typisch für diese Bewegungsart sind die Bestückvorgänge von Leiterplatten, das Punktschweißen, oder das Austauschen des Werkzeuges aus einem Werkzeugrevolver in automatisierten Bearbeitungszellen [Fe94]. Die CP-Bewegung ("Continuous Path") erfordert wiederum das exakte Folgen einer analytischen Kontur. Abweichungen bedeuten Qualitätsverlust. Die Kontur wird in der Regel als Kombination von Liniensegmenten, Kreisbögen und Polynomsegmenten (Splines) beschrieben, die z.B. aus einer Datenbank mit Konstruktionsdaten kommen. Lichtbogenschweißen, Lackieren, Brennschneiden, Fräsen, Kleben und Entgraten [PM82, Fe94] sind einige der vielen technischen Bearbeitungsvorgänge, die eine solche Bahnplanung erfordern. Obwohl das exakte Folgen der Oberfläche beim Entladen von Schüttgut nicht unbedingt erforderlich ist, weil durch den Sensoreinsatz kleinere Abweichungen in der folgenden Schicht kompensiert werden können, bietet die CP-Bewegung dennoch die allgemeineren mathematischen Grundlagen zur Bahnplanung des Entladevorganges.

Die Sollbahn als gewünschter zeitlicher Verlauf der Position und Orientierung des Handpunktes eines Handhabungssystems kann, falls Unabhängigkeit von der speziellen Kinematik gewünscht wird, im kartesischen Inertialsystem  $K_0$  (vgl. Bild 4.1), durch  $\mathbf{X}_k(t)$  beschrieben werden [OI89].



**Bild 4.1** Handpunktbahn im kartesischen Inertialsystem.

Effizienter bei einer Konturverfolgung ist allerdings eine Beschreibung im verallgemeinerten Koordinatensystem, was für Knickarmgeräte einen Tupel von Gelenkwinkeln bedeutet. Bei der Bahnplanung in Gelenkwinkeln können Auslenkgrenzwerte und die dynamischen Eigenschaften der einzelnen Achsen besser



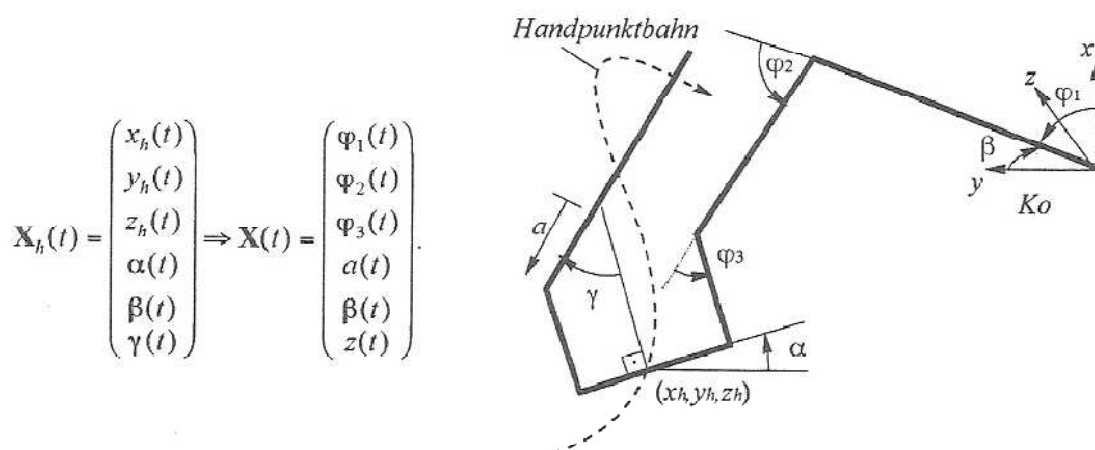
berücksichtigt werden. Eine Kontur, die im kartesischen Raum durchaus unproblematisch aussehen mag, kann unter Umständen in Winkelkoordinaten unvermutete hohe Drehmomente erfordern (Singularitäten der kinematischen Transformation). So kann eine Optimierung des Geschwindigkeitsprofils oder in unserem Anwendungsbeispiel die optimale Entladestrategie günstiger in Gelenkkoordinaten berechnet werden. Des Weiteren kann, bei Verwendung der Gelenkkoordinaten, eine Bahnregelung für jedes Gelenk getrennt realisiert werden. Die Entkopplung der Bahnregelkreise ermöglicht eine gezielte Bekämpfung von Störeinflüssen. Bei einer anspruchsvollen Bahnregelung in kartesischen Koordinaten müßte eine Mehrgrößenbetrachtung herangezogen werden.

Vom kartesischen Koordinatensystem wird die Sollbahn im verallgemeinerten Koordinatensystem durch die inverse kinematische Transformation (vgl. Kap.3)

$$\mathbf{X}_k(t) = \begin{pmatrix} x_h(t) \\ y_h(t) \\ z_h(t) \\ \phi(t) \\ \theta(t) \\ \psi(t) \end{pmatrix} \Rightarrow \mathbf{X}(t) = \begin{pmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ q_3(t) \\ q_4(t) \\ q_5(t) \\ q_6(t) \end{pmatrix}$$

beschrieben. Dabei entspricht  $q_i$  einem Winkel für Dreharme und einer Auslenkung für translatorische Arme.

Für den Entladekran gilt die Transformation  $\mathbf{X}(t) = T\{\mathbf{X}_h(t)\}$ :



**Bild 4.2** Handpunktbahn des Entladekranes in verallgemeinerten Koordinaten.

Im folgenden werden die Begriffe Bahn, Trajektorie, Raumkurve und Kontur als äquivalent angesehen. Ferner ist für die Bahnplanung keine Unterscheidung zwischen Handhabungsgerät, Entladekran und Roboter erforderlich.

Die Bereitstellung der Sollpositionen, oder allgemeiner der Konfigurationen bei redundanten Manipulatoren, eines Handhabungsgerätes für eine bestimmte Handhabungsaufgabe wird als **Führungsgrößenerzeugung** bezeichnet. Die Handhabungsaufgabe wird als Bewegung des Handpunktes auf einer Wunschbahn mit einem gewünschten Geschwindigkeitsprofil beschrieben, und es gilt, Führungsgrößen im Abtastraster für die unterlagerte Gelenkregelung bereitzustellen. Falls die Kontur analytisch vorliegt, kann sie in Echtzeit ausgewertet und in Gelenksollwerte umgerechnet werden. In vielen Fällen sind nur Stützpunkte der Kontur vorhanden, wobei eine analytische Approximation ermittelt werden muß. Einfacher ist es, ausgehend von den nicht unbedingt gleichmäßig verteilten Stützpunkten die Berechnung der Stützpunkte im gewünschten Raster durchzuführen. Es kann auch vorkommen, daß die Auswertung der analytischen Beschreibung und anschließende Gelenkwinkeltransformation nicht im Abtastraster zu bewältigen sind, oder sogar, daß die Transformation der einzelnen Abtastrasterstützpunkte zu rechenintensiv wird. In diesem Fall müssen Stützpunkte in einem niederfrequenteren Raster in Gelenkwinkel transformiert werden und diese anhand eines einfachen Verfahrens in Gelenkkoordinaten im Regelungsabtastraster interpoliert werden. Dieses Vorgehen wird üblicherweise als **Feininterpolation** bezeichnet.

In der Fachliteratur sind viele Interpolationsverfahren bekannt, wie z.B. lineare, zirkulare und Spline-Interpolation [Ol89]. In dieser Arbeit werden Spline-Polynome zur analytischen Ermittlung und Abspeicherung der Kontur eingesetzt.

Durch die Einführung von Stützpunkten und Interpolation liegt eine Approximation der Wunschkontur vor. Durch die Wahl des Interpolationsalgorithmus, der Stützpunktzahl und -lage muß die erforderliche Genauigkeit des Bearbeitungsvorganges gewährleistet werden.

#### 4.1.1 Struktureigenschaften der Bahnplanung

Die Bahnplanung kann strukturell verschiedene Formen annehmen, je nach Zielvorgabe der Führungsgrößenerzeugung.

##### - **Gespeicherte Bahn:**

Die Struktur, die wohl am häufigsten vorkommt, ist die der Führungsgrößenerzeugung für eine Handhabungsaufgabe, deren Bahn eindeutig vorliegt und bei der nur kleinere Korrekturen (wie z.B. geplantes Verschleifen) nötig sind. Im wesentlichen

beschränkt sich die Bahnplanung auf eine Überprüfung der Realisierbarkeit. Für die On-Line-Führungsgrößenerzeugung aus den bekannten Stützpunkten können noch Vorausberechnungen erledigt werden. Diese Vorberechnungen sind z.B. die Ermittlung der zweiten Ableitungen an den Stützstellen, die für eine kubische Spline-Interpolation benötigt werden, oder die Zuordnung eines Geschwindigkeitsprofils. Die Bahnstützpunkte können im Teach-In-Verfahren oder aus Konstruktionsdaten des zu bearbeitenden Werkstücks vorgegeben werden.

**- *Sensorführung:***

Eine andere Struktur liegt vor, wenn die geometrische Bahn durch die Aufgabe auch eindeutig festliegt, aber erst beim Abfahren durch Sensoren, also in Echtzeit, ermittelt wird. Dieser Fall kommt vor, wenn nur Einzelstücke unterschiedlicher Geometrie bzw. Werkstücke mit erheblichen Konturdifferenzen zu bearbeiten sind oder eine sensorgestützte Bahnprogrammierung erfolgen soll. In dieser Struktur müssen die Sensoren "vorausschauen", so daß die Bahnplanung die nächsten Bewegungssequenzen berechnen kann. Dabei ist die Erfassung von zukünftigen Sollwerten normalerweise nur eine Frage des Anbringungsortes des Sensors und der Rechenleistung, die zur Auswertung zur Verfügung steht. Je nach Realisierung kann der Sensoreinsatz zu einer Kombination von Bahnplanung und Bahnregelung führen.

**- *Konfigurationsoptimierung:***

Die dritte Struktur einer Bahnplanung kommt dann zum Einsatz, wenn der geometrische Verlauf der Kontur selbständig hinsichtlich vorgegebener Ziele zu wählen ist. Diese Forderung stellt sich bei der Kollisionsvermeidung sowie bei optimierten Trajektorien, die bestimmten Gütekriterien genügen [Hö92]. Für diese Art der Bahnplanung ist nicht die Bahn selbst für die Erfüllung der Handhabungsaufgabe entscheidend, sondern lediglich die Anfangs- und Endstellung des Handpunktes [Ol89].

**- *Aufgabenbezogene Optimierung:***

Für das Anwendungsbeispiel "Schüttgutentladen" gilt, wie bei der Konfigurationsoptimierung, daß die Bahn selbständig zwischen Anfangs- und Endpunkt ermittelt wird, allerdings sind hier sämtliche Positionen des Handpunktes während des Entladens entscheidend für die Erfüllung der Handhabungsaufgabe. So scheint es nötig zu sein, die dritte Bahnplanungsstruktur entsprechend zu erweitern. Erst eine Gesamtbetrachtung der Entladekontur kann ein gewünschtes optimales Entladen ermöglichen. Die abstrakte Formulierung der Aufgabe "Schiff entladen" läßt im Prinzip beliebige Konturen zu. Durch die Vorgabe eines Gütemaßes kann die Entladebahn eindeutig festgelegt werden.

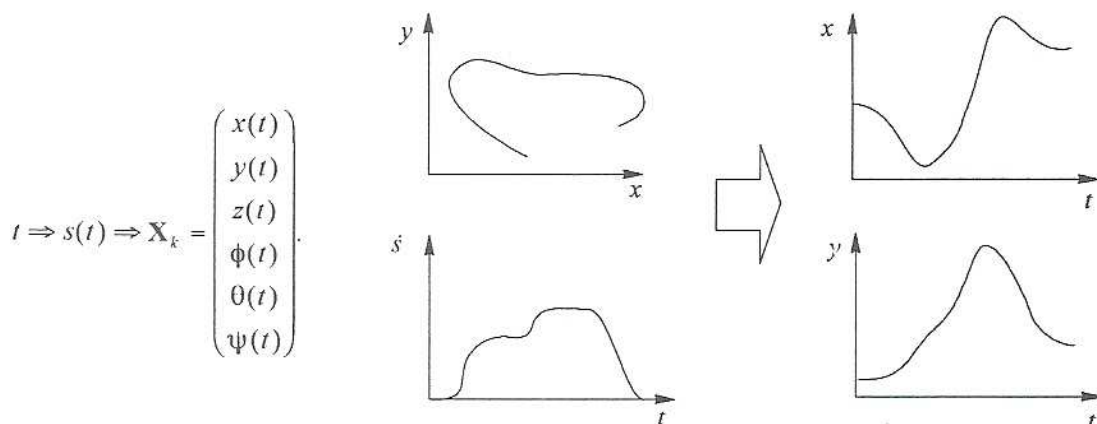
### 4.1.2 Geschwindigkeitsprofil

Dem geometrischen Verlauf der Trajektorie muß noch eine Zeitzuordnung zugewiesen werden. Die Zeit als zusätzliche Dimension wird bei der Planung und Generierung von Führungsgrößen durch ein Geschwindigkeitsprofil vorgegeben. Auch hier stehen unterschiedliche Möglichkeiten zur Auswahl: das Geschwindigkeitsprofil mit der Aufgabe vorzugeben, es in Echtzeit anzupassen oder es durch eine Optimierung zu ermitteln.

Die Bahninterpolation sollte nicht in kartesischen Koordinaten erfolgen, um Mehrdeutigkeit, z.B. bei geschlossenen Konturen, zu vermeiden. Die direkte Verwendung der Zeit als Parameter ist auch nicht geeignet. Die Definition eines neuen Bahnparameters ermöglicht hingegen eine vom geometrischen Verlauf unabhängige Festlegung des Geschwindigkeitsprofils. Dieser Parameter sollte monoton sein, um keine Mehrdeutigkeit bei der Interpolation zuzulassen. Am überschaubarsten sind die Verhältnisse, wenn als Parameter die Länge  $s$  der Trajektorie vom Start- zum aktuellen Bahnpunkt verwendet wird [Ol89, PM82]:

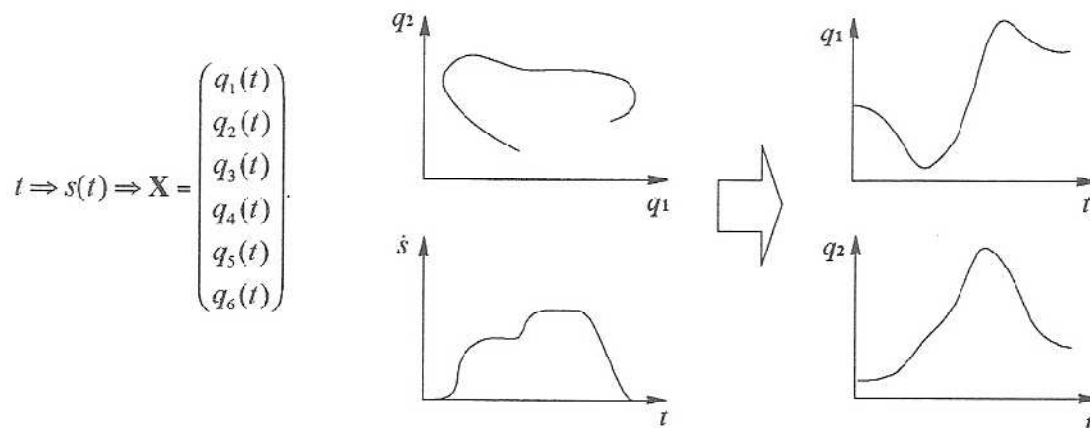
$$s(t) = \int_{t_0}^t \sqrt{\left(\frac{dx(\tau)}{d\tau}\right)^2 + \left(\frac{dy(\tau)}{d\tau}\right)^2 + \left(\frac{dz(\tau)}{d\tau}\right)^2} d\tau. \quad (4.1)$$

Dieser Parameter ist stets positiv und monoton steigend. Die erste Ableitung von  $s$  nach der Zeit entspricht der Bahngeschwindigkeit, die zweite der Bahnbeschleunigung und die dritte dem Bahnruck. Die Führungsgrößenerzeugung wird also in zwei Etappen erledigt, zuerst die Berechnung des Parameters  $s$  und anschließend die Interpolation der Raumkurve zu einer momentanen Sollposition  $\mathbf{X}(t)$ , die im kartesischen Bezugskordinatensystem aus der Lage und der Orientierung des Handpunktes besteht. Dieses Vorgehen wird im Bild 4.3 für eine zweidimensionale Kontur veranschaulicht.



**Bild 4.3** Einsatz von geometrischer Kontur und Geschwindigkeitsprofil zur Führungsgrößenerzeugung.

Aus der geometrischen Kontur in  $(x,y)$ -Koordinaten und dem Geschwindigkeitsprofil  $(t, \dot{s})$  werden  $x(t)$  und  $y(t)$  berechnet. Im Bild 4.4 ist die Verwendung des Geschwindigkeitsprofils  $(t, \dot{s})$  in Zusammenhang mit verallgemeinerten Koordinaten im zweidimensionalen Fall veranschaulicht.



**Bild 4.4** Einsatz von geometrischer Kontur in verallgemeinerten Koordinaten und Geschwindigkeitsprofil zur Führungsgrößenerzeugung.

Aus unterschiedlichen Gründen sollte ein "weicher" Verlauf der Führungsgröße angestrebt werden. Damit kann die Lebensdauer von Antrieben und Getrieben erhöht werden; darüberhinaus wird sparsam mit der Energie umgegangen. Sehr wichtig für die Qualität des Bearbeitungsvorganges ist das Vermeiden von Schwingungen, die insbesondere bei elastischen Trägern auftreten können [Na94, Er95]. Bei Systemen mit drei Energiespeichern, wie die Arme des Entladekranes und des Knickarmroboters in dieser Arbeit modelliert sind, sollte auch der Beschleunigungsanstieg begrenzt werden. Das bedeutet, daß bis zur zweiten Ableitung der kartesischen Sollposition nach der Zeit Stetigkeit gefordert wird. Diese Stetigkeit spiegelt sich in den Gelenkkordinaten wieder. Für die gewählte Parameterdarstellung folgt:

$$\begin{aligned} \mathbf{X} &= \mathbf{X}(s), & (\cdot) &= \frac{\partial}{\partial t}, \\ \dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{X}'\dot{s}, & (\cdot)' &= \frac{\partial}{\partial s}, \\ \ddot{\mathbf{X}} &= \mathbf{X}''\dot{s}^2 + \mathbf{X}'\ddot{s}. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Also muß sowohl die zweite Ableitung des Parameters nach der Zeit als auch die zweite Ableitung der kartesischen Position nach dem Parameter stetig sein. Der zu generierende zeitliche Verlauf des Bahnparameters muß also die Forderung nach stetiger Bahngeschwindigkeit und Bahnbeschleunigung erfüllen, während die geometrische Kontur weder einen Knick noch eine Unstetigkeit der Krümmung aufweisen darf.

### 4.1.3 Die Spline-Interpolation

Der Grundgedanke für den Einsatz von Splines ist, daß komplexe Verläufe besser segmentweise approximiert werden [Bö74]. Kubische Spline-Polynome sind sehr verbreitet und werden in vielen technischen Bereichen mit Erfolg eingesetzt [SI93, He94].

Für  $n$  Stützstellen besteht eine kubische Spline-Interpolation aus  $(n-1)$  Polynomen 3. Grades, die jeweils in einem Stützpunktintervall gültig sind und deren Koeffizienten so gewählt werden, daß sich an den Stützstellen Stetigkeit bis zur zweiten Ableitung ergibt. Verwendet man für die Randintervalle eines Bahnsegmentes Polynome 4. Grades, so lassen sich differenzierbare Übergänge zu allen anderen Bahnsegmenten erzwingen.

Eine kubische Spline-Funktion  $F$  als Funktion von  $s$  verbindet  $n$  Stützpunkte  $f_i$  mit Hilfe von  $(n-1)$  kubischen Polynomen  $P_i$ ,

$$F(s) = P_i(s) = a_i + b_i(s - s_i) + c_i(s - s_i)^2 + d_i(s - s_i)^3, \quad (4.3)$$

$$s \in [s_i, s_{i+1}], i = 1..n-1.$$

Die  $(4n-4)$  Koeffizienten  $a_i, b_i, c_i$  und  $d_i$  sind so zu wählen, daß die Stetigkeitseigenschaften der Spline-Funktion erfüllt sind,

$$\begin{aligned} P_i(s_i) &= f_i, & i &= 1..n \\ P_i(s_{i+1}) &= P_{i+1}(s_{i+1}), & i &= 1..n-2 \\ P'_i(s_{i+1}) &= P'_{i+1}(s_{i+1}), & i &= 1..n-2 \\ P''_i(s_{i+1}) &= P''_{i+1}(s_{i+1}), & i &= 1..n-2. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Diese Eigenschaften liefern  $(4n-6)$  Bestimmungsgleichungen, so daß 2 Randbedingungen für die erste oder zweite Ableitung am Bahnsegmentanfang oder -ende vorgegeben sind. Falls die zweite Ableitung am Anfangs- und Endsegment gleich Null gesetzt wird, handelt es sich um sogenannte "natürliche kubische Splines" [PT92].

Bezogen auf die Trajektorie im kartesischen Koordinatensystem bestimmt je Koordinatenrichtung und Eulerschem Winkel ein Spline-Polynom in Abhängigkeit von dem Bahnparameter  $s$  den geometrischen Verlauf der Größen zwischen zwei Stützstellen:

$$\begin{aligned} x(s) &= F_x(s) \equiv P_{ix}(s) = a_{ix} + b_{ix}(s - s_i) + c_{ix}(s - s_i)^2 + d_{ix}(s - s_i)^3 \\ y(s) &= F_y(s) \equiv P_{iy}(s) = \dots \\ z(s) &= F_z(s) \equiv P_{iz}(s) = \dots \\ \phi(s) &= F_\phi(s) \equiv P_{i\phi}(s) = \dots \\ \theta(s) &= F_\theta(s) \equiv P_{i\theta}(s) = \dots \\ \psi(s) &= F_\psi(s) \equiv P_{i\psi}(s) = \dots, \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$s \in [s_i, s_{i+1}], i = 1..n-1.$$

Die Stützpunkte entsprechen nun den Elementen der vorgegebenen Stützpunktvektoren  $\mathbf{X}_i = (x_i, y_i, z_i, \phi_i, \theta_i, \psi_i)^T$ . In Gelenkkoodinaten hätte man

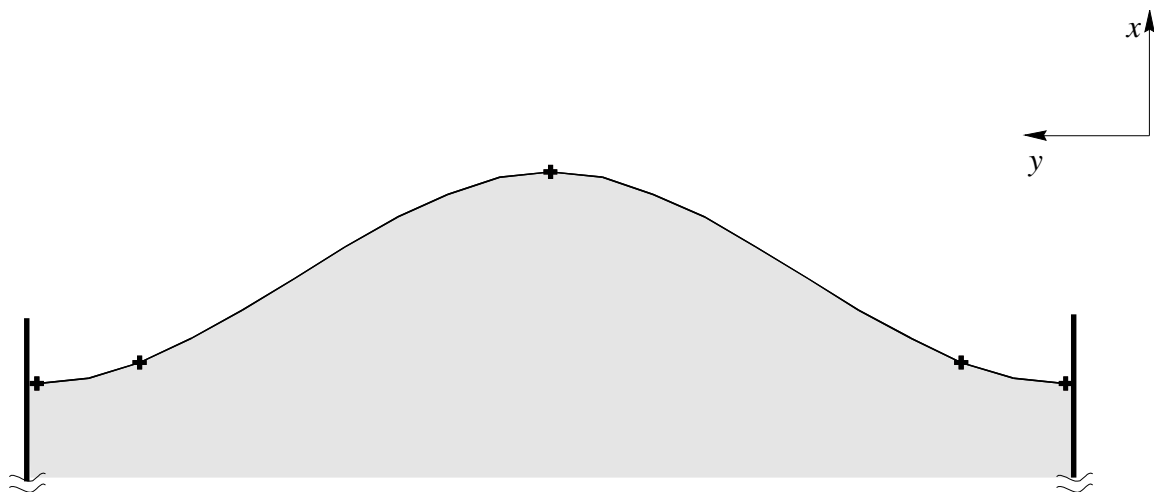
$$\begin{aligned} \varphi_1(s) &= F_{\varphi_1}(s) \equiv P_{i\varphi_1}(s) = a_{i\varphi_1} + b_{i\varphi_1}(s-s_i) + c_{i\varphi_1}(s-s_i)^2 + d_{i\varphi_1}(s-s_i)^3 \\ \varphi_2(s) &= F_{\varphi_2}(s) \equiv P_{i\varphi_2}(s) = \dots \\ \varphi_3(s) &= F_{\varphi_3}(s) \equiv P_{i\varphi_3}(s) = \dots \\ \alpha(s) &= F_{\alpha}(s) \equiv P_{i\alpha}(s) = \dots \\ \beta(s) &= F_{\beta}(s) \equiv P_{i\beta}(s) = \dots \\ \gamma(s) &= F_{\gamma}(s) \equiv P_{i\gamma}(s) = \dots, \end{aligned} \tag{4.6}$$

$$s \in [s_i, s_{i+1}], i = 1..n-1.$$

In den folgenden Bildern sind Beispiele des Einsatzes kubischer Splines zur Speicherung des Oberflächenverlaufs von Schüttgut für das Anwendungsbeispiel dargestellt.

Der Oberflächenverlauf wird als eine  $x$ -Höhen-Matrix abgespeichert. Sowohl in  $y$ - als auch in  $z$ -Richtung können benötigte Zwischenwerte Interpoliert werden.

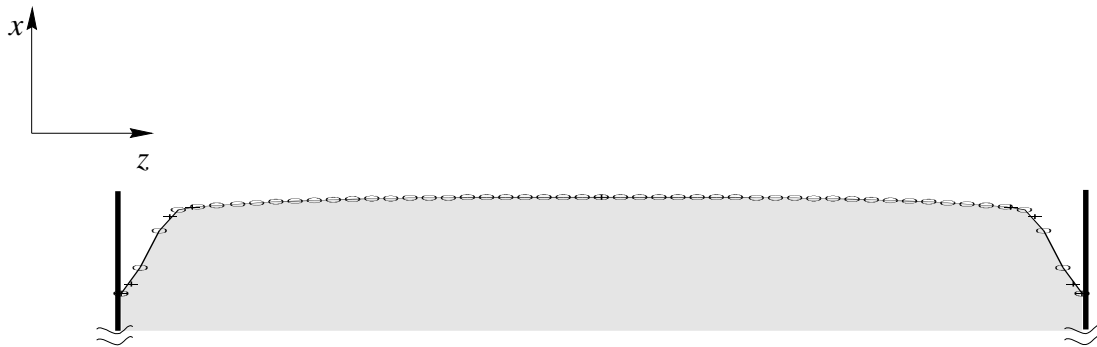
Im Bild 4.5 ist ein Beispiel dargestellt, bei dem fünf Stützpunkte ausreichen, um den gesamten Oberflächenverlauf in  $(x, y)$  zu rekonstruieren. Für eine praktische Umsetzung ist ein gleichmäßiges Raster in  $y$  vorteilhafter.



**Bild 4.5** Spline-Interpolation zur Speicherung des  $(x, y)$  Oberflächenverlaufes (über Schiffsbreite), + verwendeten Stützstellen.

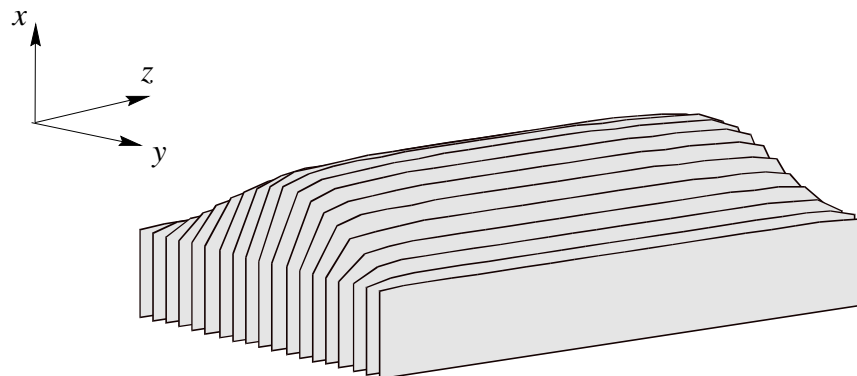
Im Bild 4.6 wird das  $(x, z)$  Profil des Schüttgutes dargestellt. Durchgezogen ist der interpolierte Verlauf. Mit "+" sind die neun Stützpunkte gekennzeichnet, die benötigt

werden, um diesen Verlauf abzuspeichern. Und mit "o" sind die Stützpunkte bei einer gleichmäßigen Rasterung in der  $z$ -Koordinate gekennzeichnet.



**Bild 4.6** Spline-Interpolation zur Speicherung des  $(y,z)$  Oberflächenverlaufes (über Schiffslänge).  
+ - Verwendung von 9 Stützstellen, o - Verwendung eines gleichmäßigen Rasters.

Im Bild 4.7 wird der dreidimensionale Oberflächenverlauf (Höhenprofil) des Schüttgutes dargestellt, der durch Einsatz von kubischen Splines auf einem  $(y,z)$ -Raster interpoliert wurde (Kombination der Verläufe aus Bild 4.5 und 4.6).



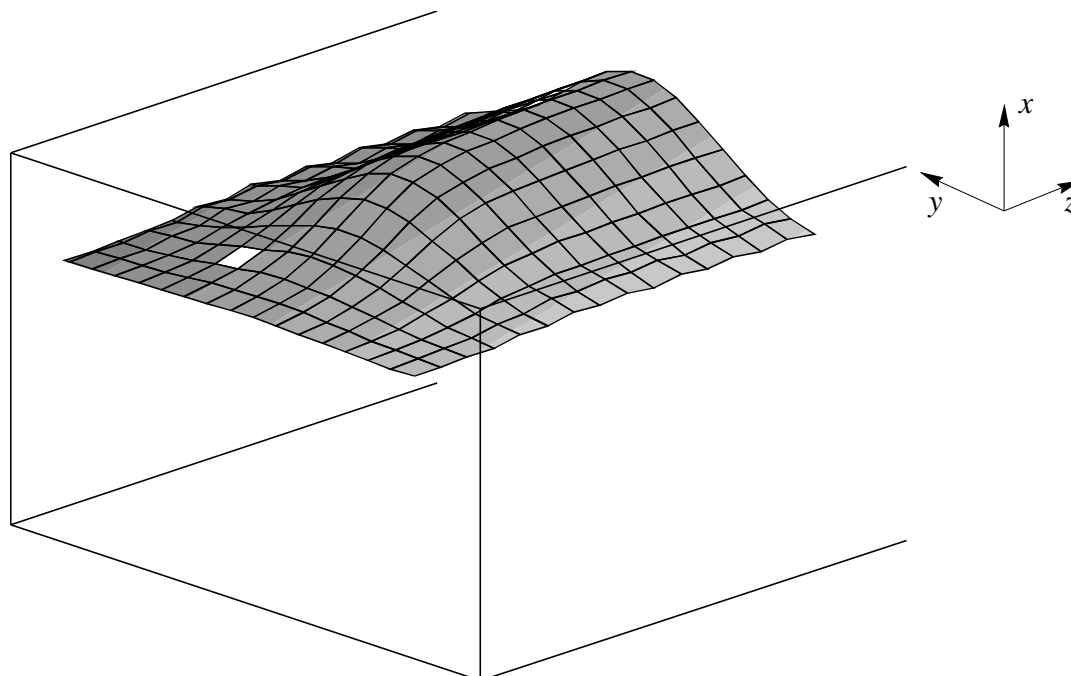
**Bild 4.7** Spline-Interpolation zur Speicherung des  $(x,y,z)$  Oberflächenverlaufes.

Nachdem die Grundlagen der Führungsgrößenerzeugung dargestellt wurden, kann jetzt für das Anwendungsbeispiel die Entwicklung einer Entladestrategie für den stetigen Entlader beschrieben werden.

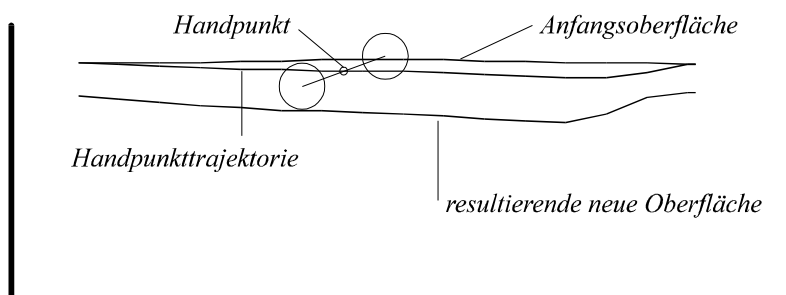


## 4.2 Entladestrategie

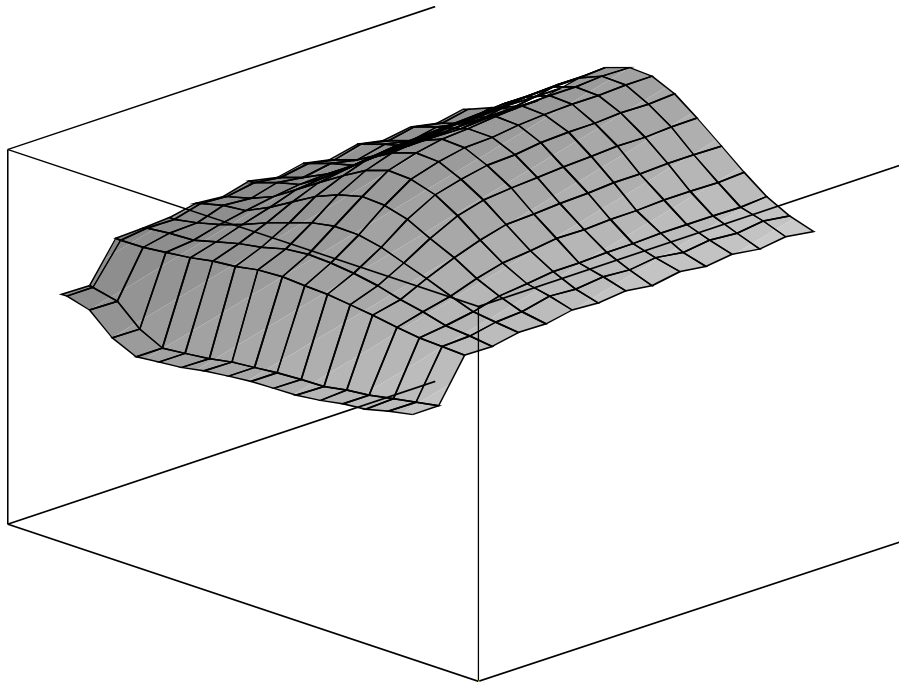
Die abzufahrende mäandrierende Kontur entspricht einer dreidimensionalen Bahnplanung auf einer gegebenen Raumfläche, vgl. Bild 4.8. Beim Entladen legt die Eintauchtiefe des Förderkopfes für eine Schicht die Oberfläche für die jeweils nächste Schicht fest, wie im Bild 4.9 gezeigt. Das heißt, daß die Kontur nicht nur abgefahren wird, sondern zugleich geformt wird, vgl. Bild 4.10. So muß Sorge getragen werden, daß diese Verformung der Oberflächen am Ende des Entladevorganges eine zum Schiffsboden parallele Oberfläche liefert.



**Bild 4.8** Anfangsoberfläche des Schüttgutes - Raumfläche der Entladebahnplanung.

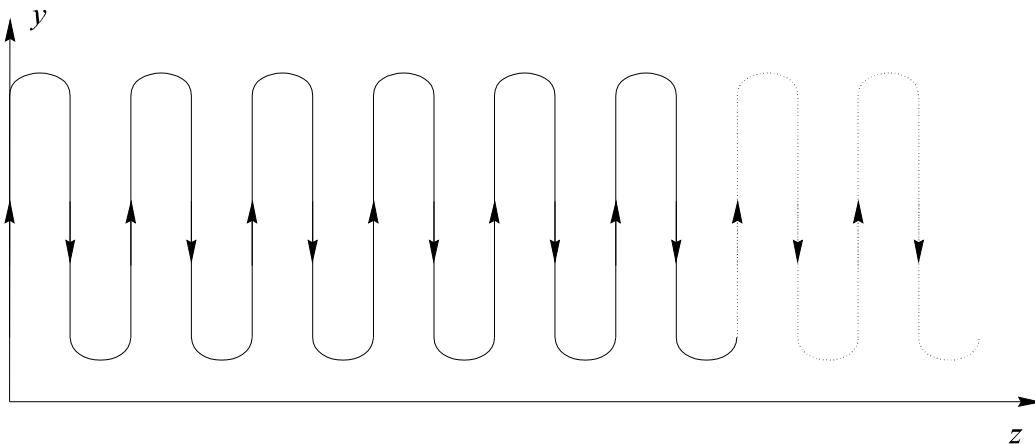


**Bild 4.9** Veränderung der Oberfläche durch Abtragen von Schüttgut mit den Wurftrömmeln.



**Bild 4.10** Schüttgutoberfläche nach der ersten Traversierung.

Zur Vereinfachung wird in  $(y,z)$  eine Mäanderbewegung ausgeführt, wie im Bild 4.11 dargestellt. Diese Bahn wird so festgelegt, daß ein gleichmäßiges Abtragen des Schüttgutes gegeben ist, und die Kurven keine zu hohe Drehmomente von den Antrieben erfordern. Dies ist zunächst eine geometrische Festlegung der Bahn, frei bleibt noch die Geschwindigkeit auf der Bahn.



**Bild 4.11** Entladebahn in der  $(y,z)$  Ebene.

So reduziert sich die Bahnplanung auf eine Höhenplanung ( $x$ ) auf einer vorgegebenen Mäanderkurve in  $(y,z)$  und einem zugeordneten Geschwindigkeitsprofil. Für die Bahnplanung des Entladevorganges in der  $(x,y)$ -Ebene können einige alternative Lösungen betrachtet werden.

Die Kombination von Trajektorie des Anstellwinkels, Trajektorie des Handpunktes, Geschwindigkeitsprofil und Mäanderform ergeben unterschiedliche Entladestrategien. Je nach Flexibilität der Sensorführung und gewissermaßen auch des Rechenaufwandes könnte die eine oder andere Alternative für den Betrieb geeigneter sein. Folgende Alternativen können in Betracht gezogen werden:

## Möglichkeiten in der Entladebahnplanung

### . Trajektorie des Anstellwinkels:

*Fester Anstellwinkel*

*Anstellwinkelprofil*

*Gleichmäßiges Eintauchen der Wurfräder*

*Optimierter Anstellwinkel*

### .Trajektorie des Handpunktes:

*Feste Handpunktbahn*

*Oberflächen-Handpunktbahn (Sensorgeführt)*

*Optimierte-Handpunktbahn (Gesamt-Querschnittbetrachtung)*

### . Geschwindigkeitsprofil

*Konstante Geschwindigkeit des Handpunktes*

*Variables Geschwindigkeitsprofil*

*Durch Förderleistung gesteuerte Geschwindigkeit*

### . Mäanderform

*Einfach*

*Komplementäre Doppeltraversierung*

Bevor eine Bahnplanung durchgeführt wird, müssen die **kinematischen Begrenzungen** (Maximale Winkelwerte und Winkelgeschwindigkeit der einzelnen Gelenke), **Randwerte** (Kollisionsbedingungen, Teile des Entladekranes dürfen in keiner Konfiguration die Wände des Schiffes berühren) und **dynamische Begrenzungen** (Trägheitseigenschaften) bekannt sein. Die direkte Berücksichtigung dieser Begrenzungen in der Bahnplanung ist allerdings problematisch, weil sowohl der geometrische Verlauf als auch das Geschwindigkeitsprofil noch offen sind (unter Umständen könnte eine Anpassung des Geschwindigkeitsprofils einen schwierigen geometrischen Verlauf realisierbar machen und umgekehrt).

Ein pragmatischer Weg ist es, in einer ersten Phase eine geometrische Bahnplanung für den Handpunkt, ohne Berücksichtigung der Beschränkungen, durchzuführen. In einer zweiten Phase wird die geometrische Bahn auf Realisierbarkeit überprüft. Durch eine Iteration der beiden Phasen kann ein vertretbarer Kompromiß zwischen Rechenaufwand und "Bahngüte" erreicht werden. Wenn einmal der geometrische Verlauf ohne Verletzung der mechanischen und Randbegrenzungen vorliegt, kann eine Optimierung des Geschwindigkeitsprofils an dem zum Einsatz kommenden dynamischen Modell des Handhabungsgerätes durchgeführt werden [OI89].

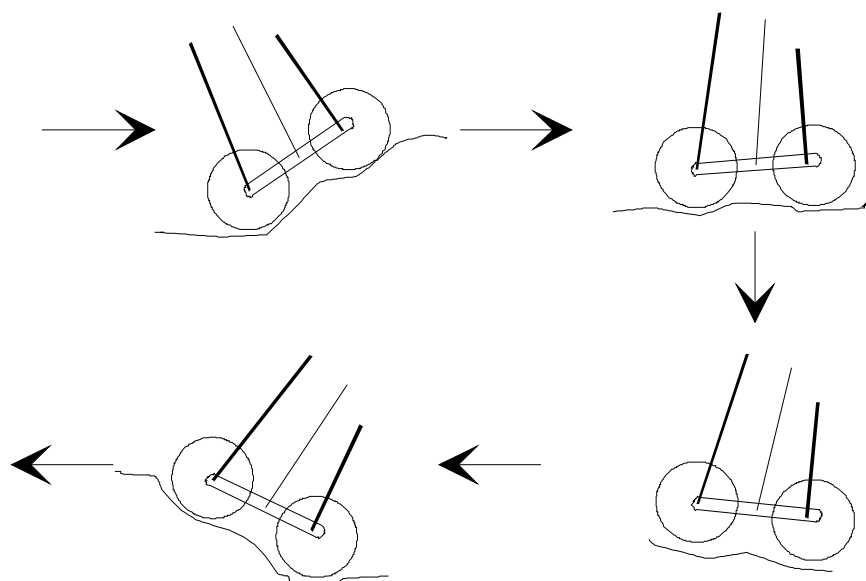
In den nächsten Abschnitten werden die alternativen Entladestrategien näher betrachtet. Eine sehr wichtige Rolle spielt der Verlauf des Anstellwinkels während einer Traversierung.

### 4.2.1 Anstellwinkel

Der Anstellwinkel, wie im Kap. 3 schon definiert, entspricht dem Neigungswinkel der beiden Wurfräder bezüglich der Waagerechten. Er ist dafür zuständig, daß zur Bildung des Förderstrahles beide Wurfräder mit dem Schüttgut in Berührung kommen. Je nach Fahrtrichtung ändert sich das Vorzeichen des Anstellwinkels, und am Ende einer Traversierung muß auf die Umkehrbedingung geachtet werden.

### Umkehrbedingung des Anstellwinkels

Der Anstellwinkel muß sich am Ende einer Traversierung auf die andere Fahrtrichtung vorbereiten, wie im Bild 4.12 zu sehen ist. Diese *Umkehrbedingung* muß in der Bahnplanung berücksichtigt werden.



**Bild 4.12** Umkehrverlauf des Anstellwinkels

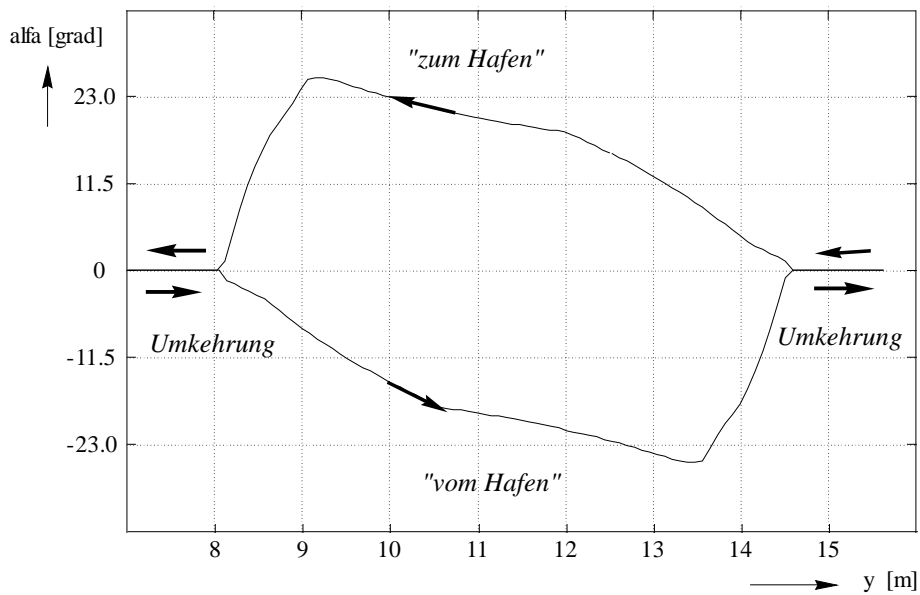
### Anstellwinkelprofil: Fuzzy-Festlegung

Wird der Anstellwinkel  $\alpha$  für alle Positionen konstant  $\alpha = \alpha_0$  gewählt, dann trifft bei bestimmten Positionen das Fördergut nicht günstig in den Schlund. Daher muß  $\alpha$  im Verlauf des Entladevorganges geeignet verändert werden. Der Zusammenhang zwischen der Förderkopfposition im Schiff und der Förderleistung ist analytisch nicht bekannt. Sowohl verschiedene Schüttguteigenschaften, als auch die Geometrie des Förderkopfes und die nichtlineare, fahrtrichtungsabhängige inverse Transformation müßten unter anderem berücksichtigt werden. Fuzzy-Logik bietet für solche Fälle, in denen wenige verbale Aussagen das Problem gut schildern, pragmatische Lösungen. Diese Vorgehensweise hat auf einem einfachen Weg zu sehr guten Ergebnissen geführt [P193].

Es wurden folgende plausible *verbale Aussagen* verwendet, die nur heuristisch begründet sind:

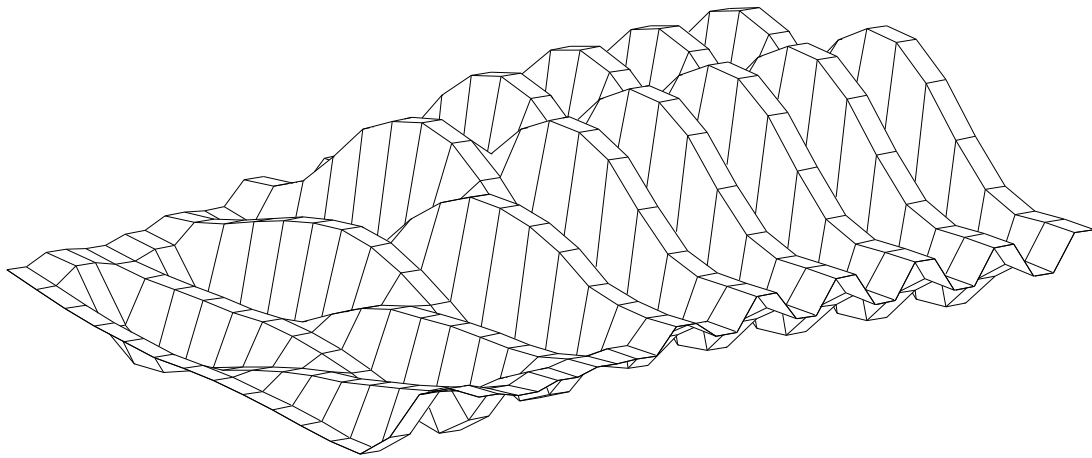
1. Die beste Förderleistung sei bei  $\alpha = 25^\circ$  erreicht  
- bei diesem Winkel sind beide Wurfräder gleichmäßig im Schüttgut eingetaucht.
2. Die beste Förderleistung sei bei parallelem Treffen des Schlundes erreicht ( $\gamma_0 = 0$ )  
- sonst "prallt" viel Schüttgut an den Förderbändern ab.
3. Wegen mechanischer Beschränkungen (Aufbau des Kranes) kann der Anstellwinkel in der Nähe der Bordwände nicht größer als  $15^\circ$  sein.
4. Am Ende einer Traversierung soll  $\alpha = 0$  sein  
- denn so wird eine Umkehrung vorbereitet.

Aus diesen Aussagen kann die Regelbasis für einen Fuzzy-Algorithmus erstellt werden, der, abhängig von der Fahrtrichtung, die Sollwerte für den Anstellwinkel liefert, die in Bild 4.13 gezeigt werden.



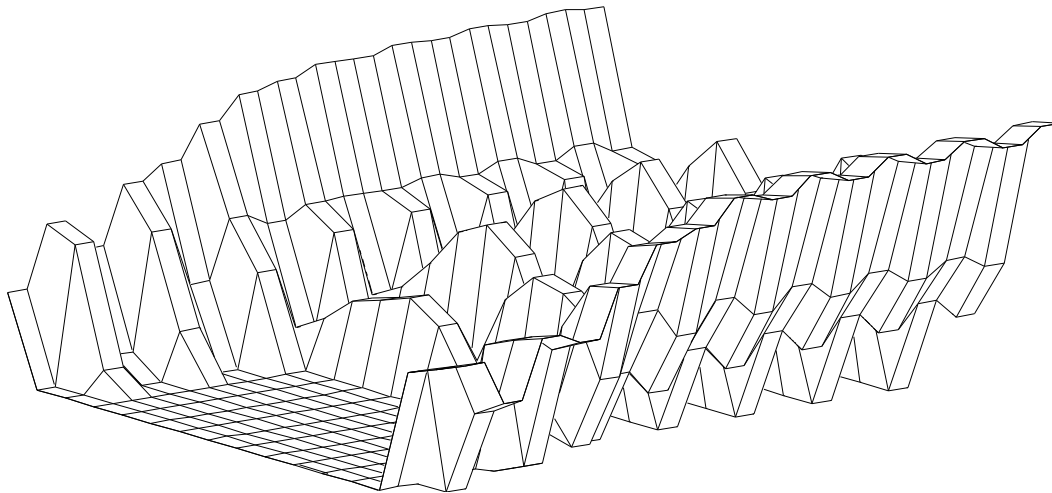
**Bild 4.13** Festen Anstellwinkelprofil: Fuzzy-Festlegung.

Für eine anfangs glatte Schüttgutoberfläche, wie in Bild 4.8 zu sehen ist, führt die Verwendung des Fuzzy-Anstellprofils zu einer sehr welligen Oberfläche, siehe Bild 4.14.



**Bild 4.14** Verformung der Oberfläche durch Fuzzy-Anstellwinkelprofil. Mäanderform in  $(y,z)$ : gemäß Bild 4.11. Oberflächen Trajektorie des Handpunktes: Vorderrad bis zur Mitte eingetaucht.

Durch Verwendung dieser Entladestrategie kommt es zu unerwünschten "Restschüttguthügeln" am Ende der Entladung, wie in einer Querschnittsbetrachtung in Bild 4.15 zu sehen ist.



**Bild 4.15** "Resthügel" bei einem Fuzzy-Anstellwinkelprofil mit Geschwindigkeitsanpassung.  
 Mäanderform in  $(y,z)$ : Einfach (Bild 4.11),  
 Oberflächen Trajektorie des Handpunktes: Vorderrad bis zur Mitte eingetaucht.

Wenn eine konstante Förderleistung eingehalten werden soll, hat das zur Folge, daß an "schwierigen" Stellen schneller gefahren muß, um die geringe Eintauchtiefe auszugleichen. Die Simulationsergebnisse wurden mit einer solchen "Geschwindigkeitsanpassung" erzielt.

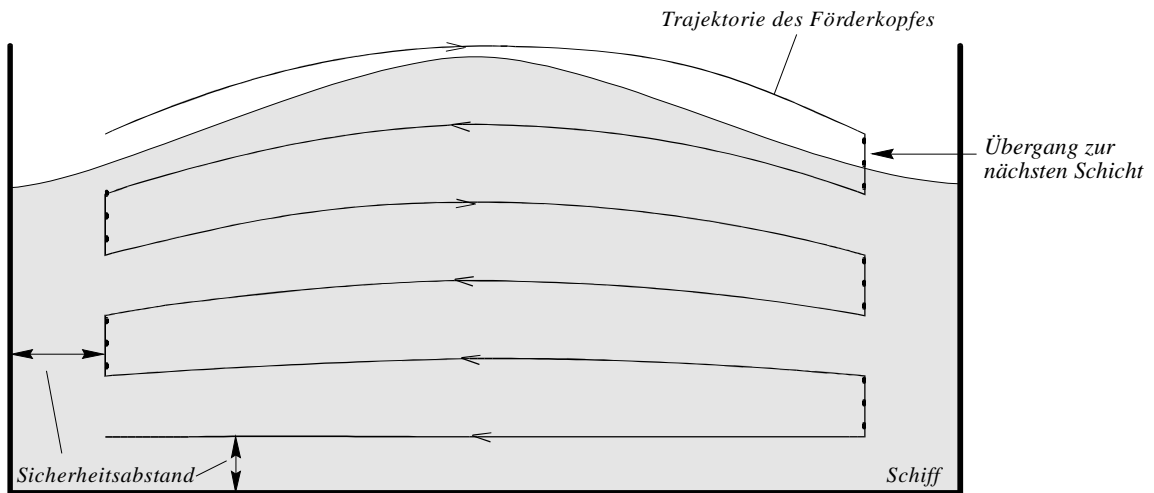
Um die Oberflächen des Schüttgutes so zu verformen, daß keine "Resthügel" entstehen, muß eine andere Anstellwinkelstrategie bzw. eine andere Handpunkttrajektorie, gewählt werden.

### 4.2.2 Handpunkttrajektorie

Die Trajektorie des Handpunktes kann bezüglich der Anfangsoberfläche unterschiedlich gewählt werden. Hier werden zwei Möglichkeiten vorgestellt.

#### Sollschichtenentladung

Die einfachste Bahnplanung besteht darin, daß Sollschichten, nach dem Ermitteln der Lage der Anfangsoberfläche, so festgelegt werden, daß eine lineare Interpolation zwischen der ersten und der letzten Schicht angesetzt wird. Die Handpunkttrajektorien werden als Parabeln in  $(y,x)$  angesetzt. Das einzige, was noch zu planen ist, ist die Anzahl der Schichten, so daß an keiner Stelle die maximal zulässigen Eintauchtiefen verletzt werden. Das Geschwindigkeitsprofil ergibt sich so, daß ein vorgegebenes Volumenelement pro Zeiteinheit noch an den schwierigsten Stellen abgetragen werden kann, was ein sanftes Beschleunigen bis zur Mitte des Schiffes, und eine höhere Geschwindigkeit an den Rändern erfordert, wie in den Simulationen ermittelt wurde.

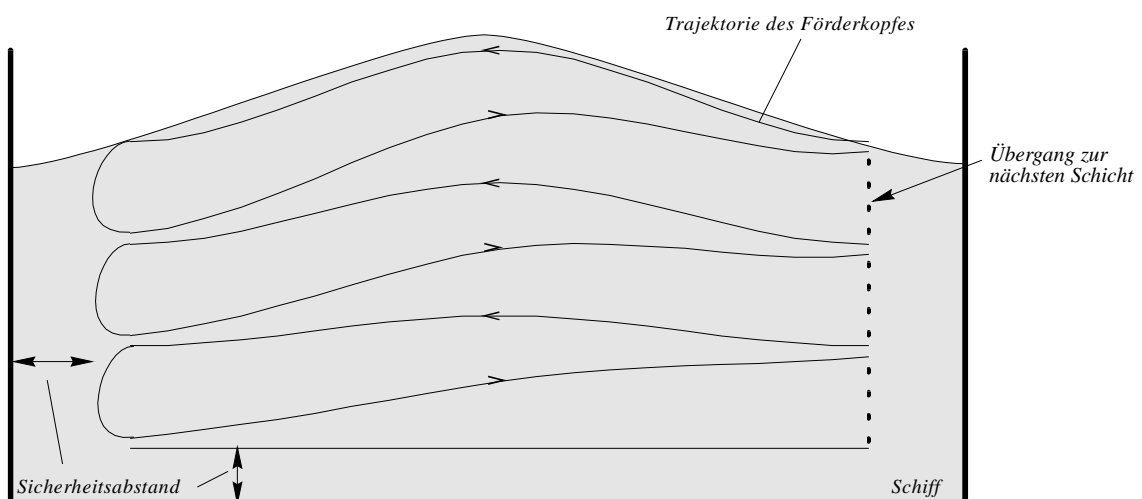


**Bild 4.16** Trajektorie des Handpunktes: lineare Interpolation der Schichten.

Was gegen diese Strategie einzuwenden ist, ist der Umgang mit der Energie. Es wird fast überall schneller gefahren, als es nötig wäre, um das Volumenpensum hervorzubringen. Um dem entgegenzuwirken, muß die Information der maximal zulässigen Eintauchtiefen in die Bahnplanung einfließen.

### Komplementäre Doppeltraversierung / Schichtentladung

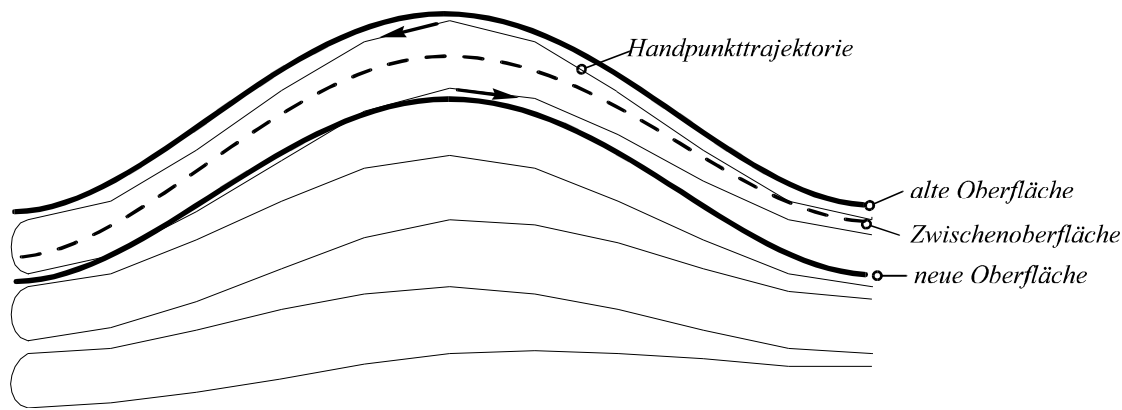
Die maximal zulässigen Eintauchtiefen, die sich aus den Winkelbeschränkungen ergeben, können näherungsweise als komplementär für die zwei Traversierrichtungen angesehen werden. Wenn die Traversierungen so festgelegt werden, daß für eine bestimmte  $z$ -Koordinate hin- und zurückgefahren wird, dann kann eine lineare Interpolation von Zweierschichten bis zum Boden geplant werden, siehe Bild 4.17.



**Bild 4.17** Trajektorie des Handpunktes bei einer Komplementärschichten-Entladestrategie.

Um den Verlauf der Zwischenschichten in Zusammenhang mit der Handpunkttrajektorie bei einer Komplementärschichten-Entladestrategie zu verdeutlichen, werden diese im nächsten Bild hervorgehoben.





**Bild 4.18** Querschnitt einer Komplementärschichten-Entladestrategie.

Diese Festlegung der Handpunkttrajektorie läßt die besseren Ergebnisse in der Praxis erwarten, weil sie "begrenzungsgerecht" aufgebaut wurde. D.h. sie wurde nach dem Prinzip der Manipulierbarkeit [Hö92] ausgelegt. Dieses Prinzip wird in der Konfigurationsoptimierung eingesetzt, und soll in dem Gütemaß dafür sorgen, daß sich in einer Konfiguration die freien Parametern sich in der Mitte des Arbeitsbereichs befinden.

In der Realisierung eines Automatisierungskonzeptes müssen sehr viele Sonder- und Grenzfälle berücksichtigt werden, z.B. der Anfahrvorgang, das Ausfallen eines Zylinders, Überdruck u.s.w. Für das Automatisierungsgerät müssen Softwareprozeduren geschrieben werden, die nach Bedarf aufgerufen werden. Die Berücksichtigung der bekannten Begrenzungen sollte allerdings schon in die Bahnplanung einfließen.

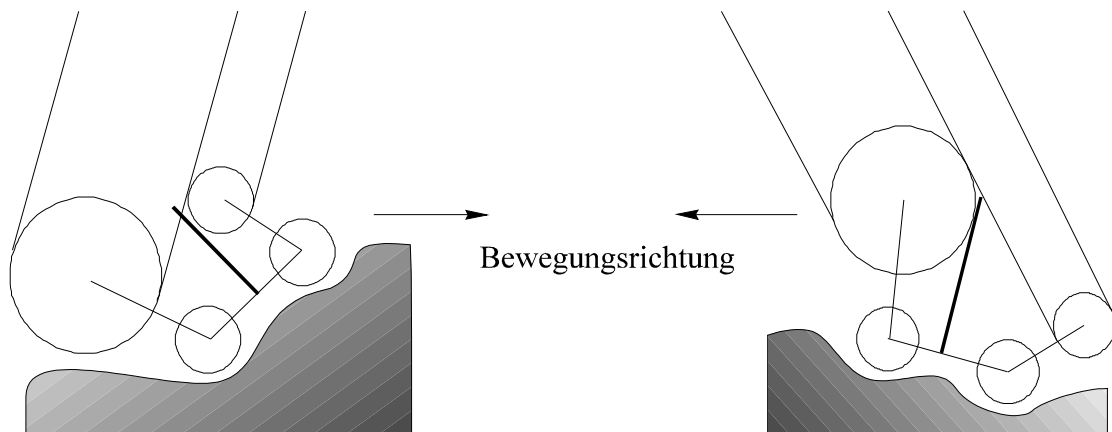
### 4.2.3 Begrenzungen

Hier wird kurz auf die Begrenzungen eingegangen, die in der Führungsgrößenerzeugung Berücksichtigung finden sollen.

#### Kinematische Begrenzungen

Die kinematischen Begrenzungen sind zunächst konstruktiv bedingt, was die maximal zulässigen Winkel anbelangt. Des weiteren ist die Winkelgeschwindigkeit durch den maximalen Öldurchfluß des hydraulischen Aggregats begrenzt. Diese Begrenzung ist lage- und richtungsabhängig.

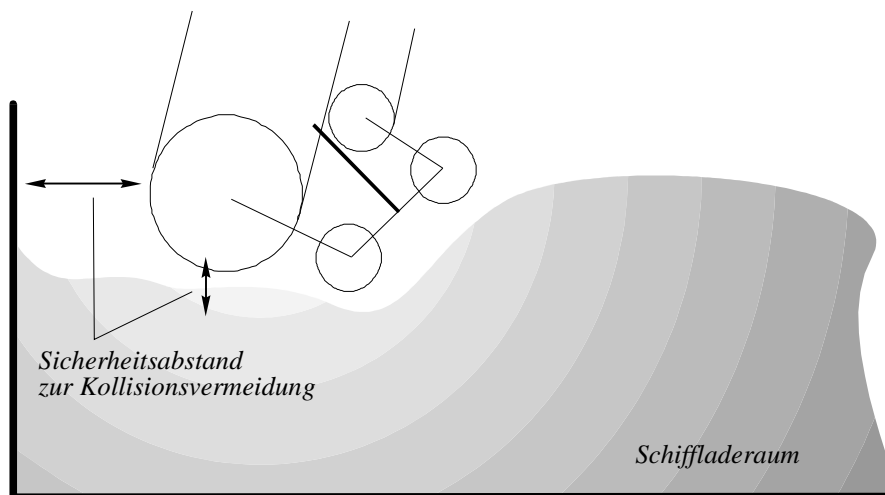
Durch die geometrische Anordnung der hydraulischen Zylinder sind an unterschiedlichen  $(x,y)$ -Koordinaten unterschiedliche maximal zulässige Anstellwinkel gegeben, die auch noch von der Fahrtrichtung abhängig sind, wie im Bild 4.19 gezeigt.



**Bild 4.19** Begrenzung des Anstellwinkels für zwei extreme Konfigurationen.

## Randwerte

Die Entladestrategie muß so gewählt werden, daß es nicht zu Kollisionen mit den Schiffswänden, bzw. anderen Gegenständen kommt. Im Bild 4.20 ist diese Situation angedeutet.



**Bild 4.20** Sicherheitsabstand als Beispiel für Randwerte in der Bahnplanung.

## Dynamische Begrenzungen

Die dynamischen Begrenzungen ergeben sich aus der Modellbildung, vgl. Kapitel 3.3 bis 3.6. Wegen der nichtlinearen Zusammenhänge können dynamische Begrenzungen nur sehr umständlich in der Bahnplanung berücksichtigt werden. Im Normalfall wird die geplante Bahn nur in einer zweiten Phase auf Realisierbarkeit überprüft. Diese Überprüfung kann im Rahmen einer Simulation geschehen [Ne92]. Durch iterative Planungs-Simulationsdurchgänge kann auch eine Dimensionierung der mechanischen und hydraulischen Komponenten durchgeführt werden.

### 4.3 Optimierung der Entladestrategie

Die Entwicklung einer Entladestrategie kann als Optimierungsproblem behandelt werden. Eine optimale Trajektorie des Handpunktes und des Anstellwinkels ergibt sich aus einem Gütemaß und vorhandenen Randbedingungen. Der zunächst eingängigste Ansatz wäre, eine zeitoptimale Entladung anzustreben. Bei näherer Betrachtung zeigt sich allerdings, daß ein anderes Gütemaß geeigneter ist.

Die Förderbänder sollten mit dem Nennvolumenstrom, für den sie ausgelegt wurden, gespeist werden. Es hat keinen Sinn, mit dem Förderkopf schneller zu fahren oder tiefer in das Schüttgut einzutauchen, als nötig zur Bereitstellung des Nennvolumenstromes. Wenn dieser Volumenstrom von einer Konfiguration zur nächsten in einer Entladetrajektorie immer erreicht wird, ist die Entladezeit eine Konstante. Diese ergibt sich aus dem gesamten Schüttgutvolumen im Schiff geteilt durch den Nennvolumenstrom.

$$T_{\text{Entladung}} = \frac{V_{\text{Schiffladung}} \text{ [m}^3\text{]}}{Q_{\text{Nenn}} \text{ [m}^3\text{/s]}} \quad (4.7)$$

So kann die Optimierung der Entladestrategie andere Gesichtspunkte berücksichtigen als die Entladezeit. Wie schon erwähnt wurde, darf eine optimale Entladestrategie keine "Resthügel" am Ende des Vorganges übrig lassen. So müssen alle in Erwägung zu ziehenden Trajektorien eine letzte Traversierung parallel zum Schiffsboden liefern. Bei einer Querbetrachtung des Laderaums wird in jedem Steuertakt eine "Scheibe", ein Volumenelement, abgetragen.

Das **Optimierungsproblem** besteht darin, die Form dieser Volumenelemente und die Reihenfolge, in der diese abgetragen werden, zu ermitteln. Das hat gewisse Ähnlichkeiten mit dem Problem einer optimalen Ausbeute: z.B. wenn Schuhteile so aus einem Lederstück zu schneiden sind, daß möglichst wenig Verschnitt entsteht. Analog müssen bei dem Entladevorgang auch Volumenelemente geplant werden. Bei der Entladung müssen die Teile einander räumlich folgen, und es dürfen keine Reste übrig bleiben.

Für die Schar der Entladetrajektorien, die am Ende eine Schicht parallel zum Boden liefern, kann u.a. der Energieeinsatz betrachtet werden. Die Minimierung des Energieeinsatzes führt dazu, daß die Anzahl der Traversierungen und der Schichten minimiert werden müssen. Aus dem maximalen Anstellwinkel und der Eintauchtiefe in der **kritischsten Traversierstelle** läßt sich die erforderliche Anzahl der Entladeschichten berechnen. Diese wird auf einen ganzzahligen Wert aufgerundet. In dem Grenzfall, wo keine Aufrundung stattfindet, müssen die optimalen Trajektorien die kritische Traversierstelle beinhalten. In den anderen Fällen, d.h. die Anzahl der Entladeschichten

wurde aufgerundet, ergeben sich zusätzliche Freiheitsgrade: Optimale Trajektorien müssen in diesen Fällen nicht unbedingt Stellen mit extremalem Anstellwinkel und maximaler Eintauchtiefe beinhalten. Das bessere Treffen im Schlund kann z.B. zur Festlegung der Trajektorie herangezogen werden. Dies gilt auch für alle nichtkritischen Stellen der Traversierungen bei einer Schichtenanzahl ohne Aufrundung. Die Anzahl der Traversierungen pro Schicht ergibt sich aus der Wurftrömmelbreite und der Schiffslänge.

Bellman formulierte ein Optimierungsverfahren, die sogenannte "dynamische Programmierung" [BK65], das für diskretisierbare Probleme mit Neben- und Randbedingungen ein Berechnungsschema liefert, welches algorithmisch relativ einfach ist.

Die Grundidee besteht in der systematischen Bewertung aller möglicher Trajektorien (in einem diskretisierten Zustandsraum), die Start- und Zielzustand verbinden. Die optimale Trajektorie wird bei einem mehrstufigen Entscheidungsprozeß *lokal* gesucht. Die Systematisierung der Suche erfolgt aufgrund des folgenden Prinzips:

#### **- Optimalitätsprinzip von Bellman**

*Die Gesamtstrategie kann nur dann optimal sein, wenn jede Reststrategie optimal ist, ganz gleich, von welchem Zwischenzustand sie ausgeht.*

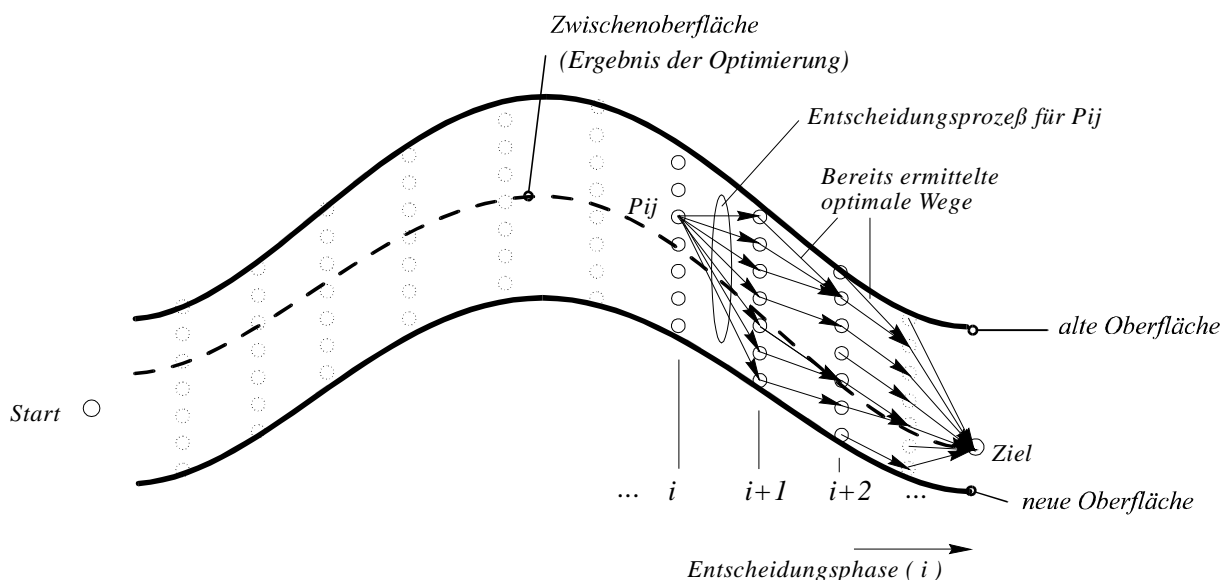
Die Anwendung dieses Optimalitätsprinzips führt auf eine Rückwärtsberechnung der Lösung, vom Zielzustand in Richtung des Startzustandes. Auf diese Weise können alle Trajektorien, die prinzipiell möglich wären, sofort bewertet werden. Mit einem lokal akkumulierten Gütemaß kann entschieden werden, ob die betrachtete Trajektorie beibehalten oder von weiteren Schritten ausgeschlossen wird.

### **4.3.1 Anwendung der dynamischen Programmierung zur Optimierung der Entladestrategie**

Wie aus der Plausibilitätsuntersuchung der Entladestrategien in Abschnitt 4.2.2 hervorging, hat man mit der schichtweisen Entladung mit komplementären Traversierungen schon einen guten Ansatz gefunden. Die Optimierung wird hier deswegen zur Verfeinerung dieser Strategie herangezogen. Das bedeutet, daß die Anfangs- und Endoberfläche vorgegeben sind, und daß die Optimierung als Ziel eine Zwischenoberfläche zu berechnen hat, so daß ein geeignetes Gütemaß beim Abtragen dieser Doppelschicht minimiert wird.

Zur Ermittlung des Verlaufes der Zwischenschicht wird der Raum zwischen alter und neuer Oberfläche einer komplementären Doppeltraversierung quantisiert. In der Waagerechten wird ein gleichmäßiges Raster mit  $N_x$  Punkten zwischen Anfangs und Endpunkt einer Traversierung angelegt (Bild 4.21). Der Umkehrvorgang wird durch

geeignete Wahl der Start- und Zielkonfiguration berücksichtigt, nämlich durch die Forderung eines Anstellwinkels gleich Null an diesen Stellen. In der Senkrechten wird eine Quantisierung mit  $N_j$  Zwischenpunkten zwischen alter und neuer Oberfläche angelegt. Die Vorteile der dynamischen Programmierung kommen hier zum Tragen: Die Randbedingungen, die in anderen Verfahren Schwierigkeiten bereiten, sind hier eine erwünschte Einschränkung des Suchbereiches.



**Bild 4.21** Anwendung der dynamischen Programmierung zur Optimierung einer komplementären Schichtenladung.

Der Verlauf der Zwischenschicht, der Weg von  $P_{i,j}$  nach  $P_{i+1,k}$ , ist mit Kosten verbunden, d.h. das Abratragen von Schüttgut an diesem Zwischenschichtabschnitt (Vor- und Rücktraversierung) kann analytisch bewertet werden. Bei einem optimalen Verlauf der Zwischenschicht von  $P_{i,j}$  bis zum Ziel ist die Summe der einzelnen Wegkosten ein Minimum. Dieses Minimum wird als Gütwert des Punktes  $P_{i,j}$  definiert. Zur Auffindung des optimalen Weges nach Bellman müssen in dem quantisierten Suchraum sukzessive (mehrstufiger Entscheidungsprozeß) Gütwert und zugehöriger Weg gespeichert werden. Die Speicherung des Weges kann lokal, in Form von Bewegungsrichtungen erfolgen; jeder Punkt speichert nur die Weginformation um zum nächsten Punkt des zugehörigen optimalen Weges zu kommen.

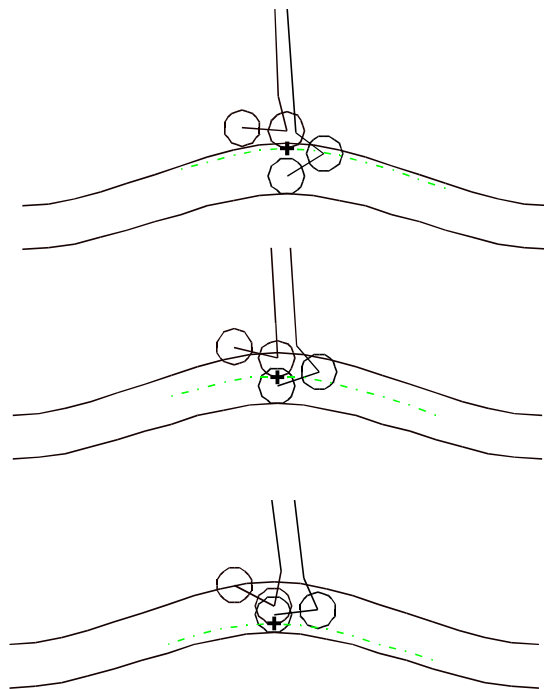
Sämtlichen Punkten in dem quantisierten Raum wird also ein Gütwert und eine Bewegungsrichtung zugewiesen. Diese sind folgendermaßen zu interpretieren: Wenn man einen Punkt  $P_{i,j}$  erreicht hat, gibt es nur noch einen optimalen Weg zum Ziel (der sich aus den gespeicherten Bewegungsrichtungen ergibt), und der wird mit dem gespeicherten Gütwert an der Stelle  $P_{i,j}$  durchlaufen. Der quantisierte Suchraum mit

den Bewegungsrichtungen bildet so ein Wegenetz, jeder eingetragene Weg in diesem Wegenetz ist ein optimaler Weg.

Die systematische Berechnung des Wegenetzes erfolgt nach Bellman folgendermaßen:

Für alle Wege die in der Phase  $i$  vom Punkt  $P_{i,j}$  in einem Punkt der Phase  $i+1$  führen können, also nach  $P_{i+1,k}$ ,  $k=1..N_j$ , erfolgt die Berechnung der lokalen Wegkosten. Die minimale Summe der Wegkosten für den Verlauf von  $P_{i,j}$  nach  $P_{i+1,k^*}$  und dem Gütwert des Punktes  $P_{i+1,k^*}$  charakterisiert die optimale Trajektorie von  $P_{i,j}$  zum Ziel, und wird als Gütwert für den Punkt  $P_{i,j}$  gespeichert. Der Wert  $k^*$  wird als Bewegungsrichtung von  $P_{i,j}$  zur Phase  $i+1$  gemerkt.

Für die Doppelschichtentladung ergibt sich die Zwischenschicht, nachdem der Förderkopf die erste der beiden komplementären Traversierungen abgetragen hat. Das bedeutet, daß die zweite, die Rücktraversierung, keine Freiheitsgrade mehr hat; sie muß so gestaltet werden, daß die *neue* Oberfläche entsteht. Dieser Sachverhalt ist in Bild 4.22 zu sehen. Mit einem Kreuz ist der Bezugspunkt im quantisierten Suchraum gekennzeichnet. Das Gütemaß muß also für jede mögliche Lage der Zwischenschicht eine gemeinsame Bewertung der Vor- und Rückwärtstraversierung einbeziehen.



**Bild 4.22** Beteiligung der beiden Traversierrichtungen zur Berechnung des Gütwertes an drei Stellen der zu ermittelnde Zwischenschicht.

Die eindeutige Festlegung der optimalen Trajektorie hängt also nur noch von der Angabe des Gütemaßes ab. Das setzt sich in der Regel aus einer gewichteten Summe rivalisierender Ansprüche zusammen. In dieser Arbeit wurden folgende Ziele verfolgt:

- Ein gutes Treffen im Schlund; d.h. es wird die Konfiguration bevorzugt, die den kleinsten Treffwinkel  $\gamma$  liefert.
- Eine kurze Zwischenschicht, weil möglichst wenig "Kurven" in der Zwischenschicht ein schnelles Abtragen begünstigen.
- Eine gleichmäßige Verteilung des Volumenpensums zwischen Vor- und Rückwärtstraversierung. Somit wird ein "weicheres" Entladen begünstigt. Variationen in der Schichthöhe müssen durch eine Geschwindigkeitsanpassung des Handpunktes ausgeglichen werden.

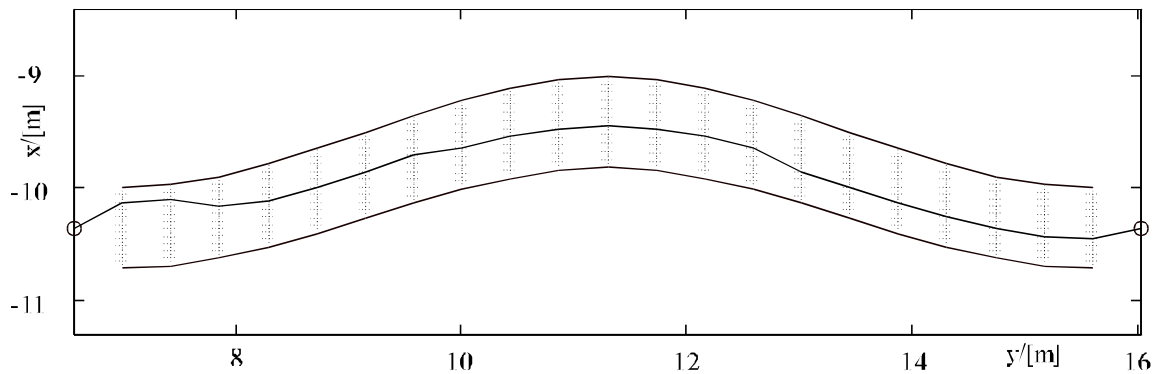
Mathematisch läßt sich die Bewertung eines Weges auf der Zwischenschicht der  $P_{i,j} = (x_{zw}, y_{zw})$  und  $P_{i+1,k} = (x_{zwa}, y_{zwa})$  verbindet, folgendermaßen darstellen:

**Kosten für den Weg  $P_{i,j} \rightarrow P_{i+1,k}$ :**

$$V_{zw} = r_1 \gamma_V^2 + r_2 \gamma_R^2 + r_3 \gamma_{Va}^2 + r_4 \gamma_{Ra}^2 + r_5 H_{zw}^2 + r_6 H_{zwa}^2 + r_7 ((x_{zw} - x_{zwa})^2 + (y_{zw} - y_{zwa})^2) \quad (4.8)$$

Die Indizes  $V$  und  $R$  stehen für Vor- und Rücktraversierung, so daß  $\gamma_V$  und  $\gamma_R$  den Treffwinkel für die Vor- und Rückwärtstraversierung an der Position  $(x_{zw}, y_{zw})$  darstellen.  $\gamma_{Va}$  und  $\gamma_{Ra}$  beschreiben die Treffbedingung für Positionen in der Phase  $i+1$ . Die Funktion  $H_{zw} = (j - N_j / 2)$  hat ihren minimalen Wert, wenn die Förderhöhen für Vor- und Rückwärtstraversierung an der Position  $P_{i,j}$  identisch sind. Entsprechendes gilt für  $H_{zwa} = (k - N_j / 2)$  bei  $P_{i+1,k}$ . Der letzte Term in Gl. 4.8 gewichtet die quadrierte Weglänge.

Das Ergebnis der Zwischenschichtoptimierung für eine bestimmte Wahl der Gewichtskoeffizienten  $r_1$  bis  $r_7$  ist in Bild 4.23 zu sehen.



**Bild 4.24** Nach Bellman optimierte Trajektorie des Handpunktes bei einer Komplementärschichten-Entladestrategie.

Gewichtskoeffizienten für die Wegkosten:  $r_1=r_2=r_3=r_4=1$ ,  $r_5=r_6=0.01$ ,  $r_7=1$ .

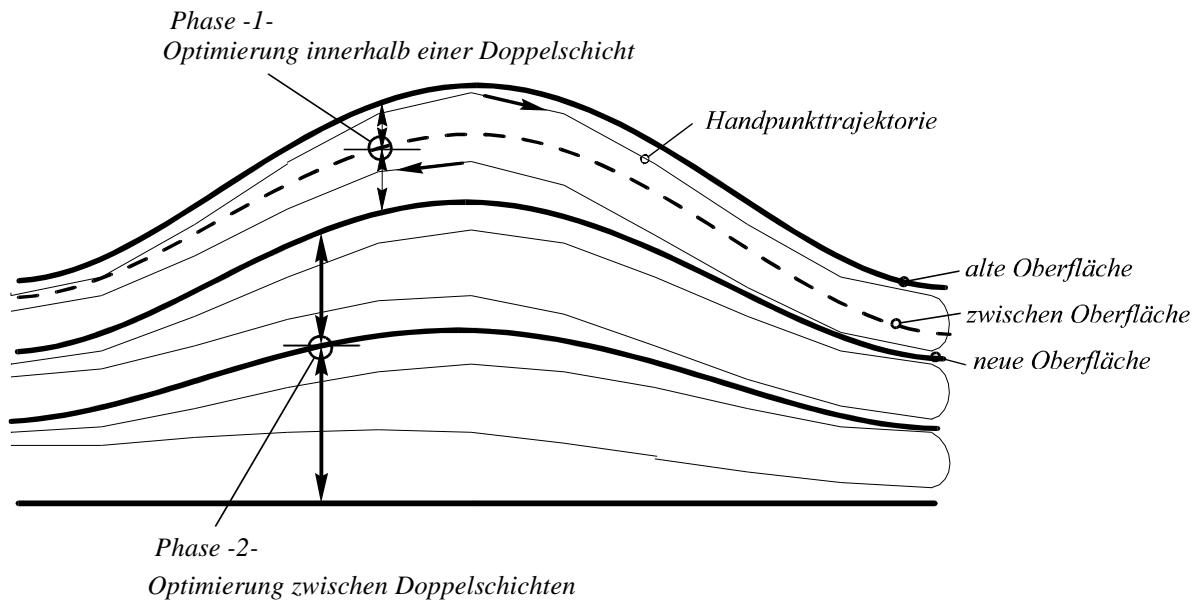
Es ist hier zu erkennen, daß das Ergebnis der Optimierung von der Tendenz her mit dem einer Fuzzy-Festlegung des Anstellwinkels (Bild 4.13), die am Anfang einer Traversierung eine kleine Eintauchtiefe und am Ende größere Werte geliefert hat, übereinstimmen. Dort wurde der Verlauf des Anstellwinkels aufgrund einer heuristischen Regelbasis ermittelt. Hier handelt es sich um ein analytisches Verfahren, aber die Ergebnisse sind auch stark abhängig von der konkreten (ebenfalls heuristischen) Wahl der Gewichtskoeffizienten.

Ein Gütemaß mit geeigneter Gewichtung der Ziele, welches für eine optimierte Entladestrategie in der Praxis anzusetzen ist, muß vor Ort festgelegt werden. Der prinzipielle Weg zur Optimierung ist hier skizziert worden. Im konkreten Fall müßten noch weitere Details berücksichtigt werden.

### 4.3.2 Globale Optimierung

Eine Erweiterung des vorgestellten Optimierungsverfahrens kann zur Ermittlung einer "global-optimierten" Entladetrajektorie herangezogen werden. Dies wird so erreicht, daß die Formen der Doppelschichten nicht mehr als lineare Interpolation der Anfangsoberfläche angesetzt werden, sondern diese selbst ein Zwischenergebnis einer iterativen Optimierung sind. D.h. die Schnittstelle zwischen Doppelschichten wird ebenfalls nach dem oben gezeigten Verfahren (gemäß Bild 4.21) optimiert. Dieses Vorgehen wird solange wiederholt, bis der Iterationsgewinn unter einer vorgegebenen Grenze liegt. In Bild 4.25 wird dieses Vorgehen zur globalen Optimierung veranschaulicht.





**Bild 4.25** Anwendung der dynamischen Programmierung zur Berechnung einer Optimalen Entladestrategie in einer komplementären Schichtenladung  
- Gesamtquerschnitt-Betrachtung.

Diese globale Optimierung ist aber sehr rechenintensiv. Eine verhältnismäßig einfache Optimierung der Doppelschicht-Entladestrategie kann durch eine Übertragung des Ergebnisses der Optimierung einer Zwischenschicht auf die anderen Doppelschichten erreicht werden. Dadurch verringert sich der Rechenaufwand deutlich.

## 4.4 Realisierung der Führungsgrößenerzeugung

Wenn einmal die Kontur festliegt, die den Entladevorgang beschreibt, stellt sich die Frage, wie diese technisch zu realisieren ist.

Zur Berechnung der aktuellen Sollwertvorgabe für die Gelenkwinkel des Entladekranes wird die Kenntnis über die Oberfläche des Schüttgutes benötigt. Die Oberfläche muß also als Raumfläche gespeichert werden. Wegen der digitalen Realisierung kann diese Raumfläche am besten in Form einer Höhenmatrix abgespeichert werden. Es wird ein Raster in  $(y,z)$  festgelegt, und  $x$  stellt die Höhe des Schüttgutes an der entsprechenden Stelle dar. Nach dem Abtragen eines Schüttgutelementes wird der zugehörige Eintrag in der Matrix aktualisiert. Das Raster sollte so gewählt werden, daß eine Interpolation aller erforderlichen Zwischenwerte mit vorgegebener Genauigkeit möglich ist.

In dem Bild 4.26 ist ein Flußdiagramm mit einem Vorschlag für die Realisierung der Führungsgrößenerzeugung dargestellt.

Nachdem in einer Initialisierungsphase die optimierte Solltrajektorie ermittelt wurde, kann der Entladevorgang gestartet werden. Die Entladung erfolgt schichtweise. Jede Schicht besteht aus Vorwärts- und Rückwärtstraversierungen. Während der Traversierung wird sukzessive aus den ermittelten Sensorwerten und der gespeicherten Sollbahn die nächste Konfiguration berechnet. Die Berechnung der Konfiguration für eine Handpunktposition erfolgt mit Hilfe der inversen kinematischen Transformation.



**Bild 4.26** Flußdiagramm zur Realisierung der Führungsgrößenerzeugung.

Somit ist dieses Kapitel über die Bahnplanung abgeschlossen. Im nächsten Kapitel werden Regler vorgestellt, die für die Gelenkregelung von hydraulischen Handhabungsgeräten geeignet sind.

## 5 Gelenkregelung hydraulischer Handhabungssysteme

Die regelungstechnische Aufgabe, den Handpunkt eines Handhabungssystems entlang einer Bahn zu führen, wird in dieser Arbeit durch eine Kaskade zweier Regler gelöst: den Gelenkregler und den Servoregler (Bahnregler). Wie im Kap. 6 erläutert bringt dieser Ansatz eine signifikante Verbesserung des Folgeverhaltens, weil er eine Separation von Führungs- und Störverhalten ermöglicht. In diesem Kapitel wird die Gelenkregelung hydraulischer Handhabungssysteme vorgestellt, die in dieser Vorgehensweise für das Störverhalten entworfen wird. Das Führungsverhalten wird durch den Servoregler festgelegt (Kap. 6).

Wenn am Handhabungssystem ausgeprägte Biegeelastizitäten vorkommen, sollte eine entsprechende Gelenkregelung [Na94, Er95] verwendet werden. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Bahnregelversuchsreihen an dem hydraulischen Roboter des Instituts für Regelungstechnik hat sich allerdings gezeigt, vgl. Kap. 7, daß eine Gelenkregelung für starr modellierte Arme ausreichend ist. Darüber hinaus sind bei den behandelten Handhabungsaufgaben ("Continuous Path") Biegeschwingungen wegen der eingesetzten Bahnplanung mit "weichen" Geschwindigkeitsprofilen wenig ausgeprägt.

Hier werden die Möglichkeiten zur Gelenklageregelung dargestellt, die in den experimentellen Untersuchungen am Knickarmroboter verwendet wurden. Die Gelenklageregelung wird deshalb für eine überlagerte Bahnregelung hinsichtlich des resultierenden dynamischen Kreisverhaltens (geschlossener Regelkreis), Linearität und Entkopplung der Zustandsgrößen bewertet. Je besser diese Merkmale von der Gelenklageregelung erfüllt werden, desto eher kann die Handhabungsaufgabe mit hohen Qualitätsanprüchen ausgeführt werden.

Bei elektrisch angetriebenen Robotern werden PI-Lageregler wegen ihrer Einfachheit und Robustheit sehr erfolgreich eingesetzt [PM82, Wu94, Ol89]. Es sind wenige Parameter einzustellen, und die stationäre Genauigkeit wird durch den I-Anteil gewährleistet. Für hydraulische Handhabungssysteme wird allerdings eine PI-Lageregelung vermieden: wegen der Haftreibung können bei langsamen Bewegungen

Grenzyklen auftreten. Vier Gelenklagereger, die für hydraulische Handhabungssysteme geeignet sind, werden hier beschrieben. Zunächst werden der einfache P-T<sub>1</sub>-Regler und der Zustandsregler vorgestellt, danach zwei nichtlineare Regelungskonzepte. Da eine digitale Realisierung in Aussicht gestellt ist, werden die Regler zeitdiskret beschrieben. Ein Vergleich der Gelenkregelkonzepte im Zusammenhang mit der Bahnführung wird anhand von Meßergebnissen im Kapitel 7 dargestellt.

## 5.1 P-T<sub>1</sub>-Regler

Zunächst wird der sehr einfache P-T<sub>1</sub>-Regler dargestellt, der das Stellsignal  $u(k)$  aus einer verzögerten Rückführung des Lagefehlers ( $w(k) - y(k)$ ) gemäß

$$u(k+1) = T_r u(k) + K_p (w(k) - y(k)) \quad (5.1)$$

bildet.

Der einfache Entwurf des **P-T<sub>1</sub>**-Reglers (zwei freie Parameter,  $T_r$  und  $K_p$ ), kann in der Praxis sehr schnell durchgeführt werden, wie z.B. aus einer  $T_u$ - $T_g$ -Charakterisierung der Streckensprungantwort [Is91]. Eine aufwendige Modellbildung wird nicht benötigt.

Der **P-T<sub>1</sub>**-Regler bietet für hydraulische Handhabungssysteme bei hohen Abstraten (quasi-kontinuierlicher Betrieb) relativ gute Ergebnisse. Er kann allerdings weder Linearität noch die Enkopplung der einzelnen Achsen gewährleisten.

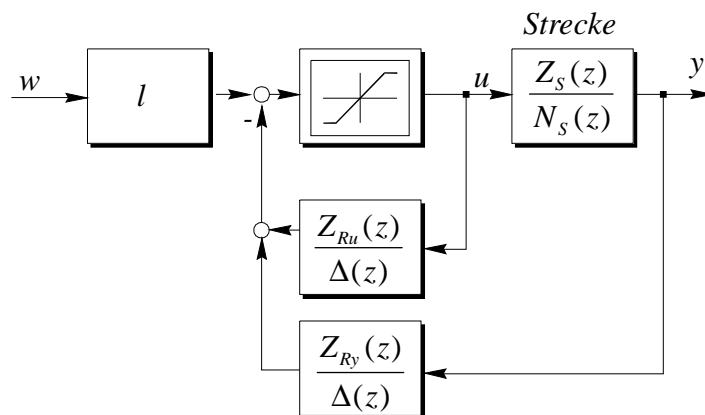
## 5.2 Zustandsregler

Der Zustandsregler bietet im Bereich der linearen Reglerentwürfe die weitreichendsten Möglichkeiten zur Festlegung der Dynamik des Regelkreises. Die Grundidee ist, durch entsprechende Maßnahmen, die Lage der Pole im geschlossenen Regelkreis festzulegen. Die Lage der Nullstellen kann nicht verändert werden.

Beim Entwurf des Zustandsreglers geht ein lineares Streckenmodell ein. Beim Einsatz zur Regelung realer (nichtlinearer) Systeme muß daher eine Linearisierung in einem Betriebspunkt durchgeführt werden.

Zur Bildung des Stellsignals eines Zustandsreglers werden sämtliche Zustände der Strecke benötigt. Falls einige davon nicht meßbar sind, müssen diese durch einen

Beobachter geschätzt werden. Die Einbeziehung eines Beobachters hat zur Folge, daß der Regler selbst ein dynamisches System wird, vgl. Bild 5.1.



**Bild 5.1** Realisierung des Zustandsreglers im Frequenzbereich mit Berücksichtigung begrenzter Stellsignale.

Der Entwurf kann sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich durchgeführt werden. Der Frequenzbereichsentwurf ist algorithmisch einfacher, da die Bestimmung der Parameter mit einem Koeffizientenvergleich vorgenommen werden kann [HW85].

$Z_S$  und  $N_S$  seien die Zähler- und Nennerpolynome der Streckenübertragungsfunktion.  $\tilde{N}$  sei das Nennerpolynom, welches die Wunschdynamik angibt. Die Beobachterdynamik sei durch  $\Delta(s)$  beschrieben.

Die Entwurfsgleichung lautet [HW85]:

$$N_S(z)N_R(z) + Z_S(z)Z_{Ry}(z) = \tilde{N}(z)\Delta(z), \quad (5.2)$$

$Z_{Ry}$  und  $N_R$  sind die gesuchten Reglerpolynome.

Ferner kann das Polynom  $Z_{Ru}$  folgendermaßen berechnet werden:

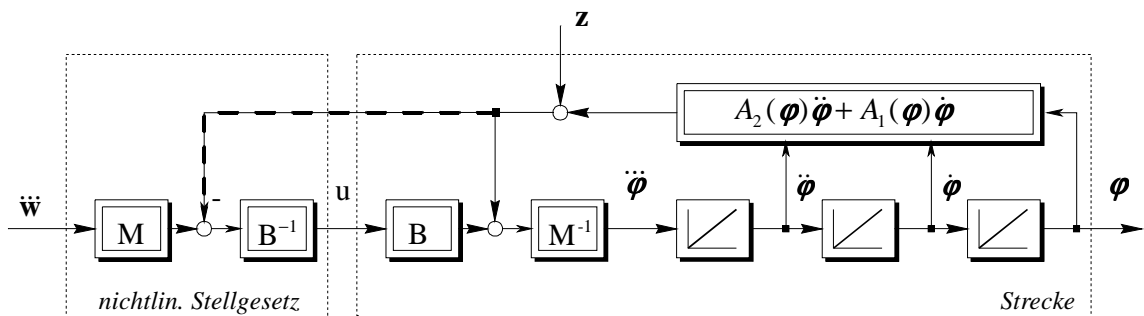
$$Z_{Ru} = N_R - \Delta. \quad (5.3)$$

Für die Polvorgabe wird in der Regel vom  $s$ -Bereich ausgegangen, so daß sich die äquivalente Vorgabe im Zeitdiskreten durch die Transformation  $z_\infty = e^{s_\infty T_{ab}}$  ergibt.

## 5.3 Regelung mit dem Inversen System

Dieser nichtlineare Ansatz basiert auf einer aufwendigen nichtlinearen Streckenbeschreibung wie sie im Kapitel 3 dargestellt wurde, und ist auf Freund [Fr73] zurückzuführen.

Die Regelung mit dem Inversen System kann in zwei Schritten realisiert werden. Durch eine nichtlineare Zustandsrückführung wird die nichtlineare Strecke über den gesamten Arbeitsbereich entkoppelt und linearisiert. Als Ergebnis erhält man je Achse eine Integriererkette. Im zweiten Schritt kann jede lineare entkoppelte Achse einzeln durch einen Zustandsregler auf die gewünschte Dynamik gebracht werden. Im Normalfall ist nur die Ausgangsgröße meßbar, und so muß ein Beobachter zur Schätzung der Zustandsgrößen des mehrfach integrierenden Systems eingesetzt werden, vgl. Abschnitt 5.2. Die Grundidee dieses Verfahren kann anhand Bild 5.2 dargestellt werden.



**Bild 5.2**Prinzipskizze der Regelung mit dem Inversen System.

Zur Anwendung des Verfahrens für starre Handhabungssysteme müssen die Bewegungsgleichungen (Gl. 3.60,  $\mathbf{DM} = \mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{N}\dot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{G}$ ) einmal nach der Zeit abgeleitet und umgeformt werden, um eine explizite Abhängigkeit der höchsten Ableitung der Regelgröße  $\ddot{\boldsymbol{\varphi}}$  vom Stellsignal  $\mathbf{u}$  hervorzubringen. Im allgemeinen muß die nichtlineare Gleichung so häufig nach der Zeit abgeleitet werden, bis die Abhängigkeit vom Stellsignal explizit vorliegt. Diese Anzahl von benötigten Differentiationen entspricht dem "relativen Grad" des Systems [Id89]. Als Ergebnis erhält man hier:

$$\ddot{\boldsymbol{\varphi}} = \mathbf{M}^{-1} \{ \mathbf{A}_2 \ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{A}_1 \dot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{z} \}. \quad (5.4)$$

Daraus läßt sich das *ideale Stellgesetz* für eine Vorsteuerung mit dem inversen System darstellen

$$\mathbf{u} = \mathbf{B}^{-1} \{ -\mathbf{A}_2 \ddot{\boldsymbol{\varphi}} - \mathbf{A}_1 \dot{\boldsymbol{\varphi}} - \mathbf{z} + \mathbf{M}\ddot{\mathbf{w}} \}. \quad (5.5)$$

Aus dieser Gleichung ist zu erkennen, daß das ideale Stellgesetz die "exakte" Kenntnis der Strecke und der Störgrößen  $\mathbf{z}$ , voraussetzt. In der Regel sind diese aber nicht bekannt, so daß es zu Abweichungen vom Wunschverhaltens kommt.

Durch die Vorgabe der Sollwerte als  $\mathbf{M}\ddot{\mathbf{w}}$  kann die Inversion der Massenmatrix  $\mathbf{M}$  vermieden werden. Die inverse  $\mathbf{B}^{-1}$  in dem Stellgesetz kennzeichnet die Namensgebung dieses Verfahrens, macht aber auch deutlich, daß dieses Verfahren nicht bei jedem System realisierbar ist:  $\mathbf{B}^{-1}$  muß für alle  $\phi$  existieren. Das ist, z.B. bei einer Modellbildung von Handhabungssysteme mit Berücksichtigung von Biegeelastizitäten, nicht gegeben [Na94, Er95].

Nach Einsetzen des Stellgesetzes Gl. 5.5 in Gl. 5.4 ergibt sich für die höchste Ableitung der Regelgröße

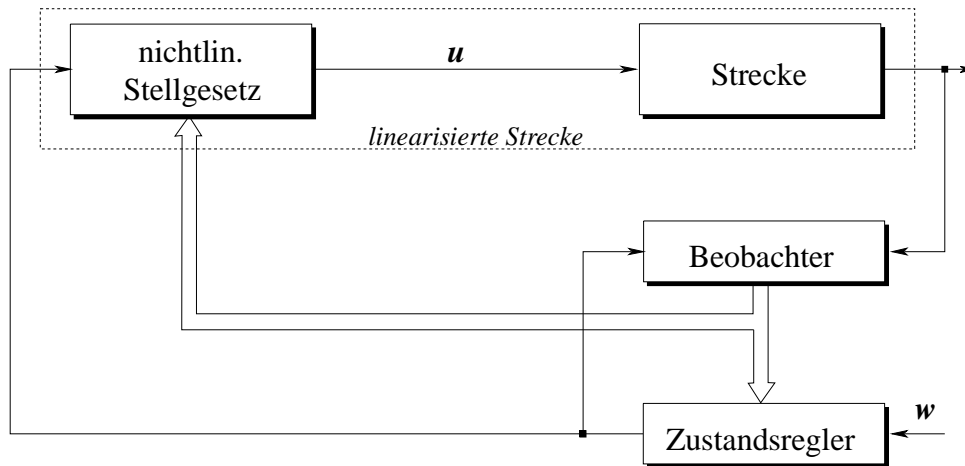
$$\ddot{\phi} = \mathbf{M}^{-1} \{ \mathbf{A}_2 \ddot{\phi} + \mathbf{A}_1 \dot{\phi} + \mathbf{B} \mathbf{B}^{-1} (-\mathbf{A}_2 \ddot{\phi} - \mathbf{A}_1 \dot{\phi} - \mathbf{z} + \mathbf{M} \ddot{\mathbf{w}}) + \mathbf{z} \}, \quad (5.6)$$

und so erhält man  $\ddot{\phi} = \ddot{\mathbf{w}}$ .

Mit diesem Stellgesetz lassen sich alle Systemrückwirkungen auf die höchste Ableitung sowie die (meßbaren) Störeinflüsse  $\mathbf{z}$  kompensieren. Die dritte Ableitung der Regelgröße  $\ddot{\phi}$  folgt dann ihrer Vorgabe  $\ddot{\mathbf{w}}$ , die z.B. von einem überlagerten Zustandsregler bereitgestellt werden kann.

Dieses Ergebnis zeigt, das eine Vorsteuerung mit dem inversen System für den Knickarmroboter zwei entkoppelte Integriererketten liefert [Me92, Er95]. Diese können mit individuell vorgebbarer Wunschdynamik zustandsgeregt werden, wie im Bild 5.27 gezeigt.

In der Praxis ist das Signal, das mit dem gestrichelten Pfad in Bild 5.26 gekennzeichnet ist, nicht direkt meßbar, und so muß es mit Hilfe eines Beobachters rekonstruiert werden [Er95]. Die beobachteten Zustandsgrößen werden sowohl für das nichtlineare Stellgesetz Gl. 5.8, als auch für die überlagerte lineare Zustandsregelung verwendet, wie im Bild 5.3 angedeutet.



**Bild 5.3** Linearisierung durch inverse Vorsteuerung und anschließender Zustandsregelung.

Das nächste Verfahren, das hier vorgestellt wird, ist in dieser Hinsicht robuster. Es berücksichtigt in gewissen Grenzen auch nichtmodellerte Systemkomponenten durch Einbettung der geschätzten höchsten Ableitung der Regelgröße in einem Regelkreis mit sehr hoher Kreisverstärkung.

## 5.4 Regelung der höchsten Ableitung der Regelgröße

Dieses Verfahren setzt die Erfassung oder eine gute Schätzung der höchsten Ableitung der Regelgröße voraus. Die Grundidee ist, durch eine sehr hohe Kreisverstärkung alle Rückwirkungen und Störungen zu kompensieren. Im Grenzfall resultiert, wie bei der Regelung mit dem inversen System, eine Integriererkette [SN86]. Dieses Verfahren wurde in [Er95] für den Mehrgrößenfall erweitert, und kann so für die Regelung des hier beschriebenen Handhabungssystems angewendet werden.

Ausgangspunkt ist eine Streckenbeschreibung als Übertragungsmatrix in der sogenannten "nichtlinearen Regelungsnormalform" (NRNF) [Sm79, Er95]:

$$\mathbf{x}^{(n)} = \mathbf{f}(x, \dot{x}, \dots, x^{(n-1)}) + \mathbf{B}(x, \dot{x}, \dots, x^{(n-1)})\mathbf{u} + \mathbf{Z}. \quad (5.7)$$

Für einen  $P$ -Regler mit der Matrix-Übertragungsfunktion  $\mathbf{F}_R = \mathbf{K}$ , der die höchste Ableitung  $\mathbf{x}^{(n)}$  dem Sollwert  $\mathbf{w}^{(n)}$  nachregelt, lautet das Stellsignal

$$\mathbf{u} = \mathbf{K}(\mathbf{w}^{(n)} - \mathbf{x}^{(n)}). \quad (5.8)$$

Durch Einsetzen der Systembeschreibung Gl. 5.8 in Gl. 5.8 und auflösen nach  $\mathbf{u}$  erhält man:

$$\mathbf{u} = (\mathbf{I} + \mathbf{KB})^{-1} \mathbf{K}(\mathbf{w}^{(n)} - \mathbf{f} - \mathbf{Z}). \quad (5.9)$$



Bei einem Grenzübergang, bei dem die Diagonalelemente der Matrix  $\mathbf{K}$  gegen Unendlich streben

$$\lim_{K_{diag} \rightarrow \infty} \mathbf{u} = \mathbf{B}^{-1}(\mathbf{w}^{(n)} - \mathbf{f} - \mathbf{Z}) ,$$

erhält man für die höchste Ableitung

$$\mathbf{x}^{(n)} = \mathbf{f} + \mathbf{B}\mathbf{B}^{-1}(\mathbf{w}^{(n)} - \mathbf{f} - \mathbf{Z}) + \mathbf{Z} = \mathbf{w}^{(n)} . \quad (5.10)$$

Damit wird gezeigt daß alle Nichtlinearitäten und Störeinflüsse kompensiert werden, so daß nur noch Integriererketten übrig bleiben; in der Anzahl genau so viele wie Stellgrößen zur Verfügung stehen [Er95]. Die Ordnung der einzelnen Integriererketten hängt von dem jeweiligen relativen Grad ab. Bei der Anwendung dieses und auch des im vorherigen Abschnitt beschriebenen Verfahrens, muß besondere Aufmerksamkeit der "Nulldynamik" [Is89, Wu94, Er95] geschenkt werden. Die Nulldynamik entspricht einem Teilsystem, welches nach Anwendung des Stellgesetzes Gl. 5.8 bzw. 5.8 in dem Ausgangssignal nicht beobachtbar ist. Diese Subsysteme müssen zum Gelingen der Ansätze in jedem Fall stabil und minimalphasig<sup>3</sup> sein .

Die Anwendung dieses Verfahrens auf hydraulische Handhabungssysteme, die durch

$$\ddot{\boldsymbol{\varphi}} = \mathbf{M}^{-1}\{\mathbf{A}_2\dot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{A}_1\boldsymbol{\varphi} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{z}\}$$

beschrieben werden können, liefert für das Stellgesetz  $\mathbf{u} = \mathbf{K}(\ddot{\mathbf{w}} - \ddot{\boldsymbol{\varphi}})$ ,  $K_{diag} \rightarrow \infty$ :

$$\ddot{\boldsymbol{\varphi}} = \mathbf{M}^{-1}\{\mathbf{A}_2\dot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{A}_1\boldsymbol{\varphi} + \mathbf{B}\mathbf{B}^{-1}(\mathbf{M}\ddot{\mathbf{w}} - \mathbf{A}_2\dot{\boldsymbol{\varphi}} - \mathbf{A}_1\boldsymbol{\varphi} - \mathbf{Z}) + \mathbf{Z}\} = \ddot{\mathbf{w}} ,$$

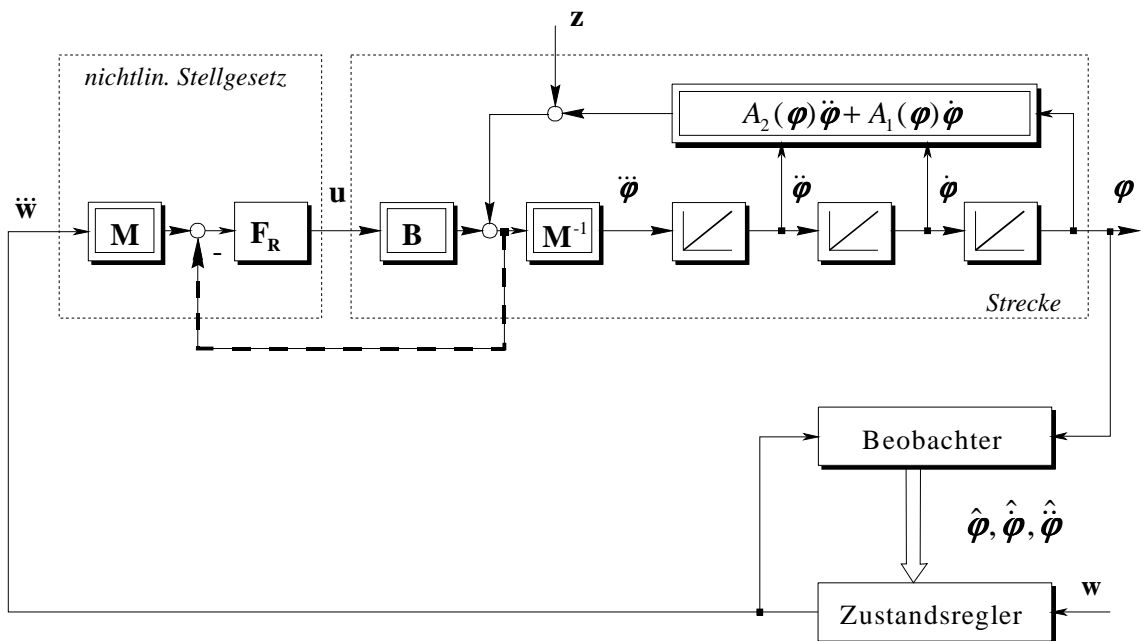
wobei  $\mathbf{M}^{-1}$  nicht explizit gebildet werden muß. So zeigt sich, daß  $\ddot{\boldsymbol{\varphi}}$  der Sollgröße  $\ddot{\mathbf{w}}$  folgt.

Dieses Verfahren liefert also für jeden Arm eine entkoppelte lineare Integriererkette, die, wie im letzten Abschnitt schon gesagt wurde, mit einem Zustandsregler geregelt werden kann. Eine zusätzliche Verbesserung der Regelung der höchsten Ableitung der Regelgröße kann durch Einsatz eines I-Reglers anstelle des vorgestellten P-Reglers erzielt werden. Dies kann aber bei hydraulischen Antrieben wegen Reibungseffekten zu Grenzyklen führen. Deswegen wurde für die Gelenkregelung in dem Versuchsaufbau ein P-Regler verwendet. Das Aufintegrieren von Regelabweichungen wurde der Bahnregelung überlassen, wie im Kapitel 7 geschildert.

---

<sup>3</sup>In Analogie zum linearen Fall kann man von der Gefahr einer "Pol-Nullstellen-Kompensation" bei nicht-minimalphasigen Systeme sprechen. Die Kompensation von "Nullstellen" in der rechten Halbebene führt schon bei kleinsten Modellabweichungen zu instabilem Systemverhalten.

Bild 5.4 zeigt ein Blockschaltbild zur Funktionsweise einer Regelung der höchsten Ableitung der Regelgröße.



**Bild 5.4** Blockschaltbild zur Regelung der höchsten Ableitung.

Wie bei der Regelung mit dem inversen System muß hier das Signal, das mit dem gestrichelten Pfad in Bild 5.27 gekennzeichnet ist, mit Hilfe einer Beobachterstruktur rekonstruiert werden. Dies ist eine entscheidende Schwachstelle beider Verfahren. Unmodellerte Systemkomponenten können zu erheblichen Regelabweichungen führen.

Im nächsten Kapitel wird das Servoproblem behandelt, es geht um zusätzliche regelungstechnische Maßnahmen, die gewährleisten, daß die Regelgröße dem Sollwertverlauf möglichst fehlerfrei folgt.

## 6 Servoregelung

Die Führung eines dynamischen Systems entlang einem Sollwertverlauf stellt höhere regelungstechnische Anforderungen als eine Festwertregelung. Bei hohen Bearbeitungsgeschwindigkeiten und hohen Genauigkeitsanforderungen kann das Übergangsverhalten eines Systems bei einer Bahnführung nicht mehr vernachlässigt werden. Nicht nur stationäre Genauigkeit, sondern auch der Übergang zwischen stationären Zuständen, oder allgemeiner das "dynamische Verhalten", gehört zu den Anforderungen für eine qualitativ hochwertige Bahnführung.

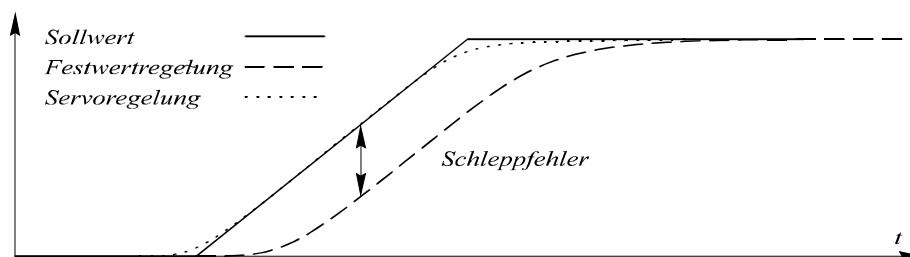
Das Bestreben einer Bahnführung ist, daß die Regelgröße einem möglichst frei vorgebbaren Sollwertverlauf fehlerfrei folgt. Bei einer digitalen Realisierung wird die Sicherstellung eines Bahnfehlers gleich Null zu jedem Abtastzeitpunkt als "ideales Folgen" bezeichnet [Wu94]. Ideales Folgen kann allerdings nur erzielt werden, wenn dem Sollwertverlauf bestimmte "Entstehungsmechanismen" zu Grunde liegen, wie im Abschnitt 6.2 erläutert. Bei einer sensorgesteuerten Bahnführung kann im allgemeinen ideales Folgen nicht erzielt werden. In diesen Fall wird man versuchen, durch den Einsatz eines sogenannten Servoreglers den Bahnfehler auf einen Minimum zu reduzieren.

Dieses Kapitel ist folgendermaßen aufgebaut: Nach einer Einführung der Folgesysteme im Abschnitt 6.1 werden im Abschnitt 6.2 einige bekannte Verfahren zur Bahnregelung beschrieben. Die mathematische Herleitung einer sensorführungsgerechten Steuerfolge zur Minimierung des Bahnfehlers über einen begrenzten Sichthorizont von  $m$  Takten - der führungsmo­dellgestützte prädiktive Servoregler - wird im Abschnitt 6.3 hergeleitet. Dort erfolgen auch Betrachtungen zur Festlegung der Entwurfparameter bezüglich Folgegüte und Rechenaufwand. Abgeschlossen wird dieses Kapitel mit der Anwendung der entwickelten Regelungskonzepte zur sensorgesteuerten Bahnführung von Handhabungssystemen.

## 6.1 Folgesysteme

In der Regelungstechnik ist eine Unterscheidung zwischen Festwertregelung und Servoregelung üblich [Sd72, AW84, AM89]. Der Servoregler wird für dynamische Sollwertverläufe eingesetzt. Die Regelgröße soll hier einer Referenztrajektorie folgen.

Bei einer Festwertregelung werden Änderungen der Sollwerte normalerweise als Sprünge vollzogen. Es wird zwischen zwei Betriebspunkten umgeschaltet. Der neue Sollwert bleibt dann über eine längere Zeit gültig. Das ist z.B. bei dem Sollwert für eine Raumheizung der Fall. Der Schleppfehler, der für das Folgeverhalten dynamischer Systeme charakteristisch ist, vgl. Bild 6.1, spielt dabei keine entscheidende Rolle. Bei einer Fräsmaschine andererseits muß die Referenztrajektorie möglichst genau eingehalten werden. Abweichungen bedeuten Qualitätsverlust. Mit einem Servoregler kann der Schleppfehler oder allgemeiner der Bahnfehler auf ein Minimum reduziert werden.



**Bild 6.1** Typisches Folgeverhalten für Festwert- und Servoregelung.

Je nach Problemstellung können anforderungsgerechte Folgesysteme entworfen werden. Folgende Problemeinordnung ist üblich [AM89]:

### - Das Folge-Problem

Die Führungs-Trajektorie ist eine bestimmte (beliebige) Funktion der Zeit für  $0 < t < T$ .

### - Das Servo-Problem

Das System soll so geregelt werden, daß die Regelgröße einem Führungssignal folgt, von dem nur bekannt ist, daß es einer bestimmten Signalklasse angehört, wie z.B. Sprungfolgen oder Polynome bis zur einer bestimmten Ordnung.

### - Das Modell-Folge-Problem

Der Ausgang einer Strecke soll dem eines Führungssignalmodells folgen, dessen Ausgangssignal bekannt ist.

Das Modell-Folge-Problem ist das einzige, bei dem bei den gegebenen Voraussetzungen (Ordnung des Führungsmodells, Nulldynamik etc.) ideales Folgen erreichbar ist [Wu94]. Das Stellsignal für die Strecke wird in diesem Fall so erzeugt, daß das dynamische Verhalten der geregelten Strecke mit dem des Führungssignalmodells identisch ist, vgl. Abschnitt 6.2.2.

Beim Servo-Problem kann nur asymptotisches Folgen erzielt werden [Da76]. Hier wird die Strecke mit einem dynamischen Regler ausgestattet, der die Führungssignalklasse bzw. die zu erwartenden Störsignale "beinhaltet". D.h. für treppenförmige Führungssignale beinhaltet die Übertragungsfunktion des Reglers ein " $1/s$ ", für rampenförmige Führungssignale ein " $1/s^2$ " usw. Dieses Prinzip stellt eine Verallgemeinerung des Regelkreises mit I-Anteil dar, der in der Lage ist, sprungförmige Störsignale oder Sollwertänderungen auszugleichen.

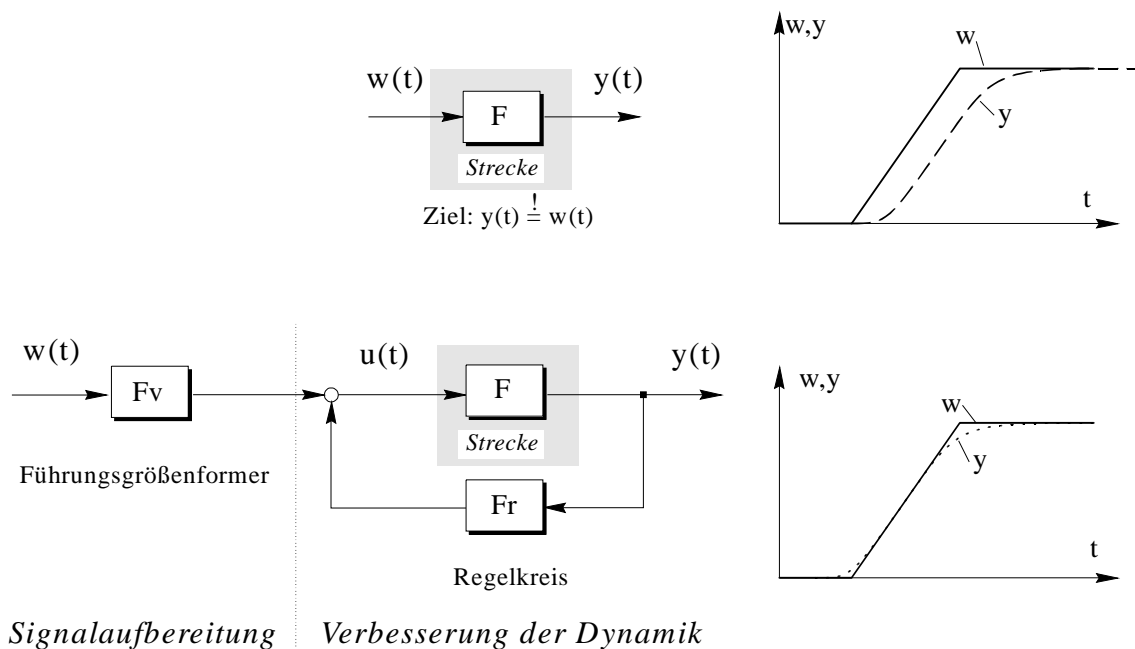
Das Folge-Problem ist die schwierigste Aufgabenstellung, weil keine Voraussetzungen über den Entstehungsprozeß der Sollwerttrajektorie gemacht werden. Die sensorgesteuerte Bahnführung ist in diese Problem-Kategorie einzuordnen, weil reale, sensorerfaßte Trajektorien im Prinzip beliebig sein können. Für diesen Fall wird eine Minimierung des Folgefehlers, wie im Abschnitt 6.3 dargestellt, vorgeschlagen.

Durch Aufbereitung der Sensordaten, wie z.B. bei einer geplanten Kantenverschleifung [OI89], oder in Kombination mit einer On-line Bahngeschwindigkeitssteuerung, kann das Problem auf die zwei einfacheren Folge-Probleme zurückgeführt werden. Wenn z.B. mehrere Sensorwerte im Sinne einer Rauschminderung gefiltert werden, kann dieses Filter so gestaltet werden, daß der Sollwert in der Form von kubischen Splines darstellbar ist. Das so gefilterte Signal entspricht einem Sollwertverlauf, der in einem  $I_3$ -Führungssignalmodell erzeugt wurde (Modell-Folge-Problem). Unter bestimmten Voraussetzungen ist ideales Folgen möglich. Dieser Ansatz würde asymptotischem bzw. idealem Folgen von "Ersatztrajektorien" entsprechen. Es bedeutet eine Verlagerung des Problems, die unter gewissen Umständen von Nutzen sein kann.

Im weiteren wird die Regeleinrichtung, die zur Führung des Systems auf einer Sollwerttrajektorie eingesetzt wird, wie in der Fachliteratur üblich [z.B. AW84], einfach *Servoregler* genannt. Diese Bezeichnung dient in erster Linie zur Unterscheidung vom klassischen Festwertregler und umfaßt die Bezeichnung "Bahnregler", die für Handhabungssysteme gebräuchlich ist.

### 6.1.1 Der Servoregler

Der Servoregler als Regeleinrichtung zur Verbesserung des Folgeverhaltens kann aus zwei Maßnahmen bestehen. Erstens kann die Strecke in einem Regelkreis (Rückführungsprinzip) eingebettet sein, und zweitens kann eine Aufbereitung des Regelkreiseingangssignals vorgenommen werden (Führungsgrößenformer). Diese Maßnahmen sind im Bild 6.2 angedeutet.



**Bild 6.2** Zur Verbesserung des Folgeverhaltens: der Servoregler.

Dieser Ansatz ist als Regler mit zwei Freiheitsgraden bekannt [AM89]. Im Gegensatz dazu ist ein Festwertregler als Regler mit einem Freiheitsgrad bekannt, weil dort nur ein Rückführfad vorkommt.

### 6.1.2 Separation von Führungs- und Störverhalten

#### Bahnführung: Steuerungs- oder Regelungsaufgabe ?

Im Mittelpunkt der Darstellung regelungstechnischer Zusammenhänge stehen die Eigenschaften von Kreisstrukturen. Die dynamischen Eigenschaften des klassischen Festwertregelkreises legen sowohl das Übergangsverhalten der Regelgröße aufgrund von Sollwertänderungen als auch den (abklingenden) Zeitverlauf nach Störeinflüssen fest. Ist eine Kreisstruktur auch der beste Ansatz zur Bahnführung? Um diese Frage zu beantworten, werden zunächst die Argumente, die für die Einführung einer Kreisstruktur sprechen, betrachtet.

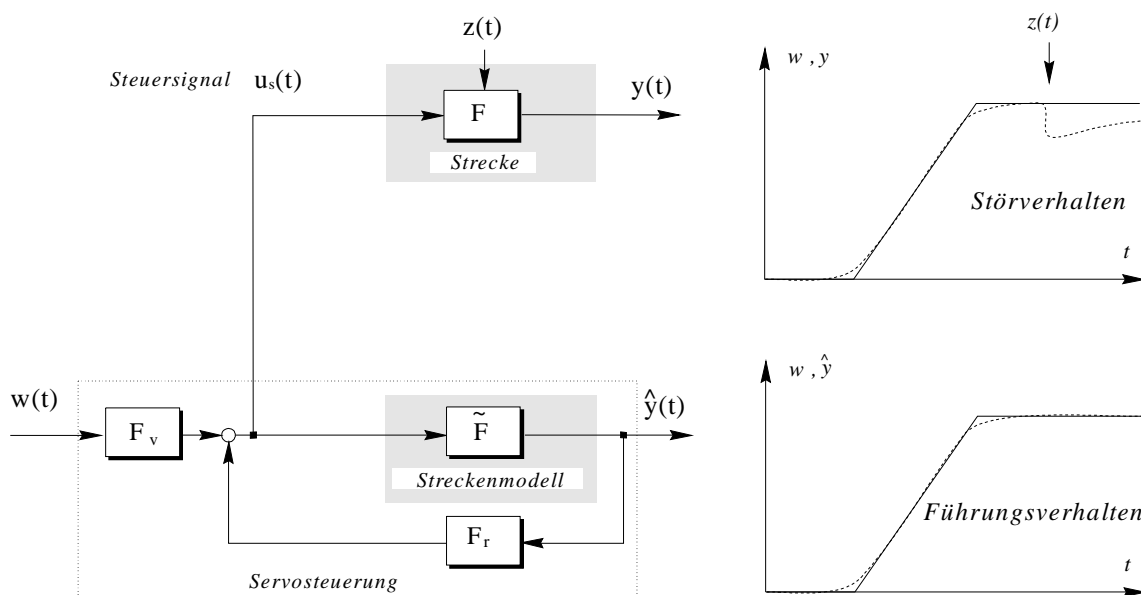
Rückkopplungen werden eingeführt zur [Bi93]

- Verminderung der Sensibilität des Systems auf Streckenvariationen,
- Anpassung des Systemübergangsverhaltens,
- Störunterdrückung und
- Verminderung von stationären Regelabweichungen.

Diese Eigenschaften werden aber bei den hier behandelten hydraulischen Handhabungsgeräten schon durch die unterlagerte Gelenkregelung erreicht. So besteht im Prinzip kein Bedarf, die Bahnführung als Kreisstruktur aufzubauen.

Weil Störeinflüsse im allgemeinen nicht vorhergesagt werden können, wird es immer eine bestimmte Zeit dauern, bis die Regelgröße auf ihrem Sollwert zurückkehrt. Andererseits ist der Sollwertverlauf bei Handhabungsaufgaben häufig *a priori* bekannt. Dadurch können Bahnfehler bei Sollwertänderungen auf einfache Weise vermieden werden, indem das Führungssignal schlicht "früher" aufgeschaltet wird. D.h. ein gutes Führungsverhalten kann durch eine Steuerung erzielt werden. Das Führungssignal wird vom Sollwertverlauf so abgeleitet, daß die vorhandenen dynamischen Verzögerungen (Strecke und Störregelkreises) "einkalkuliert" sind.

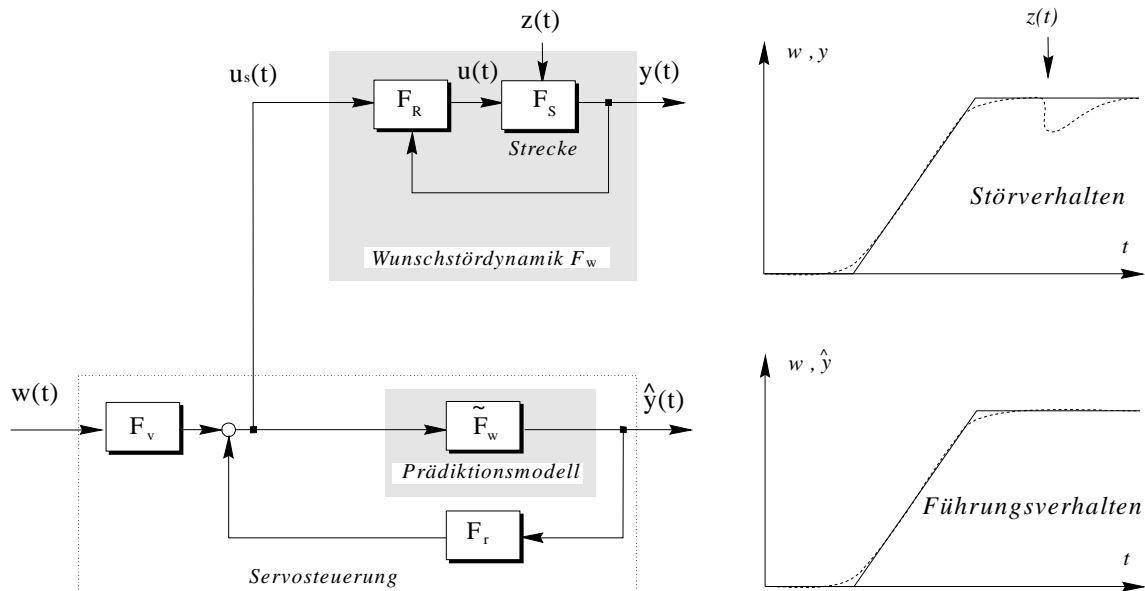
Dieses Vorgehen stellt eine Separation von Führungs- und Störverhalten dar. Prinzipiell kann die Separation bei asymptotisch stabilen Strecken, wie im Bild 6.3 gezeigt, realisiert werden. Wie dabei angedeutet, kann das gewünschte Führungsverhalten durch Steuerung erzielt werden.



**Bild 6.3** Das Führungsverhalten einer Strecke als Steueraufgabe.

Das Störverhalten einer offenen Strecke ist im allgemeinen aber nicht befriedigend. Wie im oberen Zeitverlauf im Bild 6.3 angedeutet, klingen Störeinflüsse sehr langsam

ab. So daß, zur Verbesserung des Störverhaltens, die Strecke in eine Kreisstruktur eingebettet wird, vgl. Bild 6.4 (verminderte Störwirkung im oberen Zeitverlauf). Das Führungsverhalten als Steuerung muß, in dieser neuen Situation, die Wunschdynamik dieser Kreisstruktur berücksichtigen. Dieses kann mit Hilfe eines sogenannten **Prädiktionsmodells** erfolgen, das die Wunschstördynamik wiedergibt.



**Bild 6.4** Zur Separation von Führungs- und Störverhalten.

Die Separation von Führungs- und Störverhalten hat so zwei Kreisstrukturen hervorgebracht. Der grundlegende Gedanke, der sich dahinter verbirgt, ist, daß die Rückführung ( $F_r$ ), die in der Servosteuerung vorkommt, wesentlich schneller gemacht werden kann als die der Strecke ( $F_R$ ), weil sie nur unverrauschte Modellzustandsgrößen verarbeitet (Eingangssignale  $w(t)$  werden durch das Vorfilter "geglättet"). Die Dynamik der Streckenstörregelung unterliegt andererseits physikalisch bedingten Begrenzungen. Sie kann nicht so schnell gemacht werden, wie es für eine anspruchsvolle Bahnführung erforderlich wäre. Da die störeregelte Strecke und das Prädiktionsmodell das gleiche Steuersignal  $u_s(t)$  bekommen, folgt die Regelgröße der Sollgröße asymptotisch. Im störungsfreien Fall wird so das Führungsverhalten erzielt, welches durch die Servosteuerung festgelegt wurde. Abweichungen vom Sollwertverlauf werden mit der Führungsdynamik abgebaut, wie im unteren Teil des Bildes 6.27 angedeutet.

Um die Darstellung des Servoreglers nicht unnötig zu verkomplizieren, wird in den nächsten Abschnitten davon ausgegangen, daß die Servoreglerstruktur aus Bild 6.2 vorliegt, d.h. die "Strecke" wird servogeregelt. Ferner werden dabei nur lineare Eingrößenstrecken behandelt (Wunschdynamik der unterlagerten Gelenkregelung). Die Separation von Führungs- und Störverhalten wird am Ende des Kapitels, bei der Anwendung der Servoregelung auf Handhabungssysteme, wieder aufgegriffen.



## 6.2 Verfahren zur Servoregelung

Bevor im Abschnitt 6.3 der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte prädiktive Servoregler vorgestellt wird, werden hier einige bekannte Regelverfahren präsentiert, die für die sensorgesteuerte Bahnführung eingesetzt werden können. Es werden nur die Grundeigenschaften beschrieben, um später die wesentlichen Unterschiede zum führungmodellgestützten prädiktiven Ansatz herausstellen zu können. Zunächst wird der Riccati-Regler präsentiert, der auf der Basis einer Minimierung eines Gütemaßes entworfen wird. Danach folgt die Struktur eines Bahnreglers mit Führungssignalmodell (ideales Folgen). Abgeschlossen wird dieser Abschnitt mit einem kurzen Überblick über die prädiktiven Regler.

### 6.2.1 Riccati-Regler (LQ control)

Für jeden Prozeß, für den sich ein Gütemaß angeben läßt, nimmt das Gütemaß in einem vorgegebenen Operationsraum mindestens ein Maximum an. Wird der Prozeß derart gesteuert, daß die Gütefunktion des Prozesses für diese Bewegung gleich dem maximalen Extremwert im zulässigen Operationsraum ist, dann bezeichnet man diesen Prozeß als optimal unter den vorgegebenen Rand- und Nebenbedingungen [Ho90].

Bei einem Handhabungssystem soll der Bewegungsablauf derart erfolgen, daß ein vorgegebener, idealer Bewegungsablauf bei begrenzter Steuerleistung möglichst genau eingehalten wird. Daher wird folgendes (*linearquadratisches*) Gütemaß verwendet:

$$J = \sum_{k=1}^{\infty} (w(k) - y(k))^T \mathbf{Q}(k)(w(k) - y(k)) + u^T(k-1)\mathbf{R}(k)u(k-1), \quad (6.1)$$

wobei  $w(k)$  der gewünschte, vorgegebene Bewegungsablauf und  $y(k)$  der resultierende Bewegungsablauf des Roboters sind.  $u(k)$  ist der Steuervektor der Roboters.  $\mathbf{Q}(k)$  und  $\mathbf{R}(k)$  sind Gewichtsmatrizen, die die Regelabweichung und die Steuerenergie bewerten.

Das Streckenmodell kann durch

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}(\mathbf{x}(k))\mathbf{x}(k) + \mathbf{b}(\mathbf{x}(k))u(k) \\ y(k) &= \mathbf{c}^T \mathbf{x}(k) \end{aligned} \quad (6.2)$$

angegeben werden.

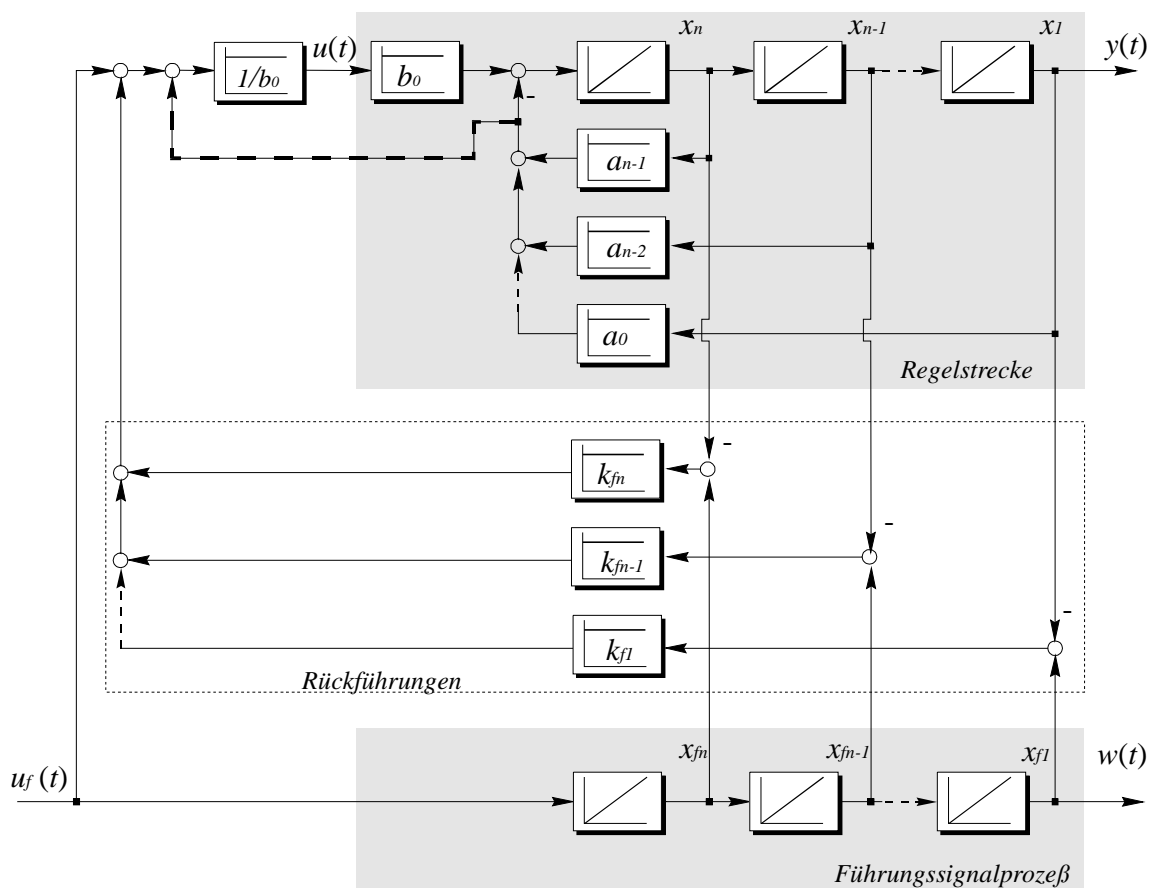
In diesem Fall kann für symmetrische positiv definite Gewichtsmatrizen  $\mathbf{Q}(k)$  und  $\mathbf{R}(k)$  die Optimierung mittels Variationen erfolgen [Fö85, AM89]. Die optimale Steuerfolge wird mit Hilfe der Lösung der diskreten Matrix-Riccati-Gleichung berechnet. Als Ergebnis erhält man einen Servoregler mit Vorwärts- und Rückwärtsregler als lineare *zeitvariante* Teilsysteme [AM89]. Bei einer Sensorführung

ist der Sichthorizont immer begrenzt, so daß die Minimierung der Gl. 6.8, mit endlichen Grenzen ("finite horizon"), zyklisch wiederholt werden muß [AM89, Ni94].

Die linear quadratische Optimierung ist sehr rechenintensiv, was Echtzeitrealisierungen erschwert, und die Wahl der Gewichtsmatrizen ist, in Bezug auf die Folgeigenschaften, willkürlich [So92]. Eine bemerkenswerte Eigenschaft des Riccati-Entwurfs ist, daß der resultierende Regler immer stabil ist [Fö85], was z.B. bei dem prädiktiven Ansatz mit gleitendem Minimierungshorizont noch nachträglich überprüft werden muß.

### 6.2.2 Ideales Folgen

Das Konzept des idealen Folgen basiert auf einem Führungssignalmodell. Wenn ein bestimmter Sollwertverlauf mit diesem Führungssignalmodell beschrieben werden kann, kann auch gewährleistet werden, daß die Bahnfehler zu jedem Abtastzeitpunkt Null betragen [Wu94]. Ein Blockschaltbild für das ideale Folgen mit Hilfe eines Führungssignalmodells ist in Bild 6.5 gezeigt.



**Bild 6.5-** Zur Realisierung des idealen Folgen.

In diesem Blockschaltbild wird ein  $I_n$ -Führungsmodell für eine Strecke  $n$ -ter-Ordnung angesetzt. Der markierte Rückführpfad kompensiert die inneren

Rückführungen der Strecke, so daß eine  $n$ -fache Integriererkette resultiert. Das Eingangssignal  $u_f(t)$  bestimmt so im störungsfreien Fall gleichermaßen das Ausgangssignal der Strecke,  $y(t)$ , wie das Ausgangssignal des Führungsmodells,  $w(t)$ . Die Rückführungen  $k_{fi}$  sorgen dafür, daß Abweichungen zwischen Strecke und Führungsmodell ausgeregelt werden.

Die Strecke kann also nur bestimmten Signalklassen ideal folgen, nämlich den Signalen, die mit dem Führungssignalmodell erzeugt werden können. Es handelt sich also um ein Modell-Folge-Problem (Abschnitt 6.1). Spline-Polynome 3. Grades können z.B. mit einem  $I_3$ -Führungssignalmodell erzeugt werden. Ein neues Polynomsegment wird durch eine Änderung der höchsten Ableitung der Sollwertgröße  $u_f$  am Eingang der Integriererkette eingeleitet.

Für die Anwendung dieses Regelungskonzeptes bei einer sensorgeführten Konturverfolgung müssen die gemessenen Sensordaten aufbereitet werden, z.B. mittels einer segmentweisen Ausgleichpolynomapproximation. Falls die Ausgleichspolynome an den Segmentschnittstellen bestimmte Stetigkeitsbedingungen erfüllen, können sie als Ausgänge eines Führungssignalmodells betrachtet werden. Auf diese Weise kann ideales Folgen von Ersatz-Trajektorien, also der konturbeschreibenden Ausgleichspolynome, erzielt werden. Die tatsächliche Bahngenauigkeit hängt also von dem Ausgleichsverfahren ab. Anzahl der Stützpunkte, Länge der Ausgleichssegmente, Ordnung der Polynome, Rauschpegel u.a. bestimmen die erreichbare Bahntreue.

### 6.2.3 Prädiktive Regelverfahren

Prädiktive Regelverfahren unterscheiden sich von klassischen Regelverfahren durch eine Berücksichtigung zukünftiger, geschätzter Istwerte der Regelgröße bei der Bestimmung der aktuellen Stellgröße. Dabei werden die zukünftigen Istwerte mit Hilfe eines Prädiktionsmodells geschätzt.

Viele Variationen des prädiktiven Reglers wurden in der Literatur vorgeschlagen, wie in den Übersichtsaufsätzen [SX85, Ke91] und bei [So92] festzustellen ist. MPHC - "Model Predictive Heuristic Control", MAC - "Model Algorithmic Control", DMC - "Dynamic Matrix Control", GPC - "Generalized Predictive Control", PFC - "Predictive Functional Control" seien als Beispiele erwähnt. Prädiktive Verfahren wurden mit Erfolg für lineare und nichtlineare Systeme, Systeme mit Begrenzungen, nichtminimalphasige Systeme und instabile Systeme eingesetzt [So92]. In der Regel kann bei Bereitstellung eines Prädiktionsmodells auch ein prädiktiver Reglerentwurf durchgeführt werden. Die Stabilität des Regelkreises muß im allgemeinen noch nachträglich überprüft werden.

Im einfachsten Fall wird das prädiktive Steuergesetz durch die Minimierung des Gütemaßes

$$J = \sum_{i=1}^{H_p} (w(k+i) - \hat{y}(k+i))^2 \quad (6.3)$$

berechnet. Wobei  $w(k)$  die Solltrajektorie,  $\hat{y}(k)$  die prädizierten Istwerte und  $H_p$  den Prädiktionshorizont bezeichnen. Als Gütemaß kann, bei begrenztem Minimierungshorizont, auch Gl. (6.8), das LQ-Gütemaß, verwendet werden. Der entscheidende Unterschied ist [So92], daß der prädiktive Regler, im Gegensatz zum LQ-Regler, in **jedem Schritt** erneut berechnet wird ("receding horizon"). Auf diese Weise kann für lineare Systeme eine analytische **zeitinvariante** Lösung der Minimierung angegeben werden. Vorwärts- und Rückführzweig des Servoreglers sind zeitinvariante digitale Filter. So wird der prädiktive Ansatz als "rechnerorientiert" [SX85] bezeichnet, weil eine Echtzeitimplementierung auf digitalen Rechnern begünstigt wird.

Soeterboek strebt eine vereinheitlichte Darstellung der prädiktiven Verfahren durch die Einführung eines "Unified Predictive Controller" (UPC) [So92] an, beschränkt sich dort allerdings auf lineare zeitinvariante Eingrößensysteme. Dieser Regler wird mit folgendem Gütemaß berechnet:

$$J = \sum_{i=H_m}^{H_p} (P\hat{y}(k+i) - P(1)w(k+i))^2 + \rho \sum_{i=1}^{H_p-d} \left( \frac{Q_n}{Q_d} u(k+i-1) \right)^2, \quad (6.4)$$

wobei  $P$ ,  $Q_n$  und  $Q_d$  monische, teilerfremde Polynome in dem Rückwärts-Verschiebungsoperator  $q^{-1}$  darstellen.  $P(1)$  entspricht dabei der "Verstärkung" des Filterpolynoms  $P(q^{-1})$ . Eine Gewichtung und Filterung des Stellsignals ist in dem zweiten Term der Gl. 6.8 vorgesehen.

In dem "UPC" ist ein zusätzliches Filterpolynom  $P(q^{-1})$  vorgesehen, damit ein stabiles Stellsignal erzeugt wird. Dieses erfordert so aber auch die Festlegung von zusätzlichen Entwurfsparametern. Soeterboek behandelt in [So92], von wenigen Randbemerkungen abgesehen, nur den prädiktiven Festwertregler mit der Annahme, daß zukünftige Sollwerte **nicht** zur Verfügung stehen. Die Verfügbarkeit von zukünftigen Sollwerten ist aber im Rahmen dieser Arbeit von zentraler Bedeutung.

Das Streben nach idealem Folgen bei einer sensorgesteuerten Bahnführung begründet hier die Entwicklung einer neuen Variante des prädiktiven Servoreglers, des führungsmo­dellgestützten prädiktiven Servoreglers.

## 6.3 Führungsmodellgestützte prädiktive Servoregelung

Bei einer sensorgesteuerten Bahnführung stehen bei geeigneter Sensoranbringung zukünftige Werte des Sollverlaufes in einem begrenzten Sichthorizont zur Verfügung. Eine Möglichkeit, diese Information zur Verbesserung des Folgeverhaltens einzusetzen, ist der Einsatz von prädiktiven Regelverfahren. Die Steuersignale werden dann aufgrund des bekannten Sollwertverlaufes und des prädizierten Streckenverhaltens berechnet. Wegen der Einbeziehung eines Entstehungsprozesses für den Sollwertverlauf, eines sogenannten Führungssignalmodells, wird hier die Bezeichnung "führungsmodellgestützter prädiktiver-Servoregler" (FMP-Servoregler) eingeführt.

Grundlage für die Prädiktion von zukünftigen Regelgrößen ist ein Prädiktionsmodell.

### 6.3.1 Zeitdiskretes Prädiktionsmodell

Die Realisierung einer Bahnführung mit digitalen Rechnern, wie in dieser Arbeit durchgeführt, erfordert eine zeitdiskrete Beschreibung der Strecke, bzw. der geregelten Wunschstördynamik. In der Literatur wird von dem Einsatz der verschiedensten Modelle berichtet [SX85, Ke91, So92]. Modelle basierend auf der Sprungantwort, Impulsantwort, Übertragungsfunktion und Zustandsbeschreibung sind einige Beispiele. In dieser Arbeit wird eine parametrische Beschreibung verwendet: ein Modell im Zustandsraum. Dieses Modell ermöglicht eine kompakte Herleitung des prädiktiven Servoreglers.

Desweiteren werden hier nur lineare Eingrößenstrecken behandelt. Für nichtlineare und Mehrgrößensysteme wird also eine unterlagerte Regelung vorausgesetzt, die Entkopplung und Linearität im gesamten Arbeitsbereich gewährleistet, vgl. Kap. 5.

Die Zustandsbeschreibung der zeitkontinuierlichen Strecke in Regelungsnormform ohne Durchgriff sei gegeben durch:

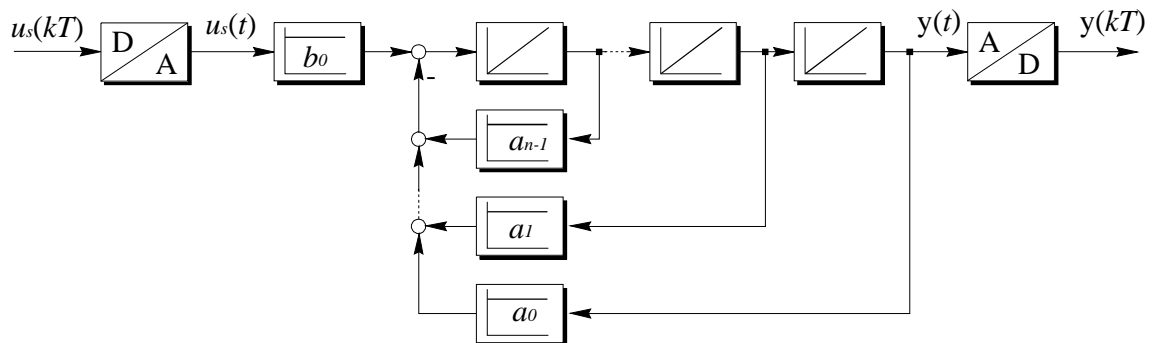
$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}_k \mathbf{x}(t) + \mathbf{b}_k u_s(t) \\ y(t) &= \mathbf{c}_k^T \mathbf{x}(t), \end{aligned} \quad (6.5)$$

mit folgenden Matrizen

$$\mathbf{A}_k = \begin{bmatrix} 0 & 1 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -a_0 & -a_1 & \cdots & -a_{n-1} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{b}_k = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ b_0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c}_k^T = [1 \quad 0 \quad \cdots \quad 0]. \quad (6.6)$$

Der Index "s" in  $u_s(t)$  dient zur Unterscheidung des Steuersignals für eine linearisierte Strecke vom eigentlichen Stellsignal  $u(t)$ , welches ggf. von der unterlagerten Regelung auf den tatsächlichen Streckeneingang eingespeist wird.

Das Blockschaltbild eines P-T<sub>n</sub>-Prädiktionsmodells ist in Bild 6.6 zu sehen.



**Bild 6.6** Modell der zeitkontinuierlichen linearen (linearisierten) Strecke.

Durch eine sprunginvariante Transformation [HW85] kann für eine Abtastzeit  $T$  eine zeitdiskrete Beschreibung des Systems in Form der Differenzgleichung

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{b}u_s(k) \\ y(k) &= \mathbf{c}^T \mathbf{x}(k) \end{aligned} \quad (6.7)$$

gewonnen werden. Die Umrechnung der Systemmatrizen wird folgendermaßen durchgeführt:

$$\mathbf{A} = e^{\mathbf{A}_k T}, \quad \mathbf{b} = \int_0^T e^{\mathbf{A}_k \tau} \mathbf{b}_k d\tau, \quad \mathbf{c}^T = \mathbf{c}_k^T. \quad (6.8)$$

Diese Transformation gewährleistet eine Übereinstimmung der Signale der diskreten mit der kontinuierlichen Beschreibung zu den Abtastzeitpunkten.

### 6.3.2 Bahnfehlerminimierung über $m$ Takte

In diesem Abschnitt wird eine Steuerfolge berechnet, die zur Bahnfehlerminimierung über  $m$  Takte führt. Im Rahmen einer sensorgesteuerten Bahnführung werden in den folgenden Betrachtungen keine Einschränkungen für den Entstehungsprozeß des Sollwertverlaufs angenommen, d.h. es wird das Folge-Problem behandelt.

#### Aufgabenstellung

Die Regelstrecke  $n$ -ter Ordnung sei durch Gl. (6.7) beschrieben. Die Solltrajektorie  $w(t), \dot{w}(t), \dots, w^{(n)}(t)$  sei zu den Zeitpunkten  $t = (k+1)T$ , bis zu einem Horizont  $t = (k+m)T$  bekannt. Der aktuelle Streckenzustand ist  $\mathbf{x}(k)$ . Die Lage, Geschwindigkeit,

Beschleunigung, und höhere Ableitungen der Regelgröße, die der Solltrajektorie folgen sollen, entsprechen Zustandsgrößen der Strecke in Regelungsnormalform. Aufgabe ist es, eine Steuerfolge  $u_s(k)$ ,  $u_s(k+1)$ , ...  $u_s(k+m-1)$  so zu berechnen, daß folgendes **Gütemaß** minimiert wird:

$$J = \sum_{i=0}^{n-1} \varepsilon_i^T \mathbf{Q}_i \varepsilon_i + \beta^T \mathbf{R} \beta. \quad (6.9)$$

Dabei sind  $\mathbf{Q}_i$  und  $\mathbf{R}$  symmetrische positiv definite Gewichtungsmatrizen, die im allgemeinen auch zeitabhängig sein können. Die zu minimierenden Fehlerterme  $\mathbf{e}_i$  sind folgendermaßen definiert:

**Lagefehler:**  $\mathbf{e}_0(k) := \mathbf{y}(k) - \mathbf{w}(k),$  (6.10)

$$\mathbf{y}(k) := \begin{bmatrix} \hat{y}(k+1) \\ \hat{y}(k+2) \\ \vdots \\ \hat{y}(k+m) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{w}(k) := \begin{bmatrix} w(k+1) \\ w(k+2) \\ \vdots \\ w(k+m) \end{bmatrix},$$

**Geschwindigkeitsfehler:**  $\mathbf{e}_1(k) := \dot{\mathbf{y}}(k) - \dot{\mathbf{w}}(k),$  (6.11)

$$\dot{\mathbf{y}}(k) := \begin{bmatrix} \hat{y}(k+1) \\ \hat{y}(k+2) \\ \vdots \\ \hat{y}(k+m) \end{bmatrix}, \quad \dot{\mathbf{w}}(k) := \begin{bmatrix} \dot{w}(k+1) \\ \dot{w}(k+2) \\ \vdots \\ \dot{w}(k+m) \end{bmatrix}, \dots$$

**Fehler in der n-1-ten Ableitung:**  $\mathbf{e}_{n-1}(k) := \mathbf{y}^{(n-1)}(k) - \mathbf{w}^{(n-1)}(k),$  (6.12)

$$\mathbf{y}^{(n-1)}(k) := \begin{bmatrix} \hat{y}^{(n-1)}(k+1) \\ \hat{y}^{(n-1)}(k+2) \\ \vdots \\ \hat{y}^{(n-1)}(k+m) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{w}^{(n-1)}(k) := \begin{bmatrix} w^{(n-1)}(k+1) \\ w^{(n-1)}(k+2) \\ \vdots \\ w^{(n-1)}(k+m) \end{bmatrix}.$$

**Steuerhub:**  $\beta(k) := \mathbf{u}_s(k) - \mathbf{w}(k),$  (6.13)

$$\mathbf{u}_s(k) = \begin{bmatrix} u_s(k) \\ u_s(k+1) \\ \vdots \\ u_s(k+m-1) \end{bmatrix}.$$

Die gesuchte Steuerfolge ist also in dem Vektor  $\mathbf{u}_s(k)$  zusammengefaßt.

Jeder Summand des Gütemaßes besteht aus der gewichteten Summe der Fehlerquadrate über  $m$  Takte. Die freien Parameter  $\mathbf{Q}_i$  und  $\mathbf{R}$  dienen zur Gewichtung der Terme, und, wie sich zeigen wird, kann durch sie die Dynamik der Bahnführung eingestellt werden.

Der letzte Term, der Steuerhub, begrenzt das Stellsignal um den aktuellen "Arbeitspunkt". Vorausgesetzt werden dabei Strecken bzw. Wunschstördynamiken mit Verstärkung 1 (stationär  $\mathbf{u}_s(k)=\mathbf{w}(k)$ ). In der Literatur [So92] wird die Begrenzung des Stellsignals auch über  $\boldsymbol{\beta}'(k):=\mathbf{u}_s(k)$ , für Regelstrecken mit I-Anteil und über  $\boldsymbol{\beta}''(k):=\mathbf{u}_s(k+1)-\mathbf{u}_s(k)$ , für Regelstrecken ohne integrierenden Charakter vorgeschlagen.

Das Gütemaß (6.8) minimiert nicht nur die mittlere Abweichung zwischen Ausgangsgröße  $y(k)$  und Sollgröße  $w(k)$  bei Begrenzung der Stellenergie, wie dies bei den meisten prädiktiven Verfahren der Fall ist [Ke91, So92], sondern es werden noch zusätzliche Terme hinzugenommen, um eine flexiblere, "führungssignalmodellgerechte" Dimensionierung des Servoreglers zu ermöglichen.

### Berechnung der optimalen Steuerfolge

Durch die Zustandsbeschreibung der Strecke (Gl. 6.7), mit

$$y(k) = [1 \ 0 \ \dots \ 0] \mathbf{x}(k) = \mathbf{c}_0^T \mathbf{x}(k),$$

$$\dot{y}(k) = [0 \ 1 \ \dots \ 0] \mathbf{x}(k) = \mathbf{c}_1^T \mathbf{x}(k),$$

...

$$y^{(n-1)}(k) = [0 \ 0 \ \dots \ 1] \mathbf{x}(k) = \mathbf{c}_{n-1}^T \mathbf{x}(k),$$

kann für  $\mathbf{y}$ ,  $\dot{\mathbf{y}}$ , ... bis  $\mathbf{y}^{(n-1)}$ , die prädizierten "Streckenausgangsgrößen" bis  $k+m$ , folgender Zusammenhang angegeben werden:

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{G}_0 \mathbf{x}(k) + \mathbf{H}_0 \mathbf{u}_s(k), \quad (6.14)$$

$$\dot{\mathbf{y}}(k) = \mathbf{G}_1 \mathbf{x}(k) + \mathbf{H}_1 \mathbf{u}_s(k), \dots$$

$$\mathbf{y}^{(n-1)}(k) = \mathbf{G}_{n-1} \mathbf{x}(k) + \mathbf{H}_{n-1} \mathbf{u}_s(k) .$$

Die Matrizen  $\mathbf{G}_\circ$ ,  $\mathbf{H}_\circ$ , mit  $\circ = 0, 1, \dots, n-1$ , lauten

$$\mathbf{G}_\mu = \begin{bmatrix} \mathbf{c}_\mu^T \mathbf{A} \\ \mathbf{c}_\mu^T \mathbf{A}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{c}_\mu^T \mathbf{A}^m \end{bmatrix}, \mathbf{H}_\mu = \begin{bmatrix} \mathbf{c}_\mu^T \mathbf{b} & 0 & \dots & 0 \\ \mathbf{c}_\mu^T \mathbf{A} \mathbf{b} & \mathbf{c}_\mu^T \mathbf{b} & & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{c}_\mu^T \mathbf{A}^{m-1} \mathbf{b} & \mathbf{c}_\mu^T \mathbf{A}^{m-2} \mathbf{b} & \dots & \mathbf{c}_\mu^T \mathbf{b} \end{bmatrix} .$$



Mit Hilfe der Gln. (6.8) bis (6.8) läßt sich das Fehlermaß  $V$  in Abhängigkeit von  $\mathbf{w}(k), \dot{\mathbf{w}}(k), \dots, \mathbf{w}^{(n-1)}(k), \mathbf{x}(k)$  und  $\mathbf{u}_s(k)$  darstellen.

$$J = \sum_{i=0}^{n-1} [\mathbf{G}_i \mathbf{x}(k) + \mathbf{H}_i \mathbf{u}_s(k) - \mathbf{w}^{(i)}(k)]^T \mathbf{Q}_i [\mathbf{G}_i \mathbf{x}(k) + \mathbf{H}_i \mathbf{u}_s(k) - \mathbf{w}^{(i)}(k)] + [\mathbf{u}_s(k) - \mathbf{w}(k)]^T \mathbf{R} [\mathbf{u}_s(k) - \mathbf{w}(k)]$$

In dieser Beziehung treten, bis auf die gesuchte Steuersignalfolge, nur bekannte Größen auf. Hieraus kann man also die Steuerfolge  $\mathbf{u}_s(k)$  bestimmen. Der Vektor der partiellen Ableitungen  $\partial J / \partial \mathbf{u}_s(k)$  ist folgendermaßen definiert [SI92]:

$$\frac{\partial J}{\partial \mathbf{u}_s(k)} = \begin{bmatrix} \frac{\partial J}{\partial \mathbf{u}_s(k)} \\ \frac{\partial J}{\partial \mathbf{u}_s(k+1)} \\ \vdots \\ \frac{\partial J}{\partial \mathbf{u}_s(k+m-1)} \end{bmatrix}.$$

Wird dieser Vektor zu Null gesetzt, erhält man folgende Vektorgleichung:

$$\left[ \sum_{i=0}^{n-1} \mathbf{H}_i^T \mathbf{Q}_i \mathbf{H}_i + \mathbf{R} \right] \mathbf{u}_s(k) + \left[ \sum_{i=0}^{n-1} \mathbf{H}_i^T \mathbf{Q}_i \mathbf{G}_i \right] \mathbf{x}(k) - \left[ \sum_{i=0}^{n-1} \mathbf{H}_i^T \mathbf{Q}_i \mathbf{w}^{(i)}(k) + \mathbf{R} \mathbf{w}(k) \right] = \mathbf{0}.$$

Daraus ergibt sich die Steuerfolge zur Minimierung des Fehlermaßes:

$$\mathbf{u}_s(k) = \left[ \sum_{i=0}^{n-1} \mathbf{H}_i^T \mathbf{Q}_i \mathbf{H}_i + \mathbf{R} \right]^{-1} \cdot \left\{ \left[ \sum_{i=0}^{n-1} \mathbf{H}_i^T \mathbf{Q}_i \mathbf{w}^{(i)}(k) + \mathbf{R} \mathbf{w}(k) \right] - \left[ \sum_{i=0}^{n-1} \mathbf{H}_i^T \mathbf{Q}_i \mathbf{G}_i \right] \mathbf{x}(k) \right\}. \quad (6.15)$$

Mit Ausnahme des unerlaubten Sonderfalles  $\mathbf{Q}_i = \mathbf{R} = \mathbf{0}$ , existiert die inverse Matrix. Mit  $\mathbf{Q}_i$  ist auch  $\mathbf{H}_i^T \mathbf{Q}_i \mathbf{H}_i$  positiv definit,  $i = 0, 1, \dots, n-1$ , und damit ist wegen der positiven Definitheit von  $\mathbf{R}$  die zu invertierende Summe positiv definit. Eine positiv definite Matrix aber ist stets regulär [Zu64].

Nochmalige Differentiation von Gl. 6.8 nach  $\mathbf{u}_s(k)$  liefert

$$\frac{\partial^2 J}{\partial \mathbf{u}_s^2(k)} = 2 \left[ \sum_{i=0}^{n-1} \mathbf{H}_i^T \mathbf{Q}_i \mathbf{H}_i + \mathbf{R} \right]. \quad (6.16)$$

Da diese Matrix, wie eben gezeigt, positiv definit ist, besitzt  $J(\mathbf{u}_s(k))$  ein eindeutig bestimmtes Minimum, das durch Gl. 6.8 gegeben wird.

Für die Anwendung des Servoreglers auf Handhabungssysteme wird, wie bereits erwähnt, von einer unterlagerten, nichtlinearen Gelenkregelung ausgegangen (Kap. 5),

die linearisierte, entkoppelte  $I_3$ -Systeme für jede Achse liefert. Durch eine zusätzliche Zustandsregelung erhält jede Achse P-T<sub>3</sub>-Verhalten mit vorgebbarer Dynamik. Deshalb, und zur Veranschaulichung der Vorgehensweise, werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit alle Verfahren zur Servoregelung für ein P-T<sub>3</sub>-Eingrößensystem beispielhaft berechnet.

Die Steuerfolge Gl. 6.8 kann als lineare, periodisch (mit der Periode  $m \cdot T_s$ ) zeitvariante Vorfilterung der Sollwertfolge  $w(k), \dot{w}(k)$  und  $\ddot{w}(k)$  mit linearer zeitvarianter Zustandsrückführung interpretiert werden. Dies wird durch die folgende Umformulierung der Gl. 6.8 für eine Strecke 3. Ordnung deutlich:

$$\mathbf{u}_s(k) = \mathbf{M}_w \mathbf{w}(k) + \mathbf{M}_{\dot{w}} \dot{\mathbf{w}}(k) + \mathbf{M}_{\ddot{w}} \ddot{\mathbf{w}}(k) - \mathbf{M}_x \mathbf{x}(k), \quad (6.17)$$

wobei  $\mathbf{M}_w, \mathbf{M}_{\dot{w}}$  und  $\mathbf{M}_{\ddot{w}}$  Matrizen der Ordnung  $m \times m$ , und  $\mathbf{M}_x$  der Ordnung  $m \times 3$ , sind.

Wenn jede Zeile dieser Gleichung ausgeschrieben wird, erhält man:

$$\begin{bmatrix} u_s(k) \\ u_s(k+1) \\ \vdots \\ u_s(k+\nu) \\ \vdots \\ u_s(k+m-1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{w1}^T \\ \mathbf{m}_{w2}^T \\ \vdots \\ \mathbf{m}_{w\nu}^T \\ \vdots \\ \mathbf{m}_{wm}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w(k+1) \\ w(k+2) \\ \vdots \\ w(k+\nu) \\ \vdots \\ w(k+m) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{\dot{w}1}^T \\ \mathbf{m}_{\dot{w}2}^T \\ \vdots \\ \mathbf{m}_{\dot{w}\nu}^T \\ \vdots \\ \mathbf{m}_{\dot{w}m}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{w}(k+1) \\ \dot{w}(k+2) \\ \vdots \\ \dot{w}(k+\nu) \\ \vdots \\ \dot{w}(k+m) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{\ddot{w}1}^T \\ \mathbf{m}_{\ddot{w}2}^T \\ \vdots \\ \mathbf{m}_{\ddot{w}\nu}^T \\ \vdots \\ \mathbf{m}_{\ddot{w}m}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{w}(k+1) \\ \ddot{w}(k+2) \\ \vdots \\ \ddot{w}(k+\nu) \\ \vdots \\ \ddot{w}(k+m) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{x1}^T \\ \mathbf{m}_{x2}^T \\ \vdots \\ \mathbf{m}_{x\nu}^T \\ \vdots \\ \mathbf{m}_{xm}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \\ x_3(k) \end{bmatrix}. \quad (6.18)$$

In Gl. (6.8) stellt  $\mathbf{m}_{\lambda i}^T$  die  $i$ -te Zeile der Matrix  $\mathbf{M}_\lambda$  dar,  $\lambda = w, \dot{w}, \ddot{w}, x$ . Die Zustandsgrößen des Systems sind explizit als  $x_1 = y$ ,  $x_2 = \dot{y}$  und  $x_3 = \ddot{y}$  geschrieben worden.

Damit wird ersichtlich, daß das Stellsignal  $u_s(k+\blacksquare)$ , d.h. das Stellsignal zum Zeitpunkt  $\blacksquare$  innerhalb des Minimierungshorizontes  $k \dots k+m-1$ , vom Zustand am Anfang des Minimierungshorizonts  $\mathbf{x}(k)$  und von sämtlichen Stützstellen der Solltrajektorie  $w(k), \dot{w}(k)$  und  $\ddot{w}(k)$  in diesem Minimierungshorizont ( $\mathbf{w}(k), \dot{\mathbf{w}}(k)$  und  $\ddot{\mathbf{w}}(k)$ ) abhängig ist.

Die Berechnung der Steuerfolge durch Gl. 6.8 ist relativ umständlich. In den folgenden Abschnitten wird sich zeigen, daß einige Vereinfachungen ohne wesentliche Einbußen für die Qualität der Bahnführung möglich sind.

### 6.3.3 Überlappung der Minimierungshorizonte

Eine Überlappung der Minimierungssegmente, ein sogenannter gleitender Minimierungshorizont, reduziert den Fehler an den Anschlußstellen, und hat den

regelungstechnisch wichtigen Vorteil, daß Störungen früher erkannt und in der nächsten Minimierung kompensiert werden können. Falls die  $m$  berechneten Stellsignale auf das System aufgeschaltet werden, würden Störungen immer erst am Ende des Segmentes bei einer neuen Berechnung berücksichtigt werden.

### Überlappung von $l$ Zeitpunkten

Die Verwendung der  $l$  ersten berechneten Stellsignale

$$\begin{bmatrix} u_s(k) \\ u_s(k+1) \\ \vdots \\ u_s(k+l-1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{l \times l} & \vdots & \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{u}_s(k), \quad (6.19)$$

und die Wiederholung der Minimierung nach diesen  $l$  Schritten kann Störungen nach  $l$  Schritten erkennen. Die Berücksichtigung des Sollwertverlaufes bis zum Zeitpunkt  $k+m$  sorgt für einen "weichen" Übergang zwischen den Minimierungssegmenten. Hier wird also ein gleitender Minimierungshorizont der Länge  $m$  nach  $l$  Schritten verschoben.

Im einfachsten Fall,  $l = 1$ , erhält man das sogenannte Einschnitt-Gleithorizont-Verfahren.

### Einschnitt-Gleithorizont

Das Stellgesetz für die erneute Minimierung nach jedem Takt kann durch die Verwendung des ersten Wertes der sich aus der Minimierung über  $m$  Schritte ergibt, ermittelt werden:

$$u_s(k) = [1 \quad 0 \quad \dots \quad 0] \mathbf{u}_s(k). \quad (6.20)$$

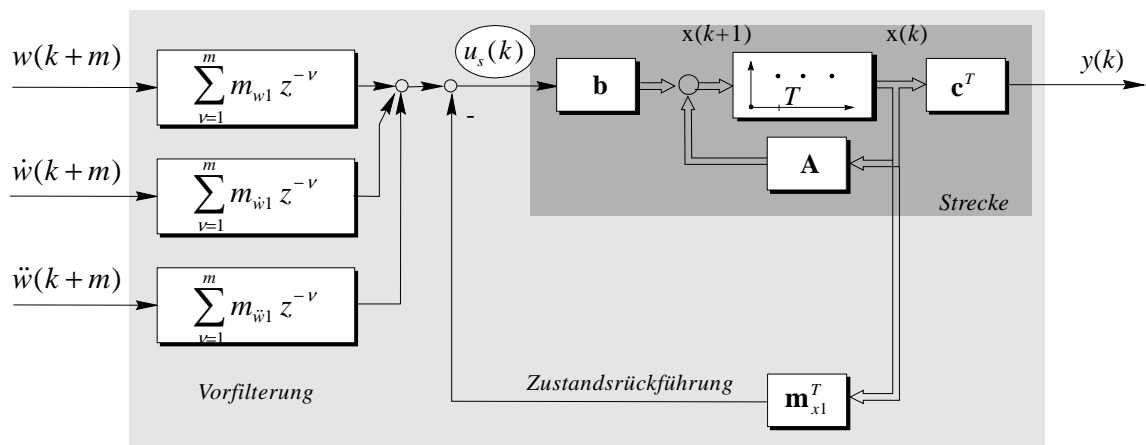
Diesem Stellsignal entspricht die Verwendung der ersten Vektorgleichung aus Gl. 6.8.

$$u_s(k) = \mathbf{m}_{w1}^T \mathbf{w}(k) + \mathbf{m}_{\dot{w}1}^T \dot{\mathbf{w}}(k) + \mathbf{m}_{\ddot{w}1}^T \ddot{\mathbf{w}}(k) - \mathbf{m}_{x1}^T \mathbf{x}(k), \quad (6.21)$$

oder in ausführlicher Form

$$u_s(k) = \sum_{\nu=1}^m m_{w1}(\nu) w(k+\nu) + \sum_{\nu=1}^m m_{\dot{w}1}(\nu) \dot{w}(k+\nu) + \sum_{\nu=1}^m m_{\ddot{w}1}(\nu) \ddot{w}(k+\nu) - \sum_{\nu=1}^3 m_{x1}(\nu) x_\nu(k). \quad (6.22)$$

Ein Blockschaltbild zur Veranschaulichung der Struktur dieses Servoreglers ist in Bild 6.7 zu sehen.



**Bild 6.7** Der führungsmodellgestützte prädiktive Servoregler.

Wie aus der Diskussion über die Eingriffsmöglichkeiten der Servoregelung in Abschnitt 6.1 zu entnehmen war, enthält dieser Servoregler eine Rückführung und einen Vorwärtszweig. Die Rückführung ist, nach Gl. (6.8), eine lineare, **zeitinvariante** Zustandsrückführung, der Vorwärtszweig entspricht einer nichtkausalen, nichtrekursiven Vorfilterung des Sollwertverlaufs  $w(k)$ . Durch die Zustandsrückführung wird die Lage der Polstellen des Prädiktionsmodells in der  $z$ -Ebene verändert. Die nichtrekursive Vorfilterung bewirkt zusätzliche Nullstellen in der Übertragungsfunktion  $Y(z)/W(z)$  des Gesamtsystems. Die Nullstellen des Systems bleiben erhalten.

### 6.3.4 Geschwindigkeits- und Beschleunigungssollwerte

Normalerweise ist bei einer sensorgesteuerten Bahnführung nur der Sollwertverlauf bekannt, die Sollgeschwindigkeit und Sollbeschleunigung müssen aus den Stützstellen des Sollwertverlaufes berechnet werden. Eine Möglichkeit ist der Einsatz einer numerischen Approximation. Ein anderer, neuer Zugang wird danach entwickelt, die Verwendung der Koeffizienten von Ausgleichspolynomen.

#### 6.3.4.1 Numerische Approximation

Eine einfache numerische Approximation, für die Geschwindigkeits- und Beschleunigungssollwerte, ist die Verwendung folgender Gleichungen [BS91],

$$\dot{w}(k) = \frac{w(k-2) - 8w(k-1) + 8w(k+1) - w(k+2)}{12T}, \quad (6.23)$$

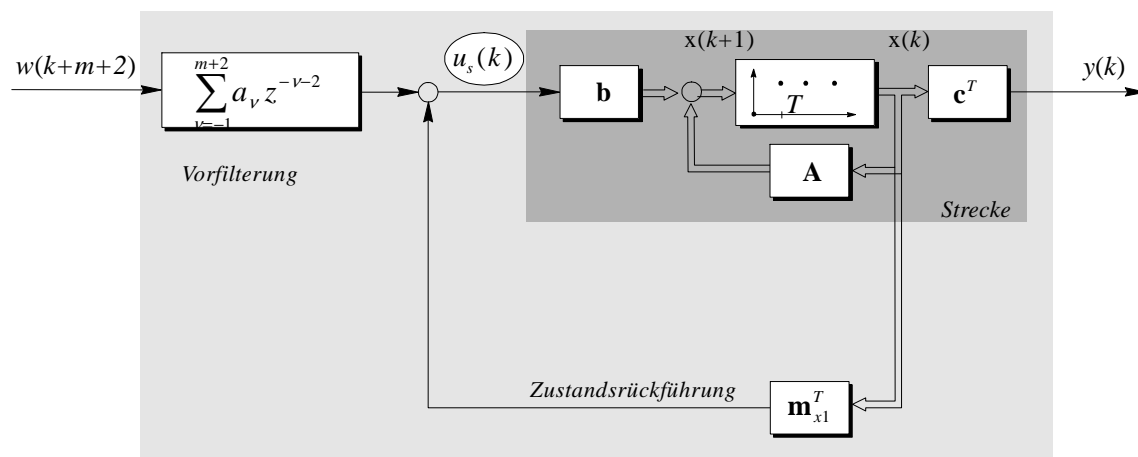
$$\ddot{w}(k) = \frac{-w(k-2) + 16w(k-1) - 30w(k) + 16w(k+1) - w(k+2)}{12T^2}, \quad (6.24)$$

die bei einem Restfehler von  $O\left\{\frac{1}{30}T_s^4 w^{(5)}(k)\right\}$ , bzw.  $O\left\{\frac{1}{90}T_s^4 w^{(6)}(k)\right\}$  die Reihenentwicklung abschneiden. Es ergeben sich also gute Approximationen wenn  $w^{(5)}$ ,  $w^{(6)}$ , usw. klein sind. Größere Abweichungen können nur an Knickstellen oder Unstetigkeiten im Sollwertverlauf vorkommen.

Die numerische Differentiation kann in dem Vorfilter des Servoreglers einbezogen werden. Daraus resultiert folgende kompakte Schreibweise für das Stellgesetz:

$$u_s(k) = \sum_{\nu=-1}^{m+2} a_\nu w(k+\nu) - \sum_{\nu=1}^3 m_{x1}(\nu) x_\nu(k). \quad (6.25)$$

Ein Blockschaltbild dieses Servoreglers ist in Bild 6.8 zu sehen.



**Bild 6.8** Prädiktiver Servoregler bei Einberechnung der numerischen Differentiation.

### 6.3.4.2 Sollwertverlauf als Polynomkoeffizienten

Für viele Bearbeitungsvorgänge liegt die Sollkontur in analytischer Form vor. Bei der sensorgeführten Bahnprogrammierung<sup>4</sup> werden die gemessenen Konturstützpunktdaten im Sinne einer Datenreduktion als Ausgleichspolynome abgespeichert. Bei der herkömmlichen Führungsgrößenenerzeugung wird, wegen des Rechenaufwandes, diese analytische Kontur (normalerweise im Bezugskoordinatensystem) in einem niederfrequenten Raster ausgewertet. Danach wird sie durch die inverse kinematische Transformation in die Gelenkkoordinaten umgewandelt und nach einer Feininterpolation der hochfrequenten Gelenkregelung als Führungsgröße eingespeist.

<sup>4</sup>Mit einer sensorgeführten Bahnprogrammierung können aufwendigere Bearbeitungsbahnen mit Hilfe eines Sensorsystems erfaßt werden. Dieses Vorgehen wird als **Lernphase** bezeichnet, später kann die abgespeicherte Bahn in der **Ausführphase** beliebig oft abgefahren werden [Ol89, Sü94].

Die niederfrequente Abtastung des Sollwertverlaufs im Bezugskordinatensystem ist eine grundsätzliche Fehlerquelle, die die Folgeigenschaften beeinträchtigt. Scharfe Kanten, die durch zwei aneinanderstoßende Geraden beschrieben werden, führen bei dieser Interpolation zu abgerundeten Bahnen.

Eine wesentliche Verringerung dieses Fehlers kann durch eine analytische (exakte) Beschreibung der Kontur in Gelenkkoordinaten erzielt werden. Bei einer Bahnvorgabe in Gelenkkoordinaten entfallen auch die kinematischen Verkopplungen des Bahnfehlers, die in einer kartesischen Bahnführung typisch sind. Um dieses Ziel bei einer sensorgeführten Bahnprogrammierung zu erreichen, kann man die gemessenen Stützpunkte in Winkelstützpunkte transformieren, um so die analytischen Ausgleichspolynome in Gelenkkoordinaten zu berechnen.

Sehr verbreitet ist der Einsatz von kubischen Splines für die analytische Beschreibung des Sollwertverlaufes, vgl. Kap. 4. In diesem Abschnitt wird die Verwendung solcher Splines im Zusammenhang mit dem prädiktiven Servoregler erläutert.

Aus Stützpunkten, die vom Sensor geliefert werden, kann durch Einsatz des "Least Square" Verfahrens [BS91] für jede Achse ein Ausgleichspolynom berechnet werden. Für jedes Gelenk wird so segmentweise ein kubisches Polynom angesetzt:

$$w(t) = a_0 + a_1(t - t_i) + a_2(t - t_i)^2 + a_3(t - t_i)^3. \quad (6.26)$$

Der Gültigkeitsbereich des Ausgleichspolynoms erstreckt sich mindestens von  $t_i = k \cdot T$  bis zum Abtastzeitpunkt,  $t_p = (k+p)T$ , mit  $k \leq p - m$ . Die Sollgeschwindigkeit und Sollbeschleunigung ergeben sich dann zu:

$$\begin{aligned} \dot{w}(t) &= a_1 + 2a_2(t - t_i) + 3a_3(t - t_i)^2 \\ \ddot{w}(t) &= 2a_2 + 6a_3(t - t_i). \end{aligned} \quad (6.27)$$

Durch Auswertung der analytischen Konturbeschreibung in einer Feininterpolationsrate  $T$  ergeben sich die Sollwertvektoren zu

$$\mathbf{w}(k) := \begin{bmatrix} w(k+1) \\ w(k+2) \\ \vdots \\ w(k+p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T & T^2 & T^3 \\ 1 & 2T & 4T^2 & 8T^3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & pT & (pT)^2 & (pT)^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix}, \quad (6.28)$$

$$\dot{\mathbf{w}}(k) := \begin{bmatrix} \dot{w}(k+1) \\ \dot{w}(k+2) \\ \vdots \\ \dot{w}(k+p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 2T & 3T^2 \\ 0 & 1 & 4T & 12T^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 1 & 2pT & 3(pT)^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix}, \quad (6.29)$$

und

$$\ddot{\mathbf{w}}(k) := \begin{bmatrix} \ddot{w}(k+1) \\ \ddot{w}(k+2) \\ \vdots \\ \ddot{w}(k+p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 2 & 6T \\ 0 & 0 & 2 & 12T \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 2 & 6pT \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix}. \quad (6.30)$$

In dem prädiktiven Stellgesetz nach Gl. 6.8 kann das Vorfilter explizit in Abhängigkeit von den Polynomkoeffizienten angegeben werden. Dafür wird das prädiktive Stellgesetz zum Zeitpunkt  $t = (k+\rho)T$  betrachtet

$$u_s(k+\rho) = \mathbf{m}_{w1}^T \mathbf{w}(k+\rho) + \mathbf{m}_{\dot{w}1}^T \dot{\mathbf{w}}(k+\rho) + \mathbf{m}_{\ddot{w}1}^T \ddot{\mathbf{w}}(k+\rho) - \mathbf{m}_{x1}^T \mathbf{x}(k+\rho), \quad (6.31)$$

wobei  $\rho T$  einen beliebigen Abtastzeitpunkt innerhalb des Gültigkeitsbereichs des Ausgleichspolynoms darstellt.

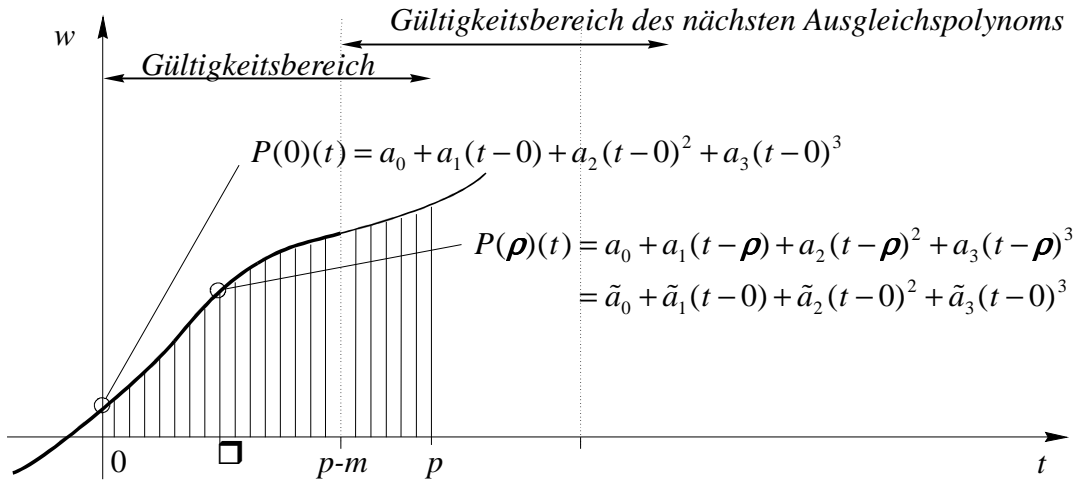
Es gilt im allgemeinen, wie leicht zu verifizieren ist, für  $\tau = (\rho+1)T$

$$\begin{bmatrix} 1 & \tau & \tau^2 & \tau^3 \\ 1 & 2\tau & 4\tau^2 & 8\tau^3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & p\tau & (p\tau)^2 & (p\tau)^3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T & T^2 & T^3 \\ 1 & 2T & 4T^2 & 8T^3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & pT & (pT)^2 & (pT)^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & T & T^2 & T^3 \\ 0 & 1 & 2T & 3T^2 \\ 0 & 0 & 1 & 3T \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^\rho. \quad (6.32)$$

$$\text{Die Matrix } P(\rho) = \begin{bmatrix} 1 & T & T^2 & T^3 \\ 0 & 1 & 2T & 3T^2 \\ 0 & 0 & 1 & 3T \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^\rho \quad (6.33)$$

entspricht einem "Polynomkoeffizienten-Verschiebungsoperator". Damit werden Polynome, deren Koeffizienten sich auf den Anfang des Segmentes beziehen, verschoben. Bild 6.9 veranschaulicht diesen Zusammenhang.

Der "Polynomkoeffizienten-Verschiebungsoperator" kann selbstverständlich auch für die abgeleiteten Polynome eingesetzt werden. In der Realisierung kann die Matrix  $P(\rho)$  sehr effizient rekursiv berechnet werden, weil von Schritt zu Schritt nur jeweils die sechs Werte, die mit  $T$  behaftet sind, verändert werden.



**Bild 6.9** Aufnahme der Verschiebung der Zeitachse in den Polynomkoeffizienten.

Nach Substitution des Sollwertvektors durch die Ergebnisse der Polynomauswertung erhält man

$$\begin{aligned}
 u_s(k + \rho) = & \mathbf{m}_{w1}^T \begin{bmatrix} 1 & T & T^2 & T^3 \\ 1 & 2T & 4T^2 & 8T^3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & pT & (pT)^2 & (pT)^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & T & T^2 & T^3 \\ 0 & 1 & 2T & 3T^2 \\ 0 & 0 & 1 & 3T \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^\rho \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} + \\
 & \mathbf{m}_{w1}^T \begin{bmatrix} 0 & 1 & 2T & 3T^2 \\ 0 & 1 & 4T & 12T^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 1 & 2pT & 3(pT)^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & T & T^2 & T^3 \\ 0 & 1 & 2T & 3T^2 \\ 0 & 0 & 1 & 3T \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^\rho \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} + \\
 & \mathbf{m}_{w1}^T \begin{bmatrix} 0 & 0 & 2 & 6T \\ 0 & 0 & 2 & 12T \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 2 & 6pT \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & T & T^2 & T^3 \\ 0 & 1 & 2T & 3T^2 \\ 0 & 0 & 1 & 3T \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^\rho \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} - \mathbf{m}_{x1}^T \mathbf{x}(k + \rho), \\
 u(k + \rho) = & [b_0 \quad b_1 \quad b_2 \quad b_3] P(\rho) \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} - \mathbf{m}_{x1}^T \mathbf{x}(k + \rho), \text{ für } \rho = 1, 2, \dots, p \quad (6.34)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{mit } b_0 = \sum_{\mu=1}^m m_{w1}(\mu), \quad b_2 = \sum_{\mu=1}^m m_{w1}(\mu)(\mu T)^2 + \sum_{\mu=1}^m m_{w1}(\mu)2\mu T + 2 \sum_{\mu=1}^m m_{w1}(\mu) \text{ und} \\
 b_1 = \sum_{\mu=1}^m m_{w1}(\mu)\mu T + \sum_{\mu=1}^m m_{w1}(\mu), \quad b_3 = \sum_{\mu=1}^m m_{w1}(\mu)(\mu T)^3 + \sum_{\mu=1}^m m_{w1}(\mu)3(\mu T)^2 + \sum_{\mu=1}^m m_{w1}(\mu)6\mu T.
 \end{aligned}$$



Der geschilderte Einsatz von Polynomkoeffizienten kann auch für die Feininterpolation an der Gelenkregelung eingesetzt werden. Die ermittelten Polynomkoeffizienten behalten ihre Gültigkeit, so daß lediglich eine Anpassung der Abtastzeit in der Polynomkoeffizienten-Verschiebungsmatrix und in den Servoreglerparametern erforderlich wäre.

Auf diese Weise kann für eine segmentweise analytische Beschreibung der Solltrajektorie die Minimierung des Bahnfehlers erreicht werden. Der Servoregler wird rechentechnisch sehr effizient mit den konturbeschreibenden analytischen Koeffizienten gespeist.

### 6.3.5 Die Festlegung der Entwurfparameter

Mit den freien Entwurfparametern des prädiktiven Bahnreglers  $\mathbf{Q}_0$ ,  $\mathbf{Q}_1$ ,  $\mathbf{Q}_2$ ,  $\mathbf{R}$ ,  $m$  und  $T$ , kann der Servoregler der vorhandenen Streckendynamik, dem verfügbaren Steuerhub und der gewünschten Führungsdynamik angepaßt werden. Nicht jede Parameterwahl ist jedoch zulässig. Eine Stabilitätsüberprüfung des geschlossenen Regelkreises ist beim prädiktiven Entwurf mit begrenztem Minimierungshorizont<sup>5</sup> erforderlich.

Der Einfachheit halber werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit die Entwurfsmatrizen durch einen Skalarparameter beschrieben:  $\mathbf{Q}_0 = q_0 \mathbf{I}$ ,  $\mathbf{Q}_1 = q_1 \mathbf{I}$ ,  $\mathbf{Q}_2 = q_2 \mathbf{I}$ , und  $\mathbf{R} = r \mathbf{I}$ . Das Lagefehlergewicht  $q_0$  wird auf 1 festgelegt. Zeitvariante oder vollbesetzte Gewichtsmatrizen würden die Festlegung der Entwurfparameter sehr erschweren. Es hat sich ohnehin gezeigt, daß skalare Fehlergewichte genügend Freiheitsgrade für einen zufriedenstellenden Reglerentwurf bieten.

Bei einer kaskadierten Servoregelung mit einem unterlagerten Störregelkreis, vgl. Abschnitt 6.1.2, kann die Störwunschkennlinie als zusätzlicher Entwurfparameter angesehen werden. Die lagegeregelten Achsen von Handhabungssystemen können als P-T<sub>3</sub>-Systeme mit vorgebarbarer Dynamik betrachtet werden. Die beiden verschiedenen Polvorgaben für die Gelenkregelung, die im Labor zum Einsatz kamen, werden hier in Simulationsstudien zum Entwurf des prädiktiven Servoreglers verwendet:

$$F_{P24}(s) = \frac{13824}{s^3 + 72s^2 + 1728s + 13824} \quad (6.35)$$

mit 3 Polen bei -24 und eine sogenannte "Wyschnegradsky"-Standardform [Po58]

---

<sup>5</sup>Diese Stabilitätsüberprüfung muß für einen Riccati-Regler, der für einen begrenzten Minimierungshorizont entworfen wird, gleichermaßen durchgeführt werden.

$$F_{w15}(s) = \frac{6750}{s^3 + 45s^2 + 900s + 6750}. \quad (6.36)$$

Letztere ermöglicht durch die Festlegung eines komplexen Polpaares, dessen Real- und Imaginärteil den gleichen Betrag (15 bei  $F_{w15}(s)$ ) wie der reelle Pol haben, eine relativ schnelle, aber dennoch überschwingfreie Sprungantwort.

Die verwendete Abtastzeit kann auch als Entwurfparameter angesehen werden. Je kleiner die Abtastzeit, desto geringer sind die Bahnabweichungen, die für eine bestimmte Solltrajektorie zu erwarten sind. In der Praxis wird die Abtastzeit meistens durch die verfügbare Rechenleistung bestimmt. Für die Servoregelung wird hier zunächst  $T = 6ms$  gewählt. Im Abschnitt 6.3.5.5 wird dann kurz auf die Wahl der Abtastzeit eingegangen, mit Simulationsbeispielen für  $T = 60ms$ .

### 6.3.5.1 Die Wahl der Fehlergewichte

Für eine hochwertige Bahnregelung ist in erster Linie der Bahnfehler,  $w(k)-y(k)$ , zu minimieren. Wenn nur der Bahnfehler minimiert wird, d.h.  $q_1 = q_2 = r = 0$ , erhält man allerdings ein Stellgesetz, das über alle Grenzen wächst. Zusätzliche Fehlerterme liefern einen stabilen Regelkreis, können aber nur auf Kosten des Bahnfehlers berücksichtigt werden. So wird man versuchen, bei der Parameterwahl die Werte von  $q_1$ ,  $q_2$  und  $r$  möglichst klein zu halten.

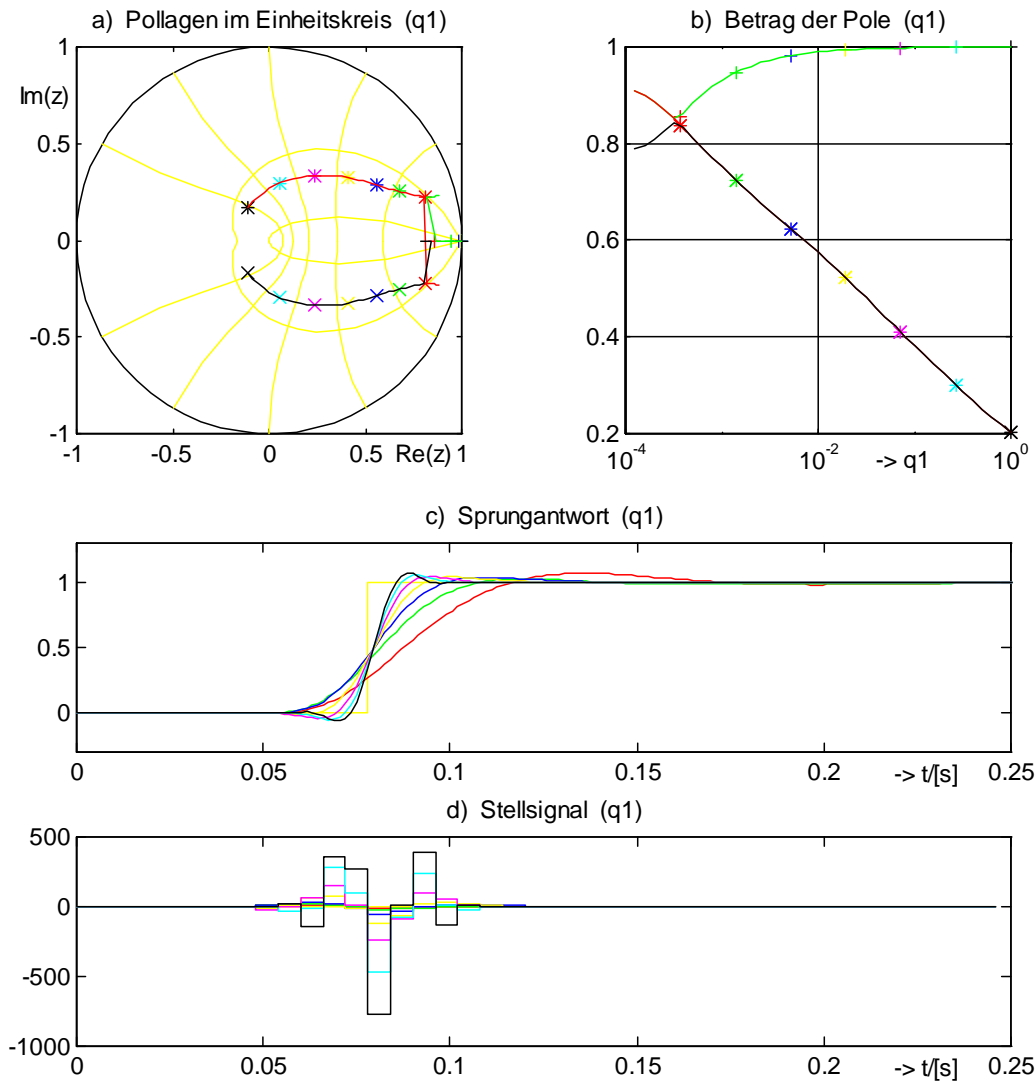
Da sich die Entwurfparameter gegenseitig beeinflussen, ist eine einfache Festlegung nicht möglich. Ein pragmatischer Weg ist die iterative Festlegung der Entwurfparameter, wobei jeweils der Einfluß eines Parameters untersucht wird. Als Kriterium für die Parameterwahl in einer Schar dienen: Die Pollagen des Regelkreises, die Sprungantwort (Anstiegszeit, Ausregelzeit und Überschwingen) und das zugehörige Stellsignal (Amplitude, evtl. Grenzyklen).

Die Festlegung der Entwurfparameter kann für das Einschritt-Gleithorizont-Verfahren, Gl. 6.8, mit Hilfe von Wurzelortskurven erfolgen [Le94], da ein linearer zeitinvarianter Regelkreis entsteht. Die Stabilität des geschlossenen Regelkreises ist gewährleistet, wenn alle Nullstellen der charakteristischen Gleichung  $\det(z\mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{b}\mathbf{m}^T_{xl})$  im Einheitskreis liegen.

Die Pollagen des prädiktiven Regelkreises in Abhängigkeit von den Entwurfparametern werden in den nächsten Bildern im Einheitskreis mit "+", "x" und "\*" dargestellt. Zur Orientierung sind im Einheitskreis gestrichelte Hilfslinien eingetragen, die konstante Dämpfung (0,6 und 0,95) und konstante Kreisfrequenz  $((1..5)*\pi/6)$  kennzeichnen. Die Pol-Entwurfparameter-Zuordnung kann mit Hilfe einer Zusatzkurve (Polbeträge in Abhängigkeit von der jeweiligen Parameterwahl) verdeutlicht werden.

**Geschwindigkeitsfehlergewicht  $q_1$**

Für bereits optimierte  $q_2$  und  $r$  wird in Bild 6.10 der Einfluß von  $q_1$  dargestellt.



**Bild 6.10** Wurzelortskurve des prädiktiven Stellgesetzes Gl. 6.8: Variation von  $q_1$ .

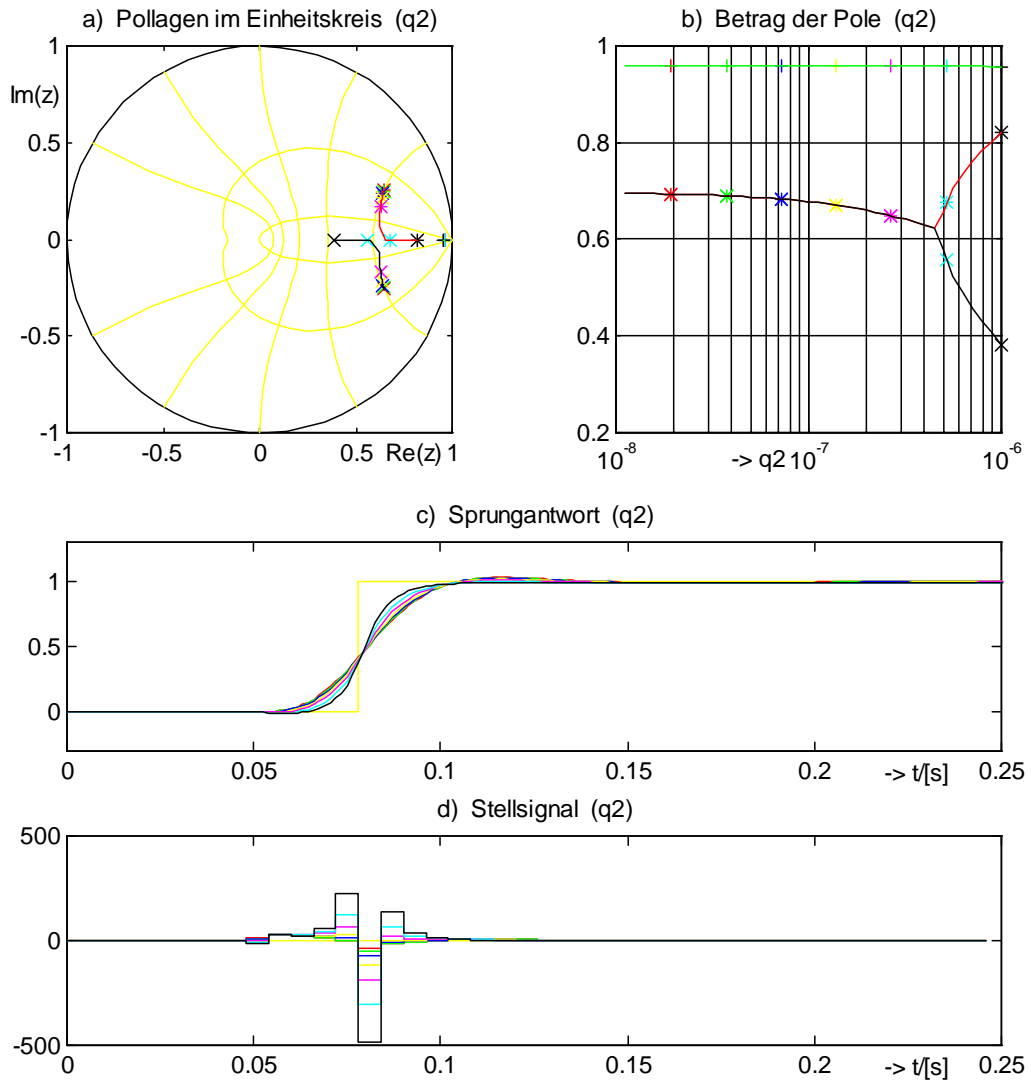
Entwurfsparameter:  $F_{W15}(s)$ ,  $q_2=1e-8$ ,  $r=1.5e-3$ ,  $m=5$ .

Im Bilde 6.27 wird die Lage der Pole des prädiktiven Regelkreises für eine Variation von  $q_1$  zwischen  $10^{-4}$  und  $10^0$  gezeigt. Anhand des rechten Bildteils - die Variation der Polbeträge - kann die Zuordnung der Pollagen zum jeweiligen Parameter  $q_1$  erfolgen. Die anderen Entwurfsparameter entsprechen einer "plausiblen" Festlegung der Freiheitsgrade, gemäß dem erwähnten iterativen Festlegungsprozeß. In diesen Bildern ist zu erkennen, daß für  $q_1$  zwischen  $\approx 10^{-3}$  und  $\approx 10^0$  ein komplexes Polpaar mit annähernd konstanter Dämpfung kleinere Kreisfrequenzen durchläuft (schneller wird). Gleichzeitig nähert sich der dritte Pol dem Punkt  $1 + j0$ , und prägt so dem Regelkreis

einen I-Charakter auf. Um die Schnelligkeit des Regelkreises zu bewahren muß also  $q_1 \approx 10^{-3}$  sein.

### Beschleunigungsfehlergewicht $q_2$

Der Einfluß von  $q_2$  auf die prädiktive Servoregelung wird in Bild 6.11 dargestellt.

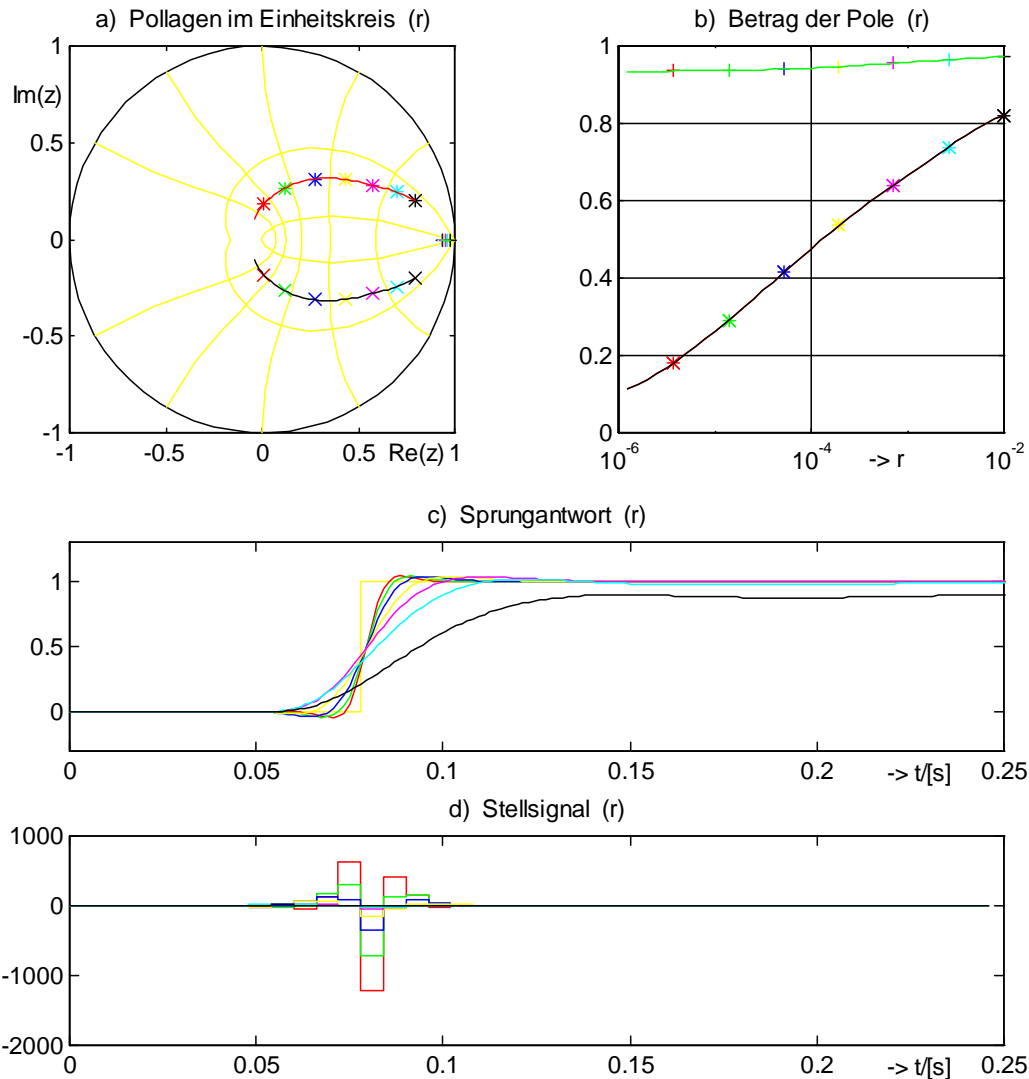


**Bild 6.11** Wurzelortskurve des prädiktiven Stellgesetzes Gl. 6.8: Variation von  $q_2$ . Entwurfparameter:  $F_{W15}(s)$ ,  $q_1=2e-3$ ,  $r=1.5e-3$ ,  $m=5$ .

Anhand der Wurzelortskurve für  $q_2$ , Bild 6.11, ist zu erkennen, daß die Schnelligkeit des Regelkreises durch  $q_2 \approx 10^{-7}$  gewährleistet werden kann.

### Steuerhubgewicht $r$

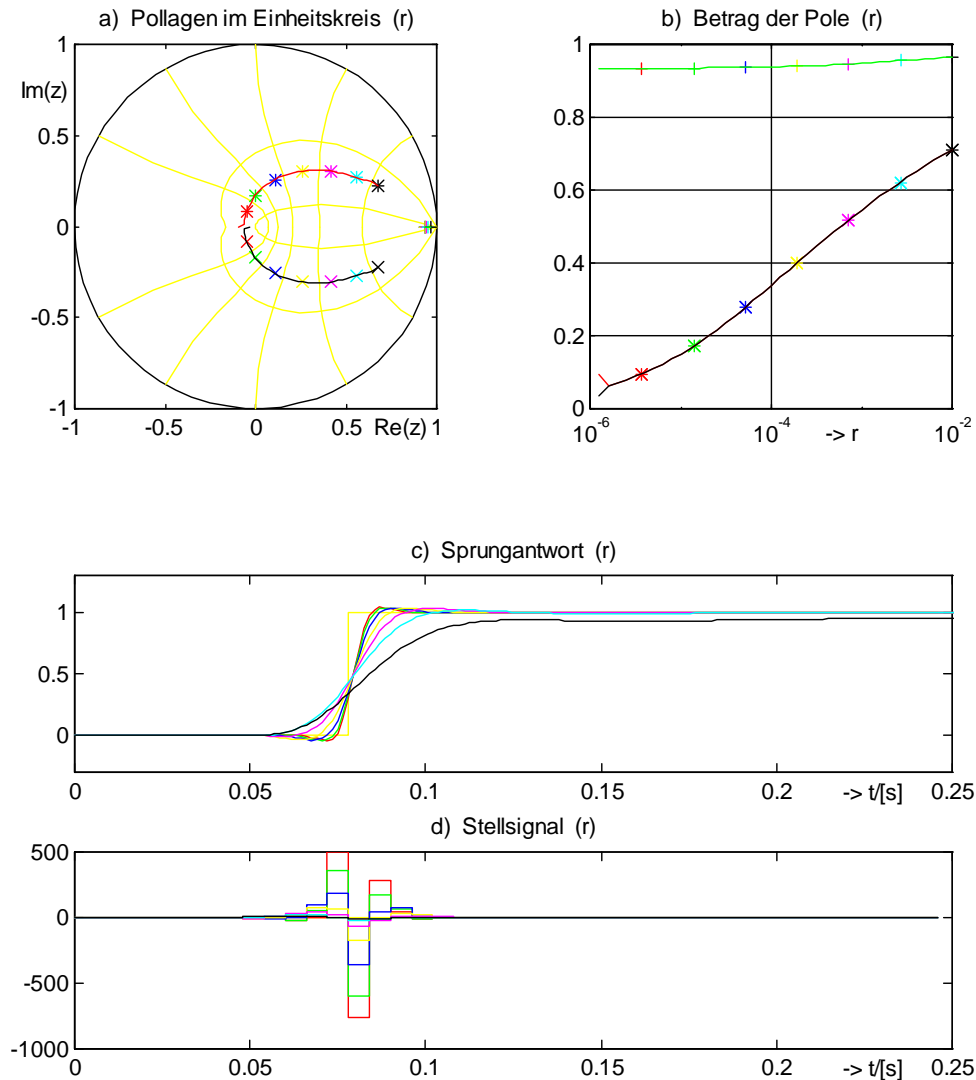
Für die Wurzelortskurve des Steuerhubgewichtsfaktors  $r$ , Bild 6.12-a, ist zu erkennen, daß die größte Schnelligkeit des Regelkreises bei Werten von  $r \leq 10^{-6}$  gegeben ist. In diesem Bereich wird aber der Steuerhub kaum begrenzt, vgl. Bild 6.12-d, so daß ein Kompromiß zwischen Schnelligkeit und Steuerhubbegrenzung bei etwa  $r \approx 10^{-3}$  angemessen ist.



**Bild 6.12** Wurzelortskurve des prädiktiven Stellgesetzes Gl. 6.8: Variation von  $r$ .  
Entwurfsparameter:  $F_{W15}(s)$ ,  $q_1=2e-3$ ,  $q_2=1e-8$ ,  $m=5$ .

Die Grundzüge der gezeigten Parametervariationen sind beim Servoreglerentwurf für andere P-T<sub>3</sub>-Wunschstördynamiken wiederzuerkennen. Das gewünschte Führungsverhalten stellt sich für leicht veränderte Fehlergewichte ein. Wenn die Stördynamik selbst schon sehr schnell ist, muß der prädiktive Servoregler gewissemaßen "weniger" eingreifen, um die gleiche Führungsdynamik hervorzubringen.

Diese Tatsache wird anhand der Wurzelortskurve bei Variation des Steuerhubgewichts  $r$ , bei einer Wunschstördynamik  $F_{P24}(s)$ , in Bild 6.13 illustriert.

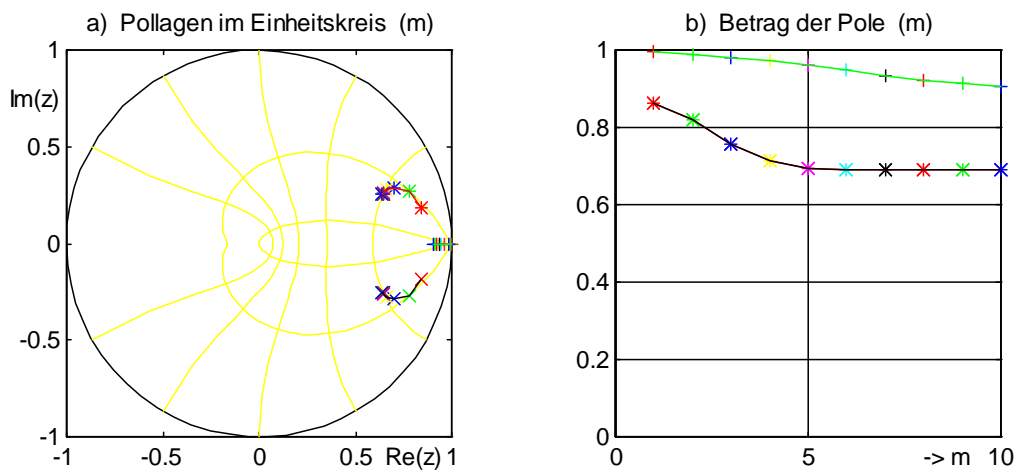


**Bild 6.13** Wurzelortskurve des prädiktiven Stellgesetzes Gl. 6.8: Variation von  $r$ . Entwurfsparameter:  $F_{P24}(s)$ ,  $q_1=2e-3$ ,  $q_2=1e-8$ ,  $m=5$ .

Die Wahl der Wunschstördynamik für den hydraulischen Knickarmroboter wird später anhand von Laborversuchsreihen festgelegt. Sie wird in erster Linie durch physikalische Grenzen beschränkt.

### Minimierungshorizont $m$

Die Variation der Pollagen für unterschiedliche Minimierungshorizonte ist in Bild 6.14 dargestellt. Mehr als 10 Schritte als Prädiktionshorizont bringen keine wesentliche Veränderung der Pollagen. Mit 5 Schritten nimmt das komplexe Polpaar schon eine "fast eingeschwungene" Ruhelage ein. Dieser Prädiktionshorizont kann als Kompromiß zwischen Rechenaufwand und Schnelligkeit betrachtet werden. Darüber hinaus ist ein kleiner Prädiktionshorizont im Sinne einer sensorgesteuerten Bahnführung mit begrenztem Sichtfeld.



**Bild 6.14** Wurzelortskurve des prädiktiven Stellgesetzes Gl. 6.8: Variation von  $m$ .  
Entwurfsparameter:  $F_{W15}(s)$ ,  $q_1=2e-3$ ,  $q_2=1e-8$ ,  $r=1.5e-3$ .

Für die Wahl des Minimierungshorizontes muß auch die Abtastzeit und die Wunschstördynamik berücksichtigt werden. Wichtig ist, daß alle dynamischen Systemeigenschaften in dem Minimierungshorizont erfaßt werden. Bei langsameren Wunschstördynamiken und/oder höheren Abtastzeiten ist so zu erwarten, daß der Minimierungshorizont erweitert werden muß.

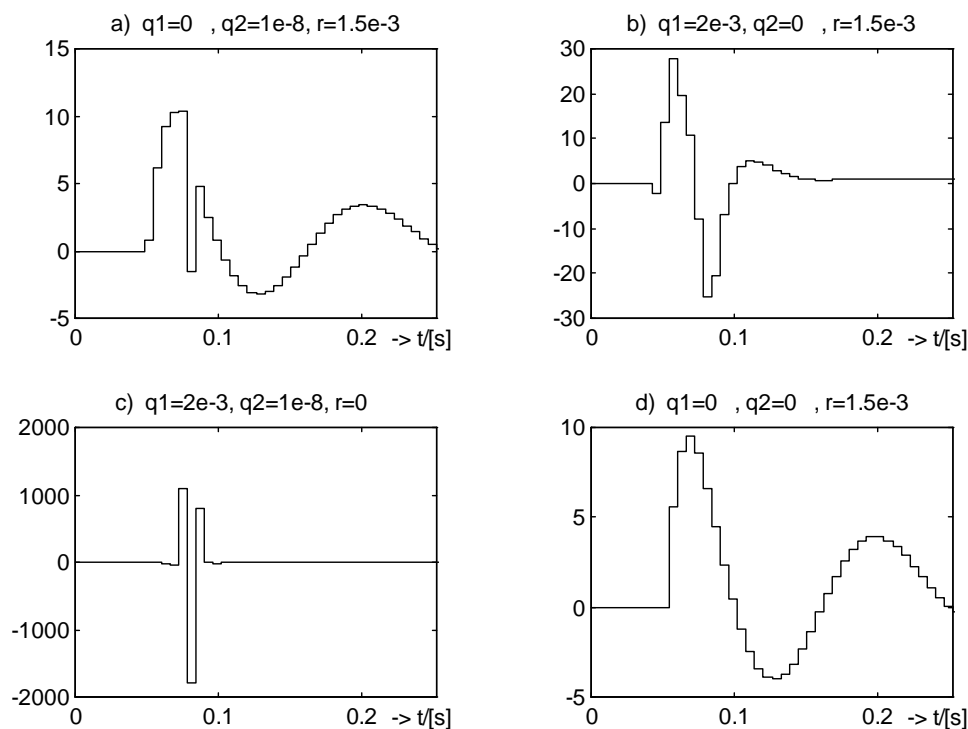
Anhand der gezeigten Wurzelortskurven wurde für  $F_{W15}(s)$  und  $T=6ms$  folgende Entwurfsparameterwahl getroffen:  $q_1=2e-3$ ,  $q_2=1e-8$ ,  $r=1,5e-3$  und  $m=5$ . Für die Wunschstördynamik  $F_{P24}(s)$  und  $T=6ms$ , wurden als Entwurfsparameter  $q_1=1e-3$ ,  $q_2=2,2e-8$ ,  $r=1e-3$  und  $m=5$  gewählt.

### Sonderfälle der Parameterwahl

Einige Sonderfälle für die Festlegung der Entwurfsparameter werden hier betrachtet.

Der Einfluß der abgeleiteten Sollwerte in dem prädiktiven Stellgesetz Gl. 6.8 ist in der Praxis nicht sehr signifikant, weil die Gewichte  $q_1$  und  $q_2$  im Verhältnis zu  $q_0=1$  in der Regel, sehr klein sind. Dies führt zu einem kleinen Einfluß der abgeleiteten Sollverläufe auf die Stellsignalfolge. Die abgeleiteten Sollwerte können allerdings nicht vollständig weggelassen werden, da sie eine Schwingneigung des Stellsignals vorzubeugen [He93].

In Bild 6.15 ist das Stellsignal für Simulationen der Sprungantwort dargestellt, bei denen "Fehlerterme" vom Gütemaß zu Null gesetzt wurden. In Bild 6.27 werden die zugehörigen Lagefehler dargestellt.

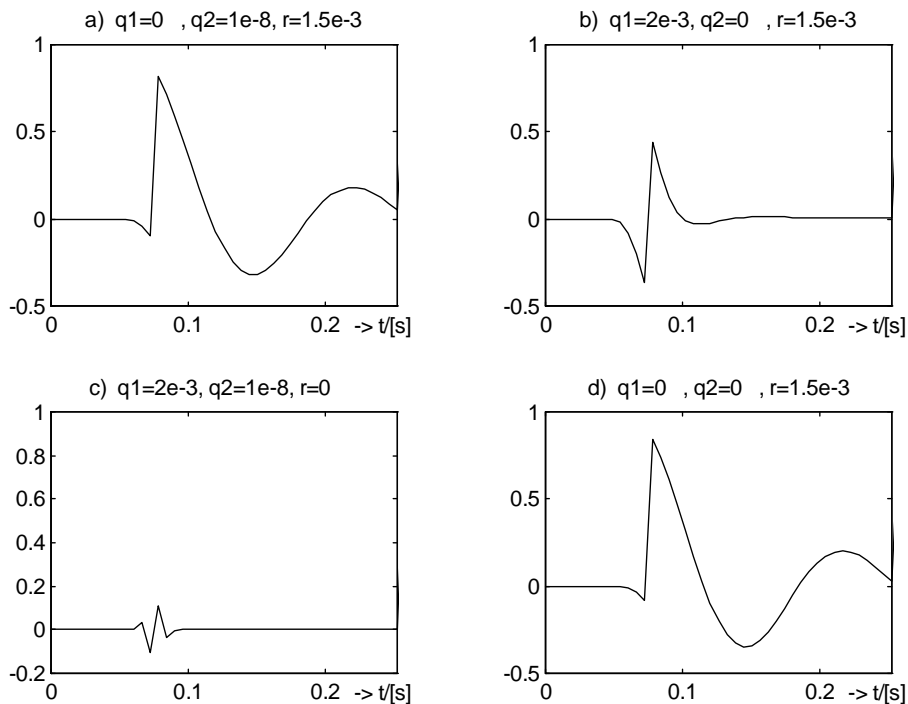


**Bild 6.15** Stellsignal bei Sonderfällen der Fehlergewichte.  
Entwurfsparameter:  $F_{W15}(s), m=5$ .

In Bild 6.15-a ist der Stellsignalverlauf bei Vernachlässigung der Geschwindigkeitswerte abgebildet. Es überlagert sich eine abklingende Schwingung auf das Stellsignal, die im Fehlerverlauf auch erkennbar ist, vgl. Bild 6.16-a. Die Vernachlässigung der Beschleunigungswerte (b) verformt die Stellsignale, hat aber kaum Einfluß auf den Bahnfehler. Ohne Steuerhubbeschränkung wird der Bahnfehler

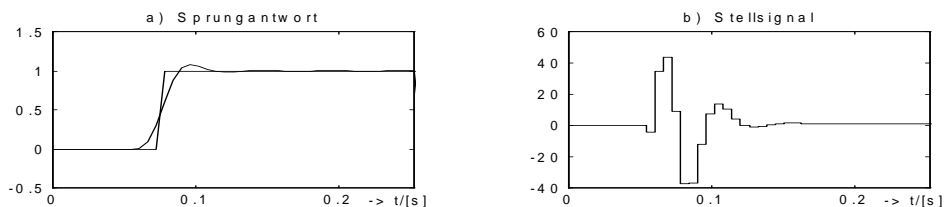


kleiner, aber bei erheblichem Stellsignalaufwand, der für die Anwendung auf realen Strecken nicht zu realisieren ist.



**Bild 6.16** Lagefehler bei Sonderfällen der Fehlergewichte.  
Entwurfsparameter:  $F_{W15}(s), m=5$ .

Der Sonderfall  $q_1=0$  und  $q_2=0$  (d) entspricht dem klassischen prädiktiven Reglerentwurf. Der Einsatz des FMP-Wertes für  $r$  liefert ein sehr schlechtes Ergebnis. Bei einem gezielten Entwurf des klassischen prädiktiven Servoreglers mit dem freien Parameter  $r$ , so daß die Stellsignale dem FMP-Servoregler vergleichbare Amplituden aufweisen, erhält man die Simulationsergebnisse die in Bild 6.17 gezeigt werden.



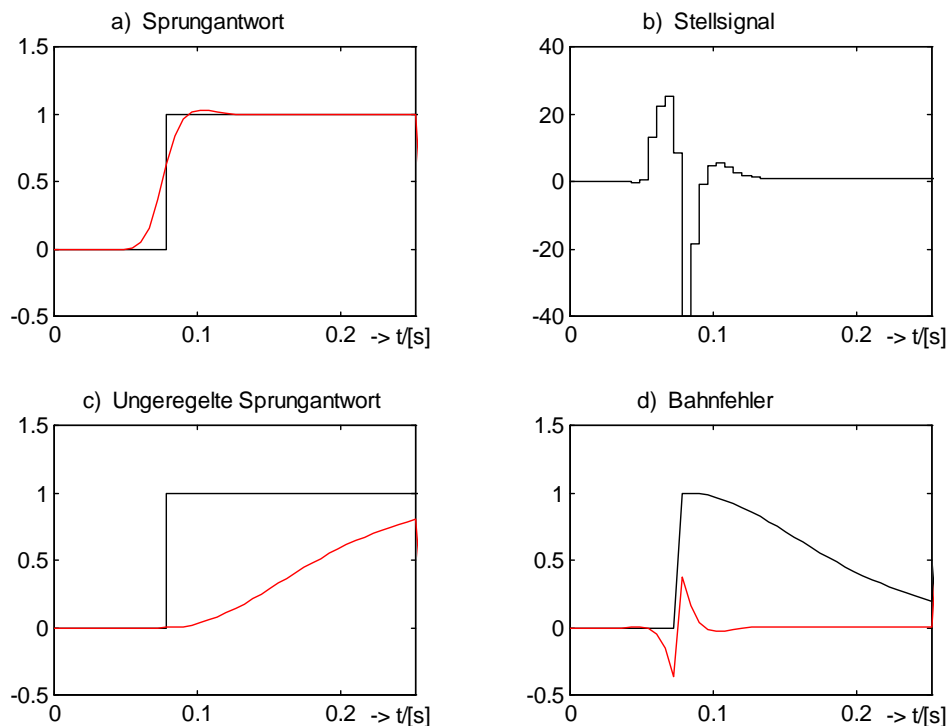
**Bild 6.17** Der klassische prädiktive Servoregler ( $q_1=0, q_2=0$  und  $r=1.5e-5$ )  
Entwurfsparameter:  $F_{W15}(s), m=5$ .

Mit diesem Entwurf sind also relativ kleine Lagefehler für den klassischen prädiktiven Servoregler erzielbar. Kennzeichnend ist allerdings eine schwach gedämpfte Sprungantwort mit Schwingungen die bis zu  $t=0,25s$  noch erkennbar sind.

Dies ist auf die nicht berücksichtigten Geschwindigkeits- und Beschleunigungsfehler des klassischen Entwurfes zurückzuführen.

#### Die Sprungantwort des FMP Servoreglers

Die Simulation der Steuerfolge Gl. 6.8 für eine sprungförmige Änderungen des Sollwertes mit  $F_{W15}(s)$  und die dafür gewählte Festlegung der Entwurfparameter, ist in den folgenden Bildern zu sehen.

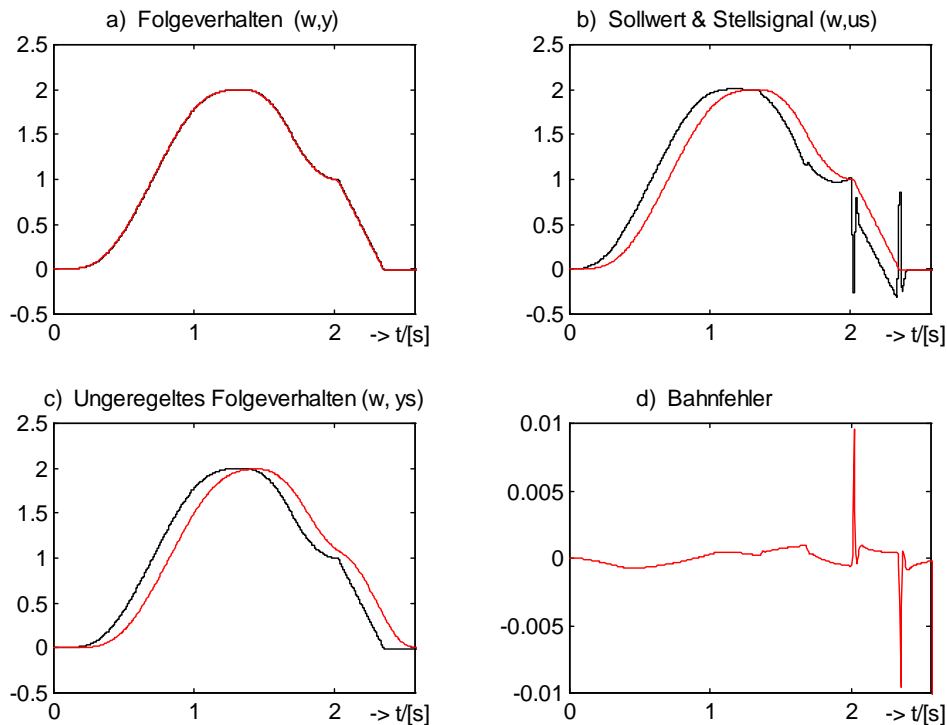


**Bild 6.18** Sprungantwort des FMP prädiktiven Servoreglers (Stellgesetz Gl. 6.8)  
Entwurfparameter:  $F_{W15}(s)$ ,  $q_1=2e-3$ ,  $q_2=1e-8$ ,  $r_3=1,5e-3$ ,  $T=6ms$ ,  $m=5$ .

Anhand der Sprungantwort  $y(t)$ , Bild 6.18-a, können einige wichtige Aspekte des prädiktiven Ansatzes erkannt werden. Zunächst fällt die "akausale" Sprungantwort auf, die durch Einbeziehung zukünftiger Sollwerte zustandekommt. Dadurch "verteilt" sich der Bahnfehler, Bild 6.18-d, etwa gleichmäßig auf Bereiche vor und nach der Sprungstelle. Für eine Festwertregelung wäre ein solches Verhalten unbegründet, aber bei einer Bahnregelung führt die Minimierung des Bahnfehlers zu dem gezeigten Verlauf. Die schnellere Dynamik, im Vergleich mit der Sprungantwort der unregulierten P-T<sub>3</sub>-Strecke, Bild 6.18-c, und das leichte Überschwingen der Regelgröße resultieren aus der Optimierung mit speziell gewählten Fehlergewichten. Für diese Veränderung der Streckendynamik sind sehr hohe Stellsignale erforderlich, wie im Bild 6.18-b gezeigt ist.

### Das Folgeverhalten des FMP Servoreglers

In einer sensorgesteuerten Bahnführung sind Sprünge allerdings eher selten. Deswegen wird zur Bewertung des Folgeverhaltens ein anderer Sollwertverlauf herangezogen, der aus Rampen, Parabeln und Polynomen dritten Grades zusammengesetzt wurde. In Bild 6.19-a ist der Sollwertverlauf und das Streckenausgangssignal bei Einsatz der Steuerfolge zu sehen.



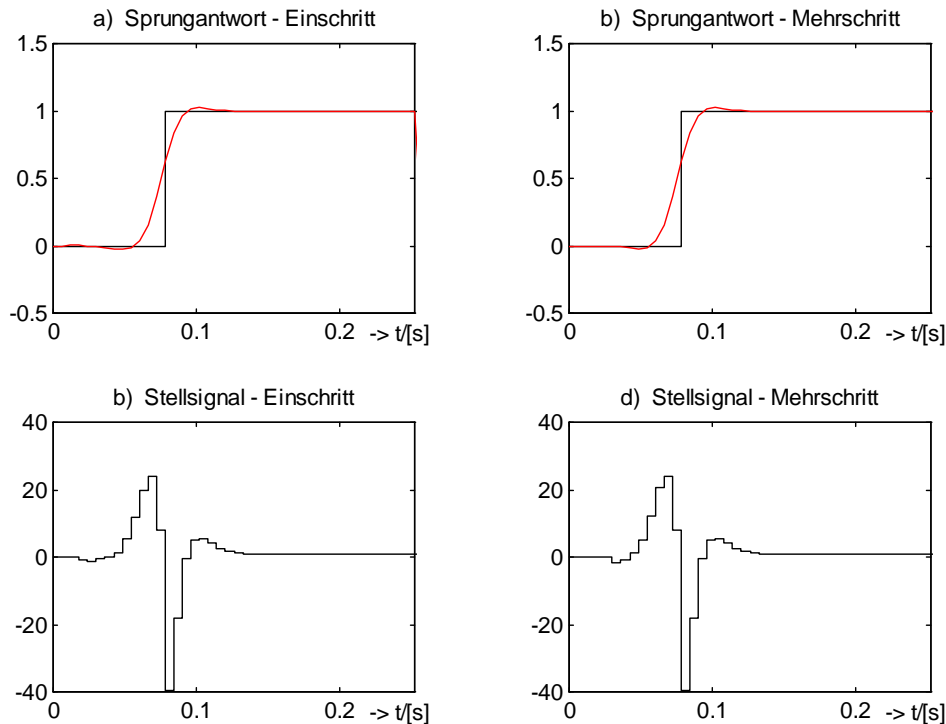
**Bild 6.19** Prädiktiver Servoregler bei Einsatz eines Sollwertprofils:  
Entwurfsparameter:  $F_{W15}(s)$ ,  $q_1=2e-3$ ,  $q_2=1e-8$ ,  $r=1,5e-3$ ,  $m=5$ .

In Bild 6.27-c ist der ungeregelte Verlauf ( $u_s(t)=w(t)$ ) mit einer deutlichen Ausprägung des Schleppfehlers dargestellt. Die berechnete Steuerfolge ist in Bild 6.27-b zu sehen. Der Bahnfehler, im geregelten Fall, ist in Bild 6.19-d zu sehen. An den Anschlußstellen zum Rampenabschnitt kommt es zu größeren Stellsignalen, die trotzdem den Bahnfehler nicht, wie im sonstigen glatten Verlauf, beschränken können.

### 6.3.5.2 Die Wahl der Gleithorizontüberlappung

Um die Auswirkung der Überlappung von Minimierungssegmenten zu untersuchen, können die folgenden Simulationen herangezogen werden.

Bei einem Prädiktionshorizont von 10 Schritten wird in Bild 6.20 der Einschnitt-Gleithorizont mit dem Servoregler, der eine Überlappung von 5 Schritten verwendet, verglichen.



**Bild 6.20** Prädiktiver Servoregler - Überlappung der Minimierungshorizonte.  
 Entwurfparameter:  $F_{P24}(s)$ ,  $q_1=1e-3$ ,  $q_2=2.2e-8$ ,  $r_3=1e-3$ ,  $m=10$ .

Anhand der Sprungantworten und Stellsignalverläufe sind kaum Unterschiede zwischen beiden Varianten festzustellen. Die gezeigten Simulationsverläufe lassen erkennen, daß kaum Unterschiede zwischen den Stellsignalen und Regelgrößen bei dem Einschritt-Gleithorizont und bei der Verwendung einer  $l$ -Werte-Überlappung bestehen. Bei einer  $m$ -Werte-Überlappung sind die Ergebnisse allerdings eher als unbefriedigend einzustufen. Es ist auch festzustellen, daß ein Prädiktionshorizont mit mehr als 5 Werten keine wesentliche Verbesserung bedeutet.

So wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit das Einschritt-Gleithorizont Verfahren ("receding horizon") mit einem Prädiktionshorizont  $m = 5$  eingesetzt.

Die erzielte Bahntreue hängt selbstverständlich von den Entwurfparametern ab. Die erreichbare Bahngenauigkeit wird hauptsächlich durch die verwendete Abtastzeit begrenzt.

### 6.3.5.3 Zur Wahl der Abtastzeit

Die Abtastzeit ist bei einer sensorgesteuerten Bahnführung maßgebend für die erreichbare Bahngenauigkeit.

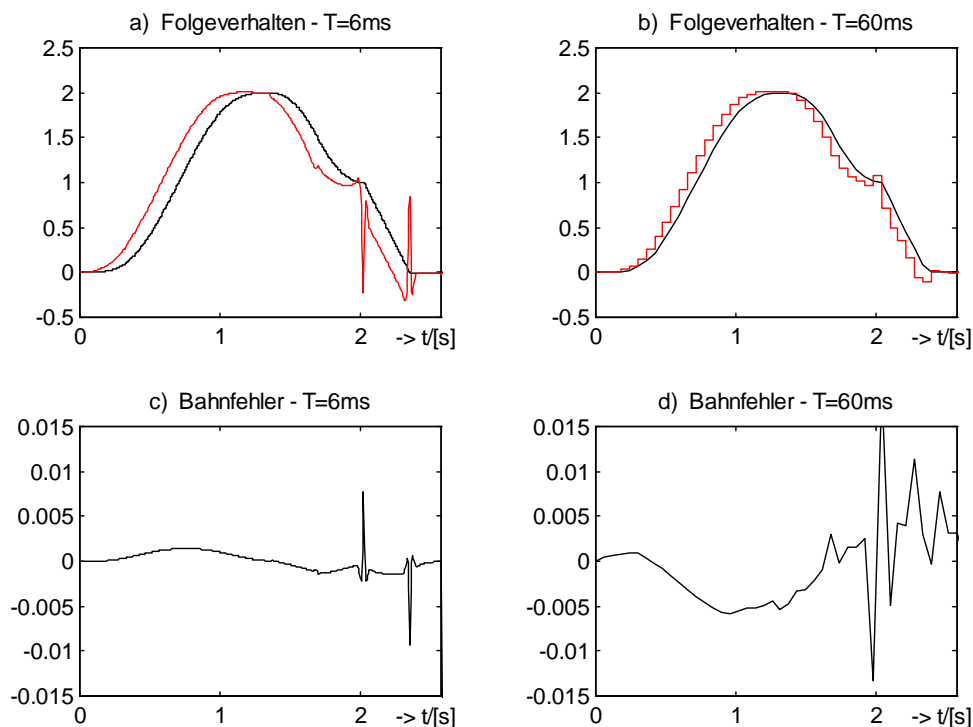
Bei einer zeitdiskreten Vorgabe des Steuersignals  $u_s$  auf einem kontinuierlichen Führungssignalmodell verläuft das Ausgangssignal während einer Abtastzeit gemäß den Anfangsbedingungen und der internen Struktur des Führungssignalmodells. D.h.,

obwohl zu den Abtastzeitpunkten ideales Folgen gegeben sein mag, hat man keinen Einfluß auf den kontinuierlichen Ausgangsverlauf *innerhalb* des Abtastintervalls. Für einen allgemeinen Sollwertverlauf kann das Führungssignalmodell lediglich eine Approximation dessen darstellen, die um so genauer ist, je häufiger der Stelleingriff verändert werden kann.

Während einer Abtastperiode verläuft beim prädiktiven Servoregler der kontinuierliche Streckenausgang gemäß einer P-T<sub>3</sub>-Dynamik. Die Abtastzeit sollte deswegen so gewählt werden, daß mit hinreichender Genauigkeit ein als bandbegrenzt angenommener Sollwertverlauf approximiert werden kann.

In Bild 6.21 sind Simulationsergebnisse für zwei unterschiedliche Abtastzeiten dargestellt. Die Entwurfsparameter mußten neu festgelegt werden. Eine Vereinfachung für den neuen Entwurf kann dabei, falls die Festlegung für eine andere Abtastzeit schon vorliegt, durch eine Zeitnormierung der Gewichtparameter erzielt werden:  $q'_1 = q_1(T^2/T^2)$  und  $q'_2 = q_2(T^4/T^4)$ .

In den Bildern 6.21-a und -b werden prädiktives Steuersignal  $u_s$  und Regelgröße  $y$  dargestellt. Die jeweiligen Bahnfehler sind in den Bildern 6.21-c und -d zu sehen.



**Bild 6.21** Prädiktive Servoregelung - Variation der Abtastzeit,  $F_{W15}(s)$ ,  $m=5$ .

a) und c) mit  $T=6\text{ms}$ ,  $q_1=2\text{e-}3$ ,  $q_2=1\text{e-}8$ ,  $r=1.5\text{e-}3$ ,

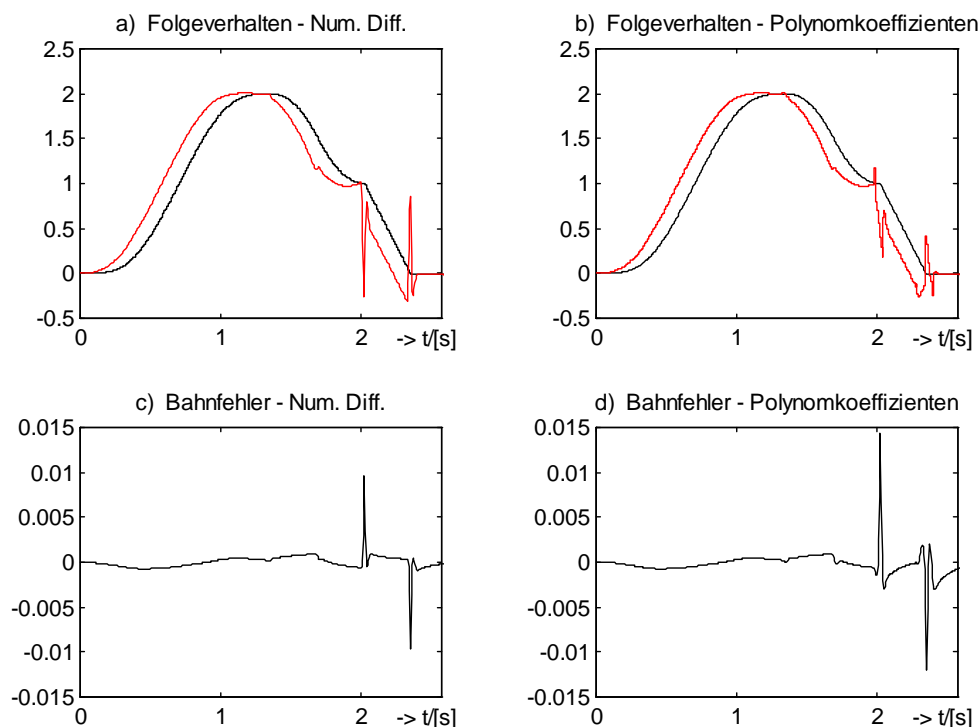
b) und d) mit  $T=60\text{ms}$ ,  $q_1=2\text{e-}1$ ,  $q_2=1\text{e-}4$ ,  $r=1.5\text{e-}3$ .

Das Voreilen des Steuersignals  $u_s$  ist in beiden Fällen gut zu erkennen. Mit der Abtastzeit  $T=60\text{ ms}$  ist der Bahnfehler an einigen Stellen dreimal so groß wie bei  $T=6\text{ ms}$ .

Aus diesen Simulationen ist zu erkennen, daß bei genügend "glatten" Sollwertverläufen die Abtastzeit wesentlich erhöht werden kann, ohne daß sich der Fehler erheblich vergrößert. Bei Erhaltung des Minimierungshorizontes  $m=5$  wird, mit erhöhter Abtastzeit, das Wesentliche des dynamischen Systemverhaltens besser erfaßt. Unstetigkeiten bereiten allerdings auch hier Schwierigkeiten, nicht zuletzt wegen des Abtasttheorems: es geht Sollwertinformation verloren.

### 6.3.6 Folgeverhalten für Sollwertverläufe als Polynomkoeffizienten

Simulationsergebnisse der prädiktiven Bahnführung mit Einbeziehung der Ausgleichspolynomkoeffizienten (Abschnitt 6.3.4.2) sind im Bild 6.22-b und -d zu sehen. Zum Vergleich werden im Bild 6.22-a Regelgröße und Stellsignal bei Einsatz des FMP-Stellgesetzes (Gl. 6.8) mit numerische Differentiation der abgeleiteten Sollwerte.



**Bild 6.22** Prädiktive Bahnführung mit Einbeziehung des Ausgleichspolynoms, Gl. 6.8.  
Entwurfsparameter:  $q_1=2e-3$ ,  $q_2=1e-8$ ,  $r=1.5e-3$ ,  $F_{W15}(s)$ ,  $m=5$ ,  $p=15$ ,  $T=6\text{ms}$ .

Anhand des Bahnfehlers, Bild 6.22-c und -d, ist zu erkennen, daß kaum Unterschiede bestehen zwischen der Verwendung der numerischen Differentiation und der Verwendung der Polynomkoeffizienten von Ausgleichspolynomen. Lediglich

Stellen, die im Sollwertverlauf eine Unstetigkeit in der ersten Ableitung aufweisen, werden bei der Verwendung von Ausgleichspolynomen geglättet.

## 6.4 Prädiktive Bahnregelung von Handhabungssystemen

Die prädiktive Bahnregelung von Handhabungssystemen setzt auf einer unterlagerten Gelenkregelung auf, und ermöglicht durch Berücksichtigung zukünftiger Sollwerte eine wesentliche Steigerung der Bahntreue bei der Ausführung eines Bearbeitungsvorganges.

Gelenkregelkonzepte für hydraulische Handhabungsgeräte wurden im Kapitel 5 vorgestellt. Die Wunschdynamik der Gelenkregelkreise kann aber nicht beliebig schnell gewählt werden, da das zugrundeliegende Modell immer eine Vereinfachung der Realität ist. In der verwendeten Modellbildung werden zum Beispiel Biegeelastizitäten nicht einbezogen.

Eine linearisierte Betrachtung der Biegeelastizitäten in der Modellbildung des Entladekranes liefert zusätzliche Pol-Nullstellenpaare auf der imaginären Achse [Na94]. Falls die Wunschdynamik der Achsregelung im Bereich der Eigenwerte der Biegeschwingungen liegen würde, müßte die nichtlineare Gelenkregelung überarbeitet werden. Der Aufwand lohnt sich hier jedoch nicht, weil eine Trennung von Führungs- und Störverhalten möglich ist. Auf diese Weise kann, wie bereits gezeigt, durch den Einsatz eines Servoreglers das Folgeverhalten von Handhabungssystemen wesentlich verbessert werden.

Falls die Solltrajektorie eines Bearbeitungsvorganges bekannt ist, kann eine prädiktive Servoregelung ohne Einschränkungen bezüglich des Minimierungshorizontes eingesetzt werden. In einer sensorgesteuerten Bahnführung wird der Minimierungshorizont durch das Sichtfeld des Sensors und die geforderte Bahngeschwindigkeit festgelegt.

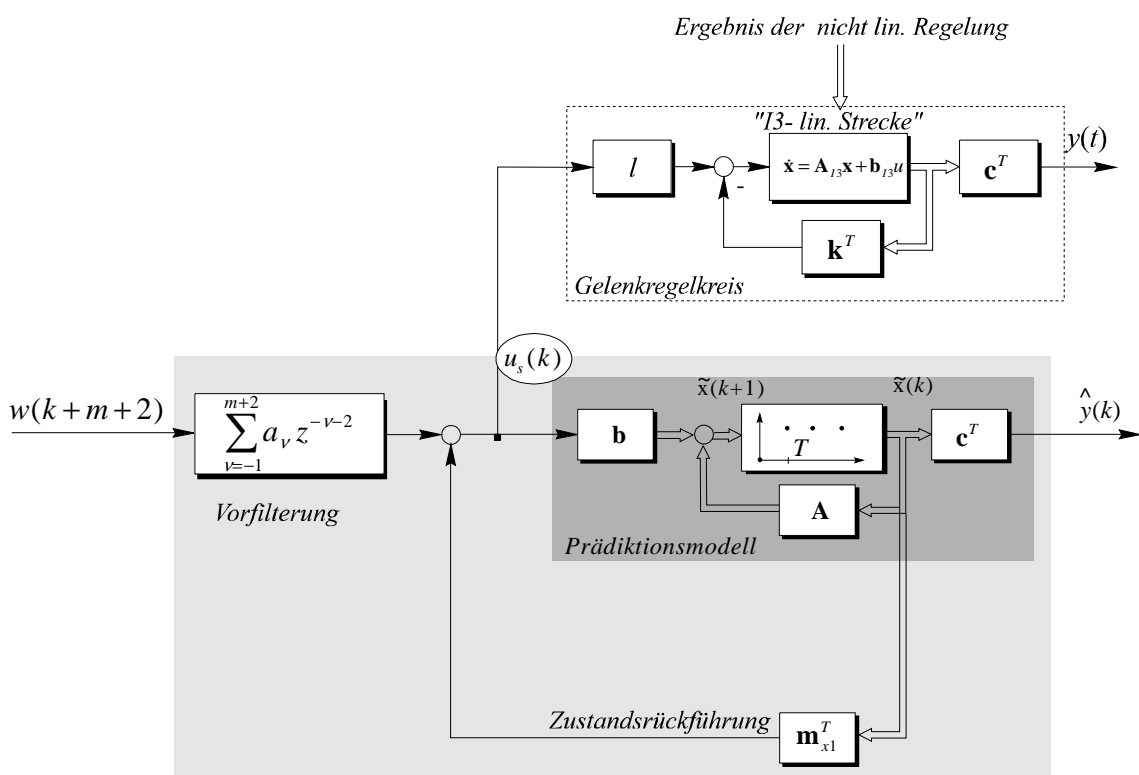
### 6.4.1 Anwendung der FMP-Servoregelung auf sensorgeführte Handhabungssysteme

Die prädiktive Servoregelung mit Separation von Führungs- und Störverhalten kann für jede linearisierte und entkoppelte Achse eines Handhabungssystems gemäß Bild 6.23 eingesetzt werden. Ein kleiner Minimierungshorizont ( $m < 10$ ) charakterisiert dabei den Einsatz für die sensorgesteuerte Bahnführung von Handhabungssystemen.

Die Gelenkregelung wird hier für das Störverhalten so ausgelegt, daß das vereinfachte nichtlineare Streckenmodell für die unterlagerte nichtlineare Regelung mit

ausreichender Genauigkeit noch gültig ist, vgl. Kap. 5. Dieses gewährleistet eine asymptotisch stabile Gelenkregelung [Er95]. Stochastische Störeingriffe klingen also mit dieser Dynamik ab. Stationäre Störeingriffe verursachen allerdings, mangels I-Anteil in der P-T<sub>3</sub>-Wunschstördynamik, eine bleibende Regelabweichung.

Das Führungsverhalten kann durch eine Steuerung festgelegt werden, und ermöglicht so eine viel schnellere Dynamik, d.h. schnelleres Abbauen von Sollwertabweichungen, als es mit der Gelenkregelung möglich wäre. Das lineare Modell der Gelenkregelstrecke, das zur Berechnung der Steuerung herangezogen wird, ist immer stabil. So können die Pole des Prädiktionsmodells beliebig (nur durch die Rechengenauigkeit und die gewählte Abtastzeit beschränkt) verschoben werden.



**Bild 6.23** Prädiktive Bahnregelung je Achse des Handhabungssystems.

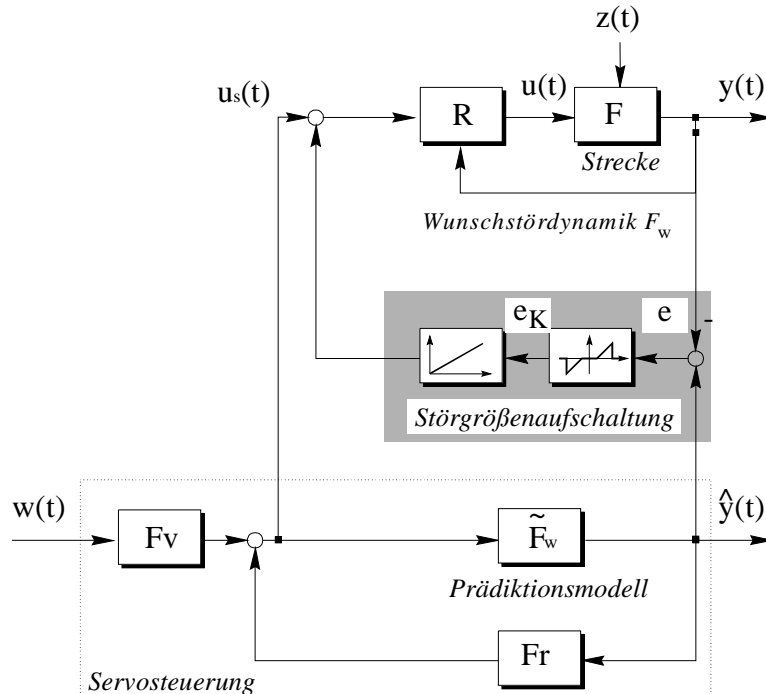
Dieser Ansatz zur Bahnregelung ist selbstverständlich nicht auf Handhabungssysteme beschränkt. Er läßt sich unmittelbar für andere dynamische Systeme, bei denen eine hohe Bahntreue gefordert wird, übertragen.

### 6.4.2 Nichtlineare Störgrößenaufschaltung für hydraulische Antriebe

Wegen der Haftreibung wird in der Regel die Gelenkregelung von hydraulisch angetriebenen Handhabungssystemen ohne I-Anteil realisiert. Dies hat aber zur Folge, daß Variationen in den Streckenparametern bzw. Modellungenauigkeiten oder stationäre Störeinwirkungen zu bleibenden Regelabweichungen führen.



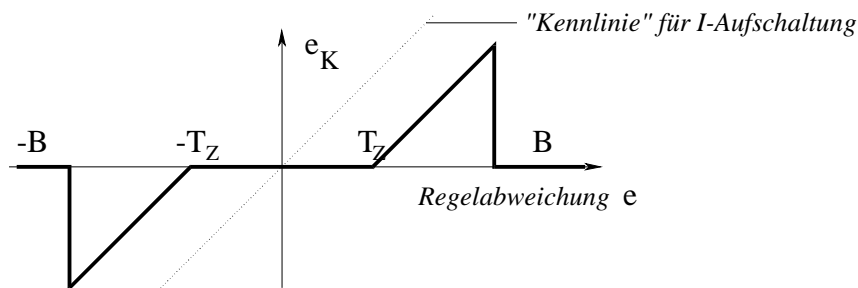
In solchen Fällen kann das Folgeverhalten verbessert werden, wenn der Störregelkreis durch eine I-Störgrößenaufschaltung mit nichtlinearer Kennlinie ergänzt wird, siehe Bild 6.24.



**Bild 6.24** Zur Folgeverbesserung mittels Störgrößenaufschaltung.

Die Strecke wird so bei Regelabweichungen  $e = \hat{y} - y$ , die in einem vorgegebenen Toleranzband liegen, dem Prädiktionsmodell stationär nachgeführt. Von entscheidender Bedeutung ist dabei, daß diese Nachführung keinen Einfluß auf die Führungsdynamik hat, weil sie im störungsfreien Fall unwirksam ist [Wu94].

Die vorgeschlagene nichtlineare Kennlinie für die Integration der Regelabweichung besteht aus einer toten Zone und einer Begrenzung, vgl. Bild 6.25.



**Bild 6.25** Nichtlineare Kennlinie für die Integration der Regelabweichung.

Durch die tote Zone in der Kennlinie werden Grenzyklen bei kleinen Regelabweichungen ( $-T_Z < e < T_Z$ ) vermieden. Zur Vermeidung sehr großer Stellsignale wird nach Bedarf die Integration durch die Begrenzung ( $-B < e < B$ )

angehalten. Im normalen Verkehrsbetrieb wird diese Begrenzung nicht aktiv. Sie ist aber während des Anfahrvorganges wichtig, wo die Gelenkwinkelgeber noch keine Nullung erfahren haben.

## 6.5 Diskussion

Nachdem der prädiktive Servoregler für Handhabungssysteme mit Separation von Stör- und Führungsverhalten in Abschnitt 6.3 dargestellt und die Anwendung zur Bahnführung von Handhabungssystemen in Abschnitt 6.4 skizziert wurde, ist eine Diskussion der Vorzüge bzw. Unterschiede gegenüber anderen Verfahren angebracht.

Zunächst wird gezeigt, daß der entwickelte Regler einem Riccati-Regler mit gleitendem Horizont äquivalent ist.

### 6.5.1 Der Gleitende-Horizont-Riccati-Regler

Für eine sensorgesteuerte Bahnführung kann ein Riccati-Entwurf nur mit einem begrenzten Minimierungshorizont durchgeführt werden. Die Grenzen für das Gütemaß Gl. 6.1 müssen also auf das Sichtfeld des Sensorsystems angepaßt werden:

$$J = \sum_{k=i+1}^{i+m} (\mathbf{w}(k) - \mathbf{x}(k))^T \mathbf{Q}(k) (\mathbf{w}(k) - \mathbf{x}(k)) + u^T(k-1) R(k) u(k-1), \quad (6.37)$$

wobei  $i$  den aktuellen Zeitpunkt und  $m$  die "Sichttiefe" des Sensors bezeichnet.

Für die P-T<sub>3</sub>-Strecke, Gl. 6.5, und die Meßgrößen  $y(k) = x_1(k) = [1 \ 0 \ 0] \mathbf{x}(k)$ ,  $\dot{y}(k) = x_2(k) = [0 \ 1 \ 0] \mathbf{x}(k)$  sowie  $\ddot{y}(k) = x_3(k) = [0 \ 0 \ 1] \mathbf{x}(k)$  kann die Äquivalenz dieses Gütemaßes mit dem Gütemaß der hier verwendeten prädiktiven Bahnregelung

$$J = \sum_{k=i+1}^{i+m} (w(k) - x_1(k))^T (w(k) - x_1(k)) + q_1 (\dot{w}(k) - x_2(k))^T (\dot{w}(k) - x_2(k)) + q_2 (\ddot{w}(k) - x_3(k))^T (\ddot{w}(k) - x_3(k)) + ru^T(k-1)u(k-1) \quad (6.38)$$

anhand folgender Riccati-Gewichtsmatrizen gezeigt werden:

$$\mathbf{Q}(k) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & q_1 & 0 \\ 0 & 0 & q_2 \end{bmatrix}, \quad R(k) = r. \quad (6.39)$$

Wenn in beiden Entwürfen also das gleiche Gütemaß verwendet werden kann, ist zu erwarten, daß identische Ergebnisse resultieren. Das trifft tatsächlich zu, die beiden

Ansätze unterscheiden sich nur im Lösungsweg [Re95]. Beim Riccati-Entwurf werden die linearen zeitvarianten Reglerkoeffizienten durch die (Rückwärts-) Lösung der Matrix-Riccati-Differentialgleichung, bzw. im Zeitdiskreten der Matrix-Riccati-Differenzgleichung berechnet [Fö85, AM89]. Bei der Berechnung des prädiktiven Servoreglers, Abschn. 6.3.2, resultiert ein lineares Gleichungssystem, Gl. 6.15, dessen Lösung die linearen zeitvarianten Reglerkoeffizienten liefert. Diese zweite Variante weist Vorteile bezüglich der numerischen Genauigkeit auf, bei einer rekursiven Lösung der Riccati-Gleichung mit begrenzter Wortlänge akkumulieren sich Fehler derart, daß das Ergebnis unter Umständen unbrauchbar wird [Re95].

Die klassische Lösung des linear quadratisch optimalen Reglers über die Riccati-Gleichung wurde aus historischen Gründen von der zeitkontinuierlichen Lösung übernommen. Im Zeitkontinuierlichen kann kein zum diskreten Fall äquivalentes Gleichungssystem aufgebaut werden. Im Zeitdiskreten ist aber, wie im Abschn. 6.3.2 gezeigt, ein zweiter Lösungsweg möglich.

Beim Riccati-Entwurf werden zwei Sonderfälle häufig eingesetzt [Fö85]: Die algebraische Lösung der Riccati-Gleichung für  $T \rightarrow \infty$  und der wiederholte Einsatz der ersten Lösung (Einschritt-Überlappung). Die zweite Möglichkeit bringt für eine Servoregelung, wie im Abschnitt 6.3.3 gezeigt, die besten Ergebnisse. Der entworfene prädiktive Regler kann also als ein Einschritt-Gleitender-Horizont-Riccati-Regler für einen begrenzten Minimierungshorizont betrachtet werden.

### **6.5.2 Der FMP-Servoregler als praxisnahe Realisierung des Idealen Folgens**

Die Erzeugung des prädiktiven Stellsignals  $u_s(k)$ , laut Gl. 6.8, kann als Berechnungsvorschrift für das Eingangssignal eines P-T<sub>3</sub>-Führungssignalmodells angesehen werden. Dem Ausgangssignalverlauf dieses Modells kann so ideal gefolgt werden. Dieses Signal stellt aber, bei allgemeinen Meßsignalen einer sensorgesteuerten Bahnführung, eine Approximation der tatsächlichen Solltrajektorie dar. Der prädiktive Servoregler ist ein digitales Filter, welches nach einem vorgegebenen Gütemaß im Zeitbereich eine Approximation des Führungssignals  $u_f(k)$  darstellt, vgl. Abschnitt 6.2.2.

Falls Ausgleichspolynomkoeffizienten eingesetzt werden, Gl. 6.8, kann die Äquivalenz des prädiktiven Bahnreglers zu einem I<sub>3</sub>-Führungssignalmodell gezeigt werden, wobei das Signal  $u_s(k)$  während der Gültigkeit eines Ausgleichpolynoms einen konstanten Wert annimmt [Sk95].

### 6.5.3 Die Handhabung von Begrenzungen

Prädiktive Regelverfahren können auch für Systeme mit Begrenzungen relativ einfach entworfen werden [So92]. Dabei können sowohl Stellsignalbegrenzungen als auch Zustandsbegrenzungen berücksichtigt werden.

Für die Bearbeitungsvorgänge, die in dieser Arbeit behandelt werden - "Continuous Path" -, sind Begrenzungen allerdings in der Bahnplanung zu berücksichtigen. Ein Bewegungsablauf, der Grenzsituationen einbezieht, wird durch die Bahnplanung nicht zugelassen, damit in allen Bearbeitungsphasen noch Spielraum für die Störbekämpfung vorhanden ist.

Extreme Stellsignale sind hauptsächlich in zeitoptimalen Punkt-zu-Punkt-Bewegungen von Handhabungssystemen von Bedeutung [Ol89]. Dies wird durch das Maximum Prinzip von Pontrjagin [Fö85] begründet, das für die Lösung von zeitoptimalen Bewegungsabläufen Umschaltzeitpunkte der maximal zulässigen Stellsignale vorsieht.

Mit dem FMP-Servoregler können die Stellsignale auch begrenzt werden. Es wird eine sogenannte "weiche" Begrenzung [SM72] des Steuerhubes durch die Wahl der Gewichtsmatrizen erreicht. Die Gewichtsmatrizen müssen so gewählt werden, daß der geplante Spielraum für Störbekämpfung der Bahnplanung durch die prädiktive Bahnregelung nicht überschritten wird.

### 6.5.4 Vorzüge des FMP-Servoreglers gegenüber konventionellen prädiktiven Verfahren

Der führungmodellgestützte prädiktive Servoregler stellt durch die Einbeziehung eines Führungssignalmodells eine Erweiterung der konventionellen prädiktiven Verfahren dar. Der FMP-Servoregler wird an dieser Stelle mit dem "Unified Predictive Controller"-UPC verglichen, weil dieser sich den Anspruch stellt eine Verallgemeinerung vieler prädiktiver Regelverfahren zu sein [So92].

In [So92] wird zur Herleitung des "Unified Predictive Controller" ein Gütemaß verwendet, welches Filterpolynome  $P(q^{-1})$  für den Verlauf  $y(t)$  vorsieht, siehe Abschnitt 6.2.3. Die Notwendigkeit von  $P(q^{-1})$  beim Entwurf eines prädiktiven Reglers kann anhand des einfacheren Gütemaßes Gl. 6.8, leicht verifiziert werden. Die Verwendung dieses Gütemaßes für den Reglerentwurf liefert als Berechnungsvorschrift für das Stellsignal die Inverse der Übertragungsfunktion der Strecke. Diese ist für diskrete Systeme ab 3. Ordnung bei üblicher Abtastzeitwahl wegen der Nullstellen außerhalb des Einheitskreises instabil [Ob89].

Die hier verwendete Einbeziehung der Ableitungen von  $w(t)$  und  $y(t)$  kann auch als Sonderfall von differenzierenden Filterpolynomen betrachtet werden. Eine Filterung von  $w(t)$  ist in [So92] allerdings nicht vorgesehen. Dort wird das Filterpolynom  $P(q^{-1})$  für  $y(t)$  eingeführt, um die Stabilität des Regelkreises zu gewährleisten. In den meisten dort vorgestellten Beispielen wird kein Polynom, oder ein Polynom erster Ordnung verwendet. Weil  $w, \dot{w}, \dots$  und  $w^{\partial t}$  in die Betrachtung eingehen, impliziert das hier verwendete Gütemaß Gl. 6.8, daß ein Führungssignalmodell  $n$ -ter Ordnung zugrundeliegt.

Von großer Relevanz zur sensorgesteuerten Bahnführung ist auch die Separation von Führungs- und Störverhalten. Mit diesem Ansatz kann das Servoproblem mit der linearen Systemtheorie behandelt werden.

Durch die Separation von Stör- und Führungsverhalten, wie sie in dieser Arbeit vorgeschlagen wird, sollten sämtliche nichtlinearen Systemkenntnisse, seien sie aus der Modellbildung oder aus einer Identifikation gewonnen, in der exakt linearisierenden Störregelung eingesetzt werden. Mit der eingestellten Wunschstördynamik werden Störeingriffe abklingen. Das Führungsverhalten der resultierenden linear entkoppelten Gelenkregelkreise kann anschließend durch den entworfenen linearen prädiktiven Eingrößen-Servoregler optimiert werden.

Bahnfehler, die aufgrund von Modellungenauigkeiten und Störeingriffen, die durch die Gelenkregelung nicht abgefangen werden, können auch nicht durch die überlagerte prädiktive Bahnregelung vermindert werden. Der Stördynamik sind physikalische Grenzen gesetzt, weil Störeingriffe im Gegensatz zum Sollwertverlauf nicht a priori bekannt sind.

Weil das hier verwendete Konzept zur prädiktiven Regelung ein exakt bekanntes, störungsfreies Modell vorsieht, erübrigt sich ein Vergleich mit den vielen prädiktiven Verfahren, die in der Literatur für die Regelung nichtlinearer Strecken vorgeschlagen werden. Für das lineare Prädiktionsmodell (auf das keine Störeingriffe wirken) ist der prädiktive Servoregler im Sinne des Gütemaßes optimal und kann durch zusätzliche Maßnahmen nicht "verbessert" werden.

Im nächsten Kapitel werden Versuchsaufbau und Meßergebnisse vorgestellt, die zur Verifikation der entwickelten Verfahren zur sensorgesteuerten Bahnführung dienen.

## **7 Experimentelle Verifikation der Verfahren**

Zum Abschluß dieser Arbeit soll in diesem Kapitel die Anwendung der theoretisch entwickelten und am Rechner simulierten Verfahren für die sensorgesteuerte Bahnführung auf einem Handhabungssystem beschrieben werden. Der Realbetrieb kann in den Ingenieurwissenschaften als die entscheidende "Bewährungsprobe" angesehen werden. Dort zeigt es sich, ob alle für den Bearbeitungsvorgang relevanten Systemkomponenten zweckmäßig berücksichtigt worden sind.

Für diese experimentelle Verifikation der Verfahren wurde der Versuchsaufbau "hydraulischer Roboter" des Instituts für Regelungstechnik [Er95] mit einer CCD-("Charge Coupled Device")-Kamera als Kontursensor ausgestattet. Weil der verwendete Versuchsaufbau relativ komplex ist, wurde folgende Vorgehensweise zur Verifikation der Verfahren angesetzt:

### **Vorgehensweise zur Verifikation der Verfahren**

- 1- Simulation in einer benutzerfreundlichen Umgebung, (MATLAB, SIMULINK),
- 2- Simulation in der Trägersprache der Zielhardware (C,C++),
- 3 - "Hardware-in-the-loop"-Simulation,
- 4- Portierung der Verfahren auf die Zielhardware: Signalprozessorsystem.
- 5- Überarbeitung, bzw. Anpassungen für den Echtzeit-Betrieb.

In einer Anfangsphase wurden die Verfahren in der MATLAB-Umgebung [ML93] programmiert (Schritt 1). Mit dieser Arbeitsumgebung konnten etliche Parameter-Studien durchgeführt werden, die zur systematischen Festlegung der Freiheitsgrade der

einzelnen Verfahren dienen. Die rechnergestützte Überprüfung der Verfahren auf Grund von Simulationsergebnissen ist, verglichen mit anderen Testmöglichkeiten, wie z.B. Prototypen, sehr effizient und benutzerfreundlich.

In Anbetracht der zu verwendenden Zielhardware (Signalprozessoren in Assembler- und C-programmierbar) wurden danach die wichtigsten Verfahren für handelsübliche PCs in Borland-C++ implementiert (Schritt 2). Dabei wurde eine C-Simulationsumgebung geschaffen, die es ermöglichte, Teile der Hardware Schritt für Schritt einzubinden (Schritt 3). Diese Simulationstechnik wird in der Literatur als "Hardware in the loop" bezeichnet [TB90]. Auf diese Weise konnten einzelne Algorithmen (C-Module) mit simulierten Daten - also vom Rechner erzeugt- oder mit den realen Streckensignalen getestet werden.

Die Portierung der Verfahren auf die Signalprozessoren (Schritt 4), konnte wegen der Verwendung der gleichen Trägersprache (C) wie in den letztgenannten Simulationen schnell vonstatten gehen. Dabei kamen in der letzten Implementierungsphase die Echtzeitanforderungen zum Tragen, und einige Überarbeitungsschritte waren nötig (Schritt 5).

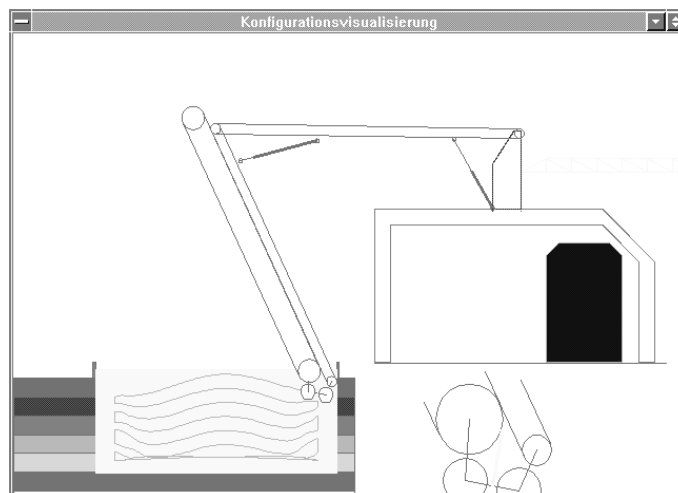
## **7.1 Simulationsprogramme**

Zur Überprüfung der Verfahren wurden einige Simulationsprogramme erstellt. Beispielfhaft werden drei Simulationsumgebungen kurz vorgestellt.

### **7.1.1 Simulation des Entladevorganges**

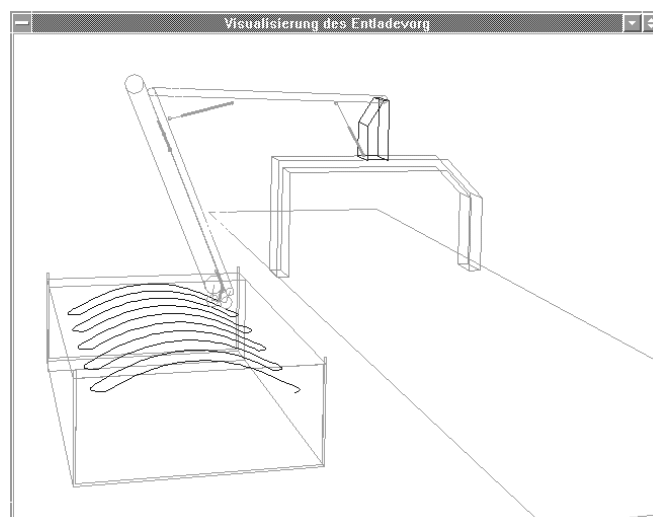
Zur Unterstützung beim Entwurf der Schüttgutentladebahn wurden zwei Programme zur Visualisierung des Entladevorganges erstellt.

In Bild 7.1 ist die Benutzeroberfläche zur Visualisierung der Konfigurationen des Schüttgutentladlers zu sehen. Der Förderkopf wird gesondert vergrößert. Die Handpunkttrajektorie kann in Form einer Datei oder über Maus und Pfeiltasten eingegeben werden. Mit Hilfe dieser Visualisierung konnten die kritischen Stellen der Entladebahn, vgl. Kap. 4, aufgedeckt werden.



**Bild 7.1** Visualisierung des Förderkopfes des Schüttgutentladers.

Für die Visualisierung des Entladevorganges wurde folgende graphische Oberfläche realisiert, Bild 7.2.



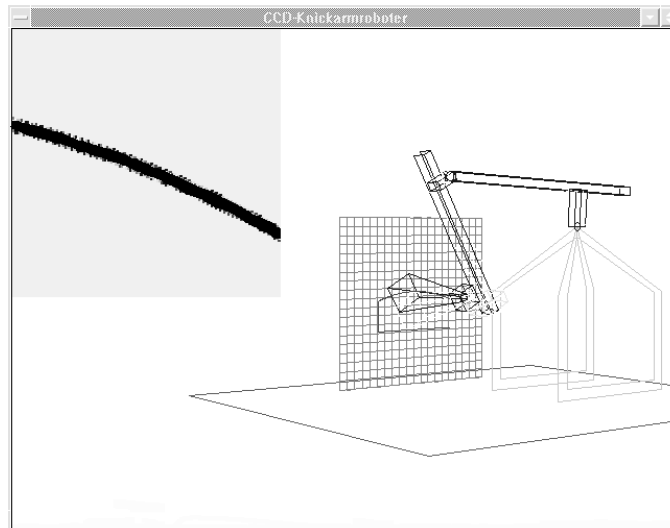
**Bild 7.2** Visualisierung der Entladetrajektorien des Schüttgutentladers.

Die Entladetrajektorie wird aus einer Datei gelesen. Während der Animation können verschiedene Sichtperspektiven gewählt werden. Die aufzubringenden Kräfte der hydraulischen Zylinder können dabei, gemäß Modellbildung im Anhang B, aufgezeichnet werden. Mit diesem Werkzeug kann die Entladestrategie optimiert werden oder es kann erkannt werden, daß eine neue Dimensionierung der Antriebe bzw. der Armlängen des Entladers erforderlich ist.



### 7.1.2 Simulation des kamerageführten Knickarmroboters

Für die Entwicklung der Laborversuche wurde eine Simulationsumgebung des kamerageführten Knickarmroboters geschaffen, wobei Teile der Hardware schrittweise einbezogen werden können ("Hardware in the loop"). Bild 7.3 zeigt die Visualisierung des Knickarmroboters beim Abfahren einer Kontur, die sich an der Konturtafel befindet.

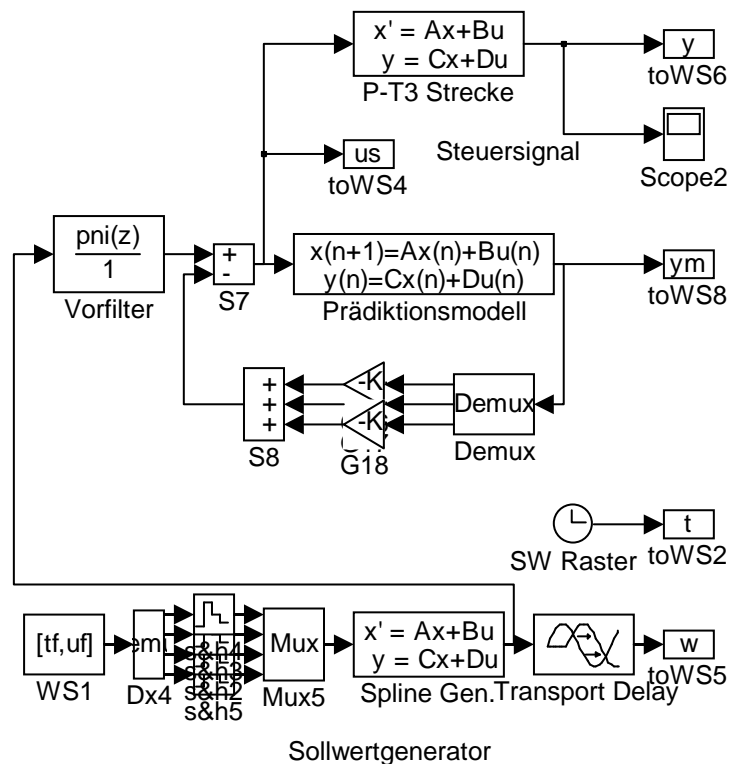


**Bild 7.3** Visualisierung des kamerageführten Knickarmroboters.

Im linken oberen Bildschirmrand wird das Sichtfeld der Kamera dargestellt, wo ein Abschnitt der Solltrajektorie zu erkennen ist. An dieser Stelle können auch Bilder, die von der Kamera kommen, eingeblendet werden. Obwohl die Kamera bis zu 1000 Bilder/s liefert, können auf dem Bildschirm des PCs allerdings nur einige Bilder/s aktualisiert werden. Die Bilddarstellung hat sich als sehr hilfreich für die oft mühsame Fehlersuche während der Programmentwicklung erwiesen.

### 7.1.3 Simulation des FMP-Servoreglers

Für die Simulation der prädiktiven Servoregler wurde MATLAB mit SIMULINK eingesetzt. In der SIMULINK-Umgebung konnten die dynamischen Simulationen der Verfahren graphisch und benutzerfreundlich aufgebaut werden. Die erstellte Simulation der prädiktiven Bahnregelung wird in Bild 7.4 gezeigt.



**Bild 7.4** SIMULINK-Implementierung des FMP-Servoreglers.

Ein *Sollwertgenerator*, der auf einem  $I_3$ -Führungssignalmodell basiert, stellt die Sollwerte bereit. Die Signale vor einem Verzögerungsglied konnten als zukünftige Sollwerte angesehen werden.

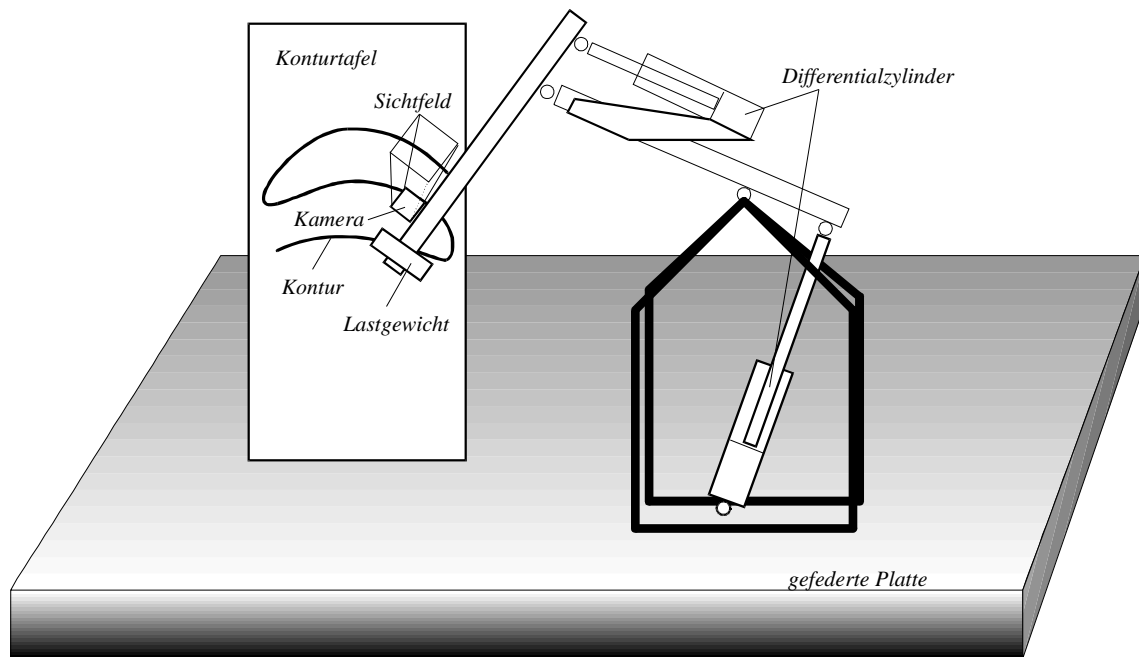
Der *prädiktive Regler* wird durch einen Vorwärts- und einen Rückführregler implementiert. Der Vorwärtsregler ist als FIR-Filter realisiert worden. Der Rückführregler führt die Zustandsgrößen, die durch das Streckenmodell bereitgestellt werden, zurück.

Die Simulation der kontinuierlichen  $P-T_3$ -*Strecke* wird mit dem Integrationsverfahren Runge-Kutta 4/5 mit Schrittweitensteuerung [ML93] durchgeführt.

## 7.2 Versuchsaufbau

Am Versuchsaufbau des IRT kann das Verhalten der beiden Hauptarme des Entladekranes mit gewissen, laborbedingten Beschränkungen untersucht werden, vgl. Kap. 3. Die Ultraschallsensoren, die beim Entladevorgang zur Erkennung der Oberflächen dienen, werden durch die CCD-Kamera ersetzt, welche Querschnitte der

geplanten Entladeschichten als gedruckte Kontur auf einer parallel zur Bewegungsebene angebrachten Tafel (im folgenden Konturtafel genannt) erfaßt. Variable Last beim Entladen kann durch unterschiedliche Gewichte am Handpunkt des Roboters nachgebildet werden. Die wesentlichen Teile der mechanischen Versuchsanordnung sind in Bild 7.5 abgebildet.



**Bild 7.5** Versuchsanordnung hydraulischer Roboter mit CCD-Kamera

Die für die Ausführung der Handhabungsaufgabe benötigten Drehmomente werden durch serv Ventilgesteuerte Differentialzylinder bereitgestellt. Ein hydraulisches Aggregat liefert dafür bis zu 140 bar Versorgungsdruck. Um die Geräuschentwicklung zu dämmen, wurde der Versuch auf einer vier Tonnen schweren gefederten Platte montiert.

Die CCD-Kamera am Handpunkt des hydraulischen Roboters kann im Zusammenhang mit zwei Aufgabenbereichen Anwendung finden. Als Lagesensor für biegeelastische Handhabungssysteme und als Bahnerfasser für die sensorgeführte Konturverfolgung. Mit Hilfe eines Referenzgitters kann die Position des Handpunktes exakt erfaßt werden [Ka93, Fi94], und so läßt sich mit der Kenntnis der Gelenkwinkelwerte aus den Inkrementalwinkelgebern auf die vorhandene Durchbiegung zurückschließen. Auf diese Weise werden die benötigten Meßsignale bereitgestellt, die für die Implementierung einer Gelenkregelung für biegeelastische Handhabungssysteme, wie z.B. die modifizierte Regelung der höchsten Ableitung [Er95], benötigt werden.

Als Bahnerfasser kann die CCD-Kamera zweidimensionale Trajektorien erfassen, die parallel zur Arbeitsebene des Roboters angebracht sind. Im Labor wurden für diesen Zweck schwarz auf weiß lasergedruckte<sup>6</sup> Trajektorien an einer Tafel angebracht. Um eine gute Auflösung und Rauschunempfindlichkeit zu erreichen, wird die Grenze zwischen dem weißen Hintergrund und dem schwarzen gedruckten Verlauf als die zu verfolgende Kontur verwendet. Der gedruckte Verlauf stellt eine optimierte Trajektorie für den stetigen Schüttgutentlader dar. Die zweidimensionale Beschränkung des Arbeitsbereiches bedeutet eine wesentliche Vereinfachung, weil so nur 2-D-Informationen vom optischen System in Echtzeit ausgewertet werden müssen.

Für die Gelenkregelung ist der Roboter mit Drucksensoren und Inkrementalwinkelgebern ausgestattet. Über D/A-Umsetzer werden die berechneten Stellsignale der Servoventilen übergeben.

### 7.2.1 Multiprozessorsystem für die Echtzeitregelung

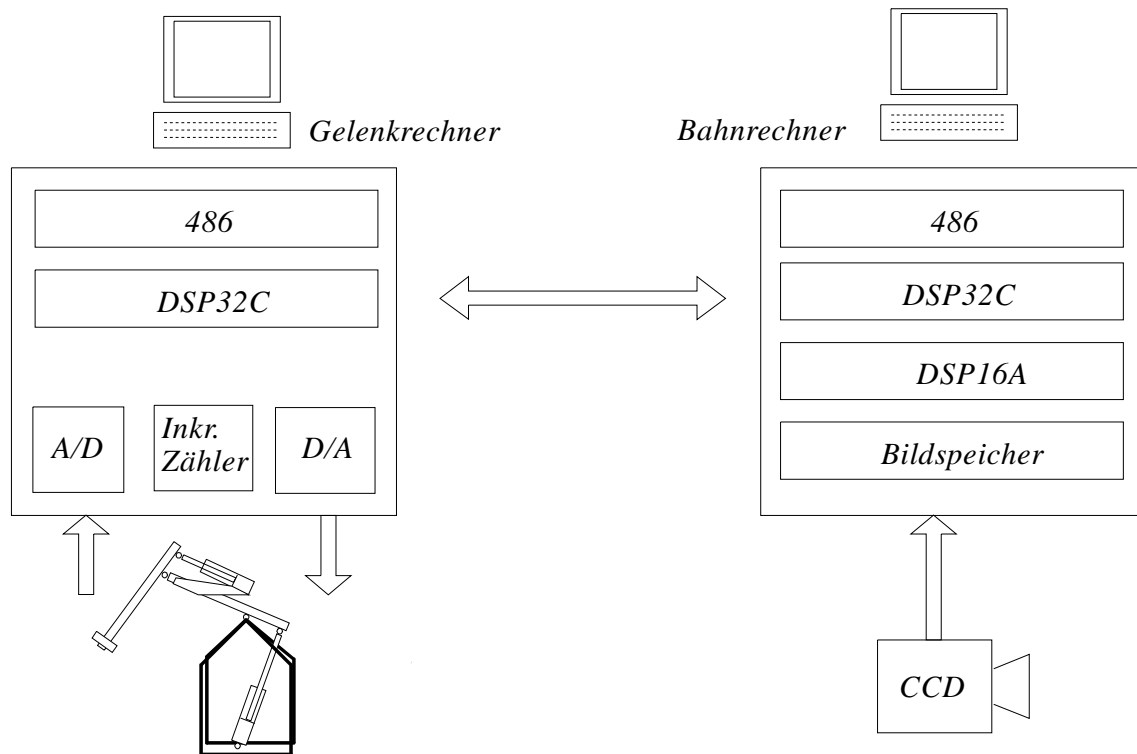
Für die Echtzeitrealisierung von aufwendigen Regelverfahren sind unter anderem<sup>7</sup> digitale Signalprozessoren (DSPs) geeignet. Diese sind in der Audio- und Videoverarbeitung sehr verbreitet sind. Gleitkommasignalprozessoren können in einem Maschinenzyklus die Grundoperationen eines digitalen Filters berechnen. Für Echtzeitanwendungen in der Regelungstechnik ist diese Eigenschaft von großer Bedeutung. Im Zeitdiskreten kann ein Zustandsregler z.B. auf eine Filterstruktur gebracht und so äußerst effektiv berechnet werden.

Zur Durchführung dieser Arbeit wurden zwei handelsübliche PC486-Rechner mit DSP-Erweiterung verwendet, Bild 7.6. Diese Rechner werden im weiteren Gelenkrechner und Bahnrechner genannt. Im Gelenkrechner ist ein Gleitkommasignalprozessor DSP32C untergebracht, der im Raster von  $0,3ms$  die Gelenklage regelt. Der Bahnrechner verfügt über einem Gleitkomma-DSP32C und zwei Festkomma-DSP16A Signalprozessoren. Die Festkomma-DSPs dienen der Stützpunktsuche aus der von der CCD-Kamera gelieferten Bildfolge.

---

<sup>6</sup>Trajektorien, die mit Tintenstrahldrucker oder Nadeldrucker erstellt wurden, zeigten einen unzureichenden Kontrast.

<sup>7</sup>Transputer sind in der Robotik auch sehr verbreitet [Se92, Mü93].



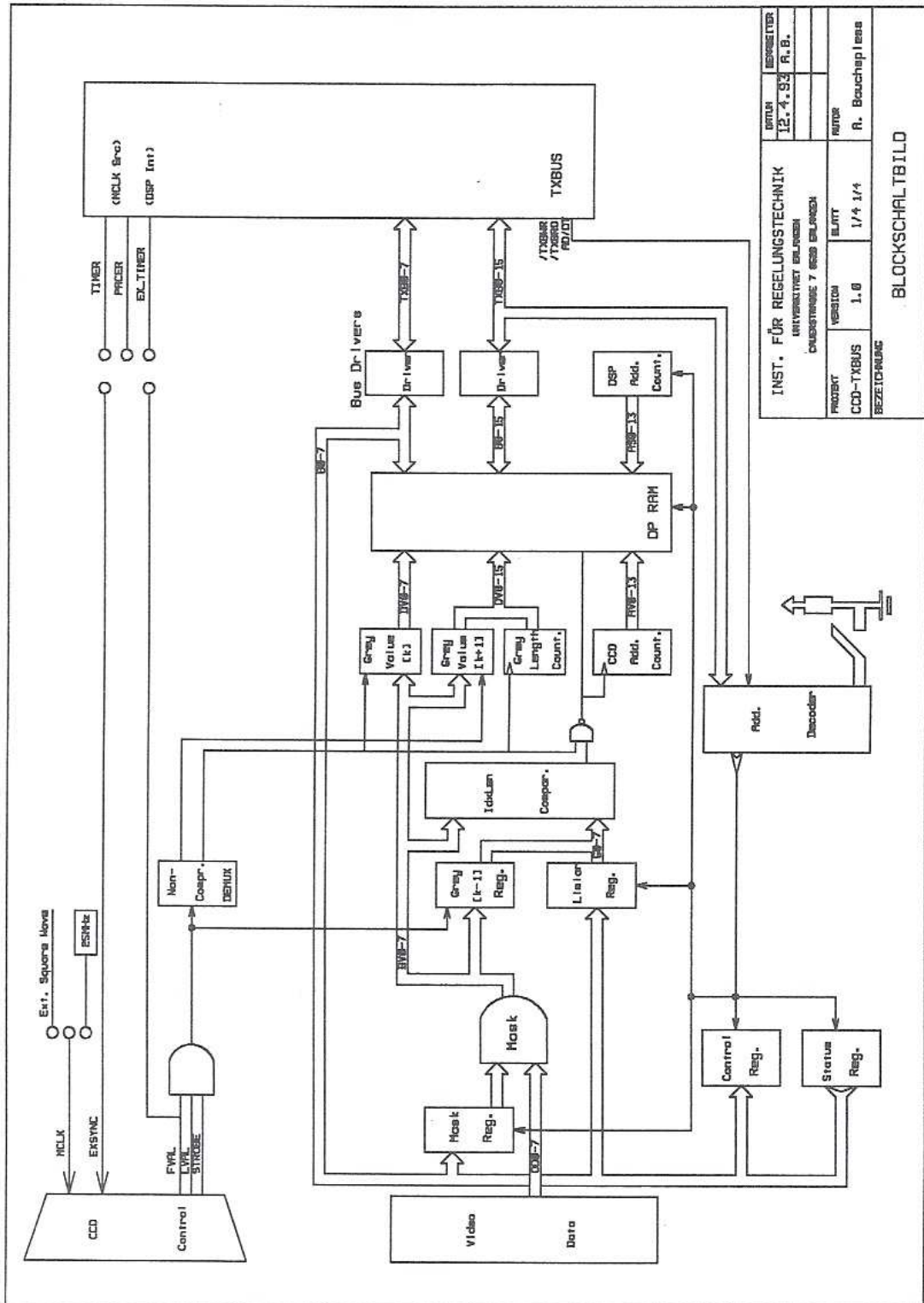
**Bild 7.6** Multiprozessorsystem zur Versuchsdurchführung.

Eine parallele asynchrone 16-bit Schnittstelle verbindet beide Signalprozessoren und dient zur Soll- Istwert-übergabe. Das Schreiben der Schnittstelle beim Senden wird vom Empfänger durch einen Interrupt registriert, so daß sowohl eine Gelenkreglersynchronisation als auch eine Bildsynchronisation möglich ist.

### 7.2.2 CCD-Kamera Schnittstelle

Die verwendete CCD-Kamera liefert 8-bit-quantisierte Graustufenbilder mit bis zu 1000 Bildern/s. Die Auflösung beträgt 128x128 Pixel (Picture-Element). Für das verwendete Superteleobjektiv betrug das Sichtfeld der Kamera 22x22 mm. Wegen der hohen Bildrate war es nötig, eine zusätzliche Beleuchtung mitzuführen. Dafür wurde eine Gleichstrom-Halogenlampe verwendet.

Das Signalprozessorsystem wurde zur Aufnahme der Bildinformation durch eine CCD-Kamera-Schnittstelle erweitert. Ein Blockschaltbild der entwickelten Platine ist in Bild 7.7 zu sehen. Die Verwendung eines Zweitor-Speichers (DP-RAM) mit Kapazität für zwei Kamerabilder ermöglicht eine simultane Aktualisierung des einen Bildspeicherbereiches durch die Kamera, während der DSP den anderen Bereich auswertet.

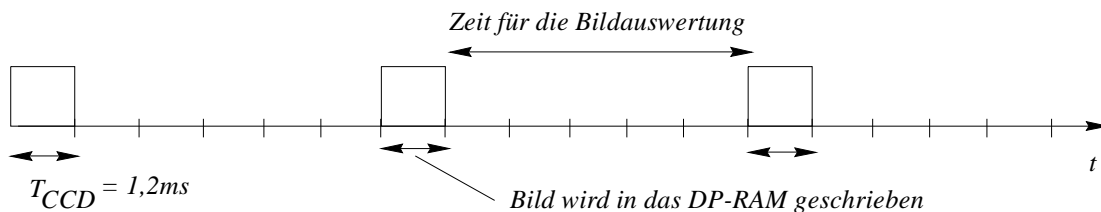


**Bild 7.8** Blockschaltbild der entwickelten CCD-DSP Schnittstelle.

Zur Unterstützung der Echtzeit-Auswertung wurden einige Betriebsarten hardwaremäßig realisiert. Auf der CCD-Schnittstelle kann die Videoinformation im DP-RAM unverändert (Transparente Bilder), binarisiert (Schwarz-Weiß-Bilder) oder lauflängenkodiert (Komprimierte Bilder) aufgenommen werden. So wird der

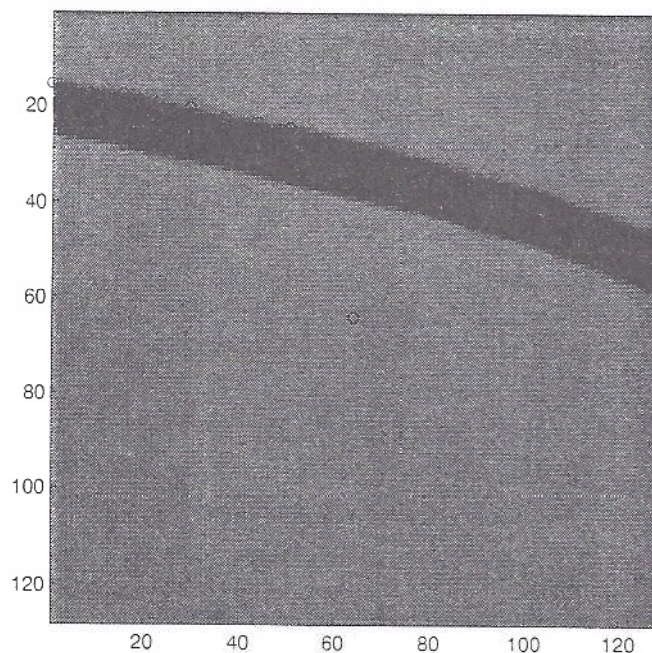
Signalprozessor von diesen einfachen, aber in der Praxis sehr nützlichen, Vorverarbeitungen entlastet. Die Stützpunktsuche kann im lauflängenkodierten Bild sehr beschleunigt werden, weil dort lediglich die Nutzinformation (Lage der Kontur in der Zeile) aufgenommen wird. Für diese Funktionen waren Schwellwertregister (Limiar), Grauwertzähler (Grey Length Count) und Grauwertregister (Grey Value) nötig.

In der CCD-DSP-Schnittstelle wird ein Zählerbaustein (Timer) zur Freigabe des DP-RAM-Schreibeszyklus verwendet. Das ist nötig, um ein Überschreiben des Bildspeichers bei aufwendigeren Bildauswerteverfahren zu verhindern. So gehen einige Kamerabilder verloren, während die Bildauswertung noch läuft. Eine Verringerung der Bildrate wäre nicht angebracht, um die Schärfe des Bildes nicht zu beeinträchtigen.



**Bild 7.9** Anpassung der Bildauswertzeit durch Freigabe/Sperrung des DP-RAM Schreibeszyklus.

Ein typisches CCD-Kamera-Bild mit einem Konturabschnitt wird in Bild 7.10 gezeigt (Druckerauflösung nur 16 Graustufen).



**Bild 7.10** CCD-Graustufenbild mit Kontur (Kameramitte und Stützpunkte gekennzeichnet).

Das digitale CCD-Grauwertbild wird durch eine Matrix einzelner Helligkeits-Digitalumsetzer (CCD-Elemente) erzeugt. Bei einer mitgeführten Kamera stellen die Grauwerte den Mittelwert der Helligkeit der während eines Bildtaktes überstrichenen Fläche. Bei einer hohen Bildrate oder bei langsamen Bewegungen ist die Bildinformation für eine Konturbestimmung auswertbar.

Der ausgeprägte Kontrast im gelieferten CCD-Kamerabild läßt eine deutliche Unterscheidung zwischen Hintergrund und Kontur zu. In den Grenzgebieten ergeben sich durch die Ortsquantisierung der CCD-Kamera Grautonverläufe. Als Stützpunkte für die Ermittlung einer analytischen, rauschbereinigten Kontur werden Punkte mit einem festgelegten Schwellwert entlang des Grautonverlaufs gesucht. Für eine Subpixelauflösung der Konturinformation werden zwei Punkte mit Grauwerten unter- und oberhalb des Schwellwerts verwendet, so daß die Bestimmung der Konturstützpunkte verbessert wird.

Nach dieser kurzen Beschreibung der verwendeten Hardware folgt im nächsten Abschnitt ein Überblick der entwickelten Programme zur kameragesteuerten Bahnführung.

### **7.2.3 Softwarearchitektur zur kameragesteuerten Bahnführung**

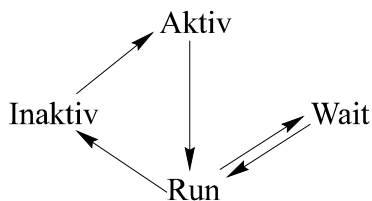
Signalprozessoren arbeiten in der Regel mit einem "Hostrechner" zusammen [Oe95], der die Schnittstelle zum Benutzer übernimmt. So kann die hohe Rechenleistung der Signalprozessoren ausschließlich für die Signalverarbeitung eingesetzt werden. Dies bedeutet aber, daß Signalprozessoren normalerweise ohne ein Betriebssystem geliefert werden, was die Erstellung von Automatisierungsprogrammen mit Echtzeitanforderungen erheblich erschwert.

Für die Anforderungen am Versuchsaufbau des Instituts für Regelungstechnik wäre ein Echtzeit-Softwarekern eine gute Basis für die Softwareentwicklung. Es hat sich allerdings gezeigt, daß die Hardwarearchitektur des DSP32C dafür nicht geeignet ist, weil bei einem softwaregesteuerten Kontextwechsel nicht alle Status-bits gesichert werden können. Vorgesehen ist lediglich eine Interruptebene, die keine weiteren Unterbrechungen zuläßt. Infolgedessen mußte eine Softwarearchitektur zum Einsatz kommen, bei der "Taskwechsel" vom Hauptprogramm eingeleitet werden. Das hat zur Konsequenz, daß Programmerweiterungen umständlich werden, weil dabei die Zeitanforderungen jeder "Task" neu überprüft werden müssen. Die Programme können aber durch diese "zugeschnittene" Programmierung sehr schnell und effizient gestaltet werden.



Das Programm für den Gelenkrechner besteht aus einer Hauptschleife, die Änderungen der Konfiguration (Reglerwahl, Abtastzeit, Protokollart etc.) entgegennimmt, und einer Interruptroutine, die timergesteuert das Regelgesetz ausführt.

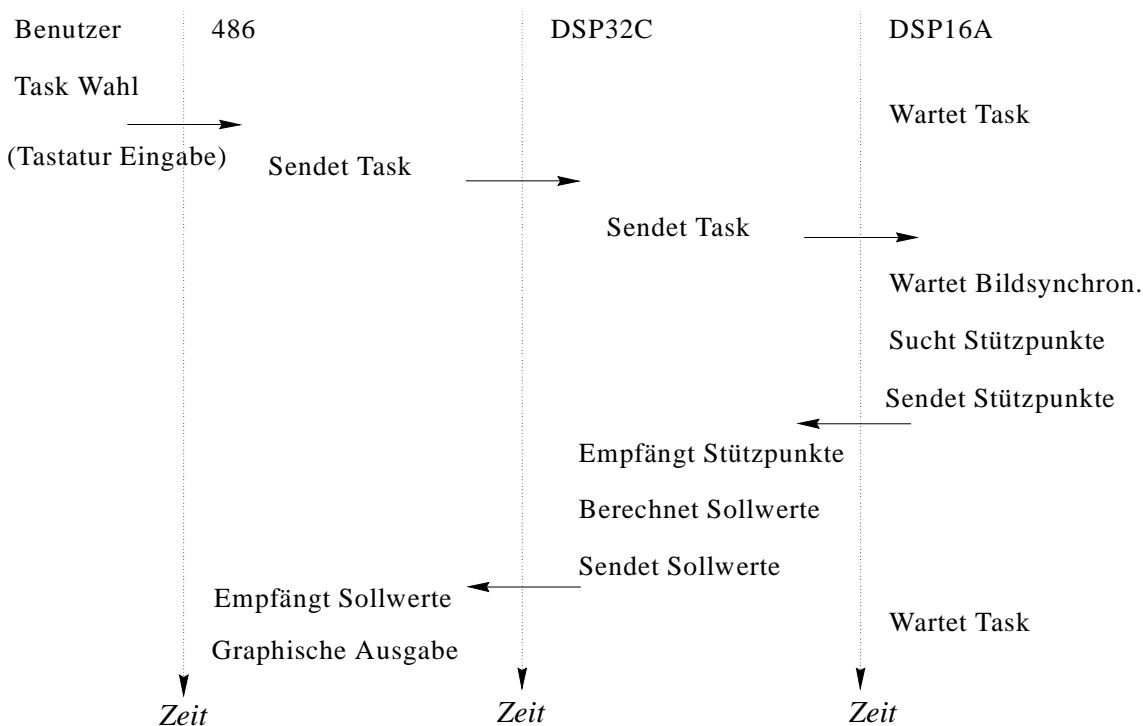
Für den Bahnrechner wurde ein "Taskverteiler" [La89] realisiert, so daß unterschiedliche Bildauswerteverfahren, Servoregler und Führungsgrößenerzeuger getestet werden konnten, siehe Bild 7.11. Diese Taskverteilerarchitektur wurde sowohl auf dem DSP32C als auch auf dem DSP16A realisiert.



**Bild 7.11** Taskzustände in der Multiprozessor-Taskverwaltung der DSPs.

Mehrere Tasks (Funktionen und zugehörige Daten) werden im Programmspeicher geladen und sind zunächst inaktiv. Nach Bedarf (Benutzeranforderung, Interrupts) und Verfügbarkeit von Rechenzeit werden diese Tasks ausgeführt. Bei Eintreten von Interruptanforderungen werden die Tasks vorübergehend in einen Wartezustand überführt.

Die Bahnerfassung für die sensorgesteuerte Bahnführung des Knickarmroboters wurde auf dem Bahnrechner mit folgender Ablaufsteuerung realisiert, Bild 7.12:



**Bild 7.12** Ablaufplan zur Sollwertgewinnung aus dem Kamerabild.

Der Benutzer kann per Tastatur eine Taskanforderung eingeben. Diese wird nach Bedarf bis zum DSP16 weitergeleitet. Der 486 und der DSP32C führen dabei selbst Funktionen aus, oder warten, bis die angeforderten Daten bereitstehen. Als weitere Beispiele für Tasks seien hier die Änderungen der Bildrate, die Stützpunktsuche, die Bildschirmdarstellung des Kamerabildes und die Servoregelung erwähnt.

## 7.3 Sollbahnerfassung

Bei der sensorgesteuerten Bahnführung von Handhabungssystemen wird die Sollbahn durch ein Sensorsystem bereitgestellt. Die rauhen Sensorwerte müssen, je nach Sensorbeschaffenheit und Aufgabenstellung, entsprechend aufbereitet werden.

Der Sensor erfaßt geometrische Stützpunkte der Solltrajektorie, die nicht unbedingt gleichmäßig verteilt sind. Eventuelle Redundanzen bzw. Überlappungen in den Sensordaten müssen entfernt werden [Sü94]. Darüberhinaus muß noch eine Verknüpfung der geometrischen Konturinformation mit dem vorgegebenen, bzw. ermittelten aufgabenbezogenen Geschwindigkeitsprofil stattfinden, vgl. Kap. 4.

### 7.3.1 Sollwertsignalaufbereitung

Für den prädiktiven Servoregler muß die Sollkontur in einem gleichmäßigen Zeitraster vorliegen bzw. aufbereitet werden, vgl. Kap. 6.

Beim Einsatz einer CCD-Kamera als Kontursensor können aus dem aktuellen Bild mehrere Sollwerte eines Bahnabschnittes für den prädiktiven Regler ermittelt werden. Bildrate und Sichtfeld sind so gewählt, daß, für die unsetzbaren Bahngeschwindigkeiten, aus einem Bild zehn kartesisch äquidistante Sollwerte bereitgestellt werden können.

Die Sollwertaufbereitung läuft, in Anlehnung an Kap. 4, folgendermaßen ab [Le94]:

1. Konturstützpunkte im Kamerabild suchen  $(x_i, y_i)$ ,
2. Elimination von Überlappungen (mit Konturinformationen aus dem alten Bild),
3. Bahnlängenparametrierung  $(x_i(s), y_i(s))$  der Konturstützpunkte,
4. Transformation in Gelenkkordinaten  $(\varphi 1_i(s), \varphi 2_i(s))$ ,
5. Berechnung von Ausgleichspolynomen  $(P_1(s), P_2(s))$ ,
6. Auswertung der Polynome gemäß dem Geschwindigkeitsprofil  $\dot{s}(t)$ .

Zur Berechnung von Ausgleichspolynomen wird das Least-Squares Verfahren [BS91] eingesetzt. Durch dieses Vorgehen können Stützpunkte, die in einem unregelmäßigen Abstand vorliegen, über analytische Ausgleichspolynome in ein gleichmäßiges Zeitraster gebracht werden.

### 7.3.2 Der Einsatz von Referenzkonturen zum Abbau größerer Fehler

In der Praxis befindet sich der Handpunkt am Anfang einer Konturverfolgung nicht unbedingt auf der Sollkontur. Dieser u.U. unverhältnismäßig große Anfangsfehler würde vom Servoregler enorme Stellsignale erfordern, die physikalisch eventuell nicht umsetzbar wären. Auch während der Konturverfolgung sollten größere Fehler, die z.B. durch abrupte Richtungsänderungen<sup>8</sup> verursacht werden, nicht "zu schnell" korrigiert werden. Dies vermeidet die unnötige Anregung von Schwingungen und gewährleistet, daß die unterlagerte Gelenkregelung noch lineares und entkoppelndes Verhalten hervorbringt. Mit größeren Bahnfehlern ist bei realen Anlagen auch immer zu rechnen, einerseits wegen unvorhersehbarer stochastischer Störeinflüsse, andererseits wegen der in der Modellbildung nicht berücksichtigten und praktisch sehr schwer erfaßbaren nichtlinearen Effekte wie Reibung, Lose, Hystherese, Temperaturabhängigkeit usw..

Eine Möglichkeit zur Berücksichtigung von größeren Fehlern ist die Verwendung einer Referenztrajektorie. Dies wird dadurch erreicht, daß als Sollwerte nicht die tatsächliche Kontur verwendet wird, sondern eine Konturvorgabe, die durch exponentielles Abklingen des Anfangsfehlers

$$\Delta w(k_i) = w(k_i) - y(k_i) \quad (7.1)$$

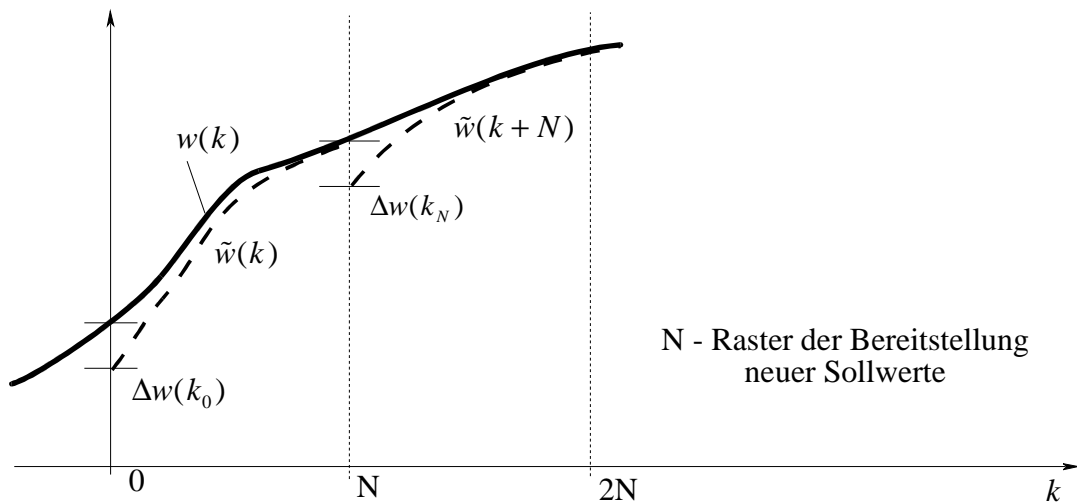
entsteht, vgl. Bild 7.13. Die Sollkontur wird folgendermaßen modifiziert

$$\tilde{w}(k) = w(k) + \Delta w(k_i) e^{\frac{-(k-k_i)}{K_e}} \quad k_i \leq k < k_i + N \quad (7.2)$$

Die Zeitkonstante  $K_e$  sollte der Wunschdynamik der Gelenkregelung angepaßt sein. Die Änderungsdauer wird durch  $N$  festgelegt und sollte etwa  $5K_e$  betragen, um ein gutes Ausklingen zu ermöglichen.

---

<sup>8</sup>Auch im Sinne einer Kantenverschleifung der Sollbahn, die durch eine vorausschauende Sensorerfassung der Sollkontur ermöglicht wäre, können Sprünge nur in begrenztem Maße im voraus erfaßt werden.



**Bild 7.13** Einsatz einer Referenztrajektorie zum Abbau von größeren Fehlern.

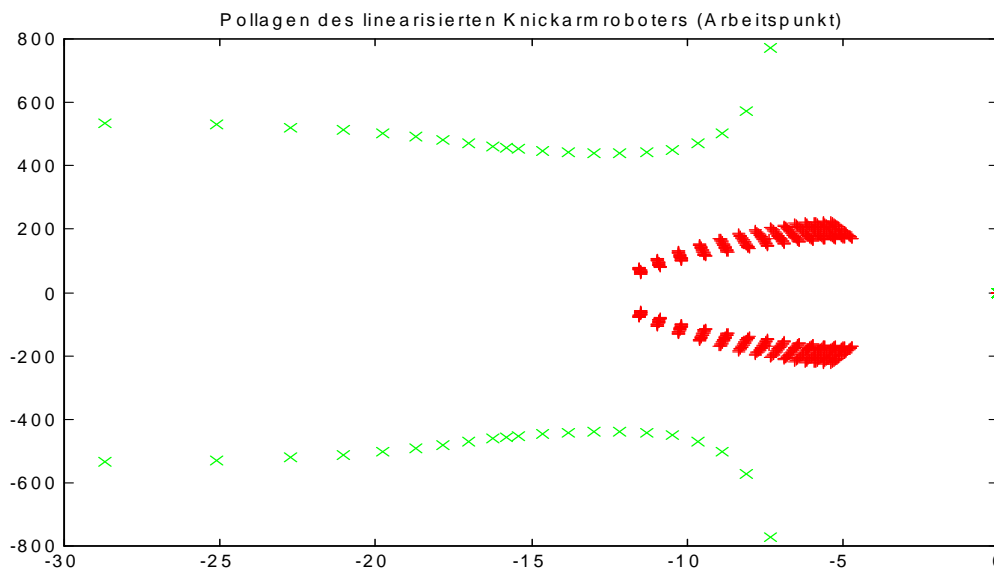
Auf diese Weise können Anfangs- oder größere Zwischenfehler weich abgebaut werden. Diese Anpassung kann immer durchgeführt werden, da sie bei erfolgreichem Abbau des Fehlers ohnehin keinen Einfluß mehr ausübt.

Bei einer Kameraerfassung der Kontur könnte z.B. die Zeitkonstante  $Ke$  so gewählt werden, daß ein Abklingen noch im Sichtfeld vonstatten geht. Die Bildrate ist normalerweise viel kleiner als die Reglerarbeitsfrequenz, so daß eine neue Referenzkontur im nächsten Bild ermittelt werden kann.

## 7.4 Gelenkregelung des hydraulischen Knickarmroboters

Gelenklagereger für hydraulische Handhabungssysteme wurden in Kapitel 5 beschrieben. Hier werden diese für den hydraulischen Knickarmroboter des Instituts für Regelungstechnik im Hinblick auf einer sensorgesteuerten Bahnführung dimensioniert. Grundlage ist dafür die vorhandene Dynamik des Roboters, die mit guter Näherung aus der Modellbildung, Kap. 3, hervorgeht.

Eine Betrachtung der Pollagen des linearisierten Knickarmroboters in Abhängigkeit vom Betriebspunkt, Bild 7.14, zeigt, neben einem I-Pol im Ursprung, daß die Lage eines schwach gedämpften, konjugierter-komplexen Polpaars in einem größeren Bereich der  $s$ -Ebene mit dem Betriebspunkt variiert. Dem zweiten Arm sind in dem Bild die Pole mit höheren Kreisfrequenzen zuzuordnen.



**Bild 7.14** Pollagen des linearisierten Knickarmrobotes im kontinuierlichen Frequenzbereich.

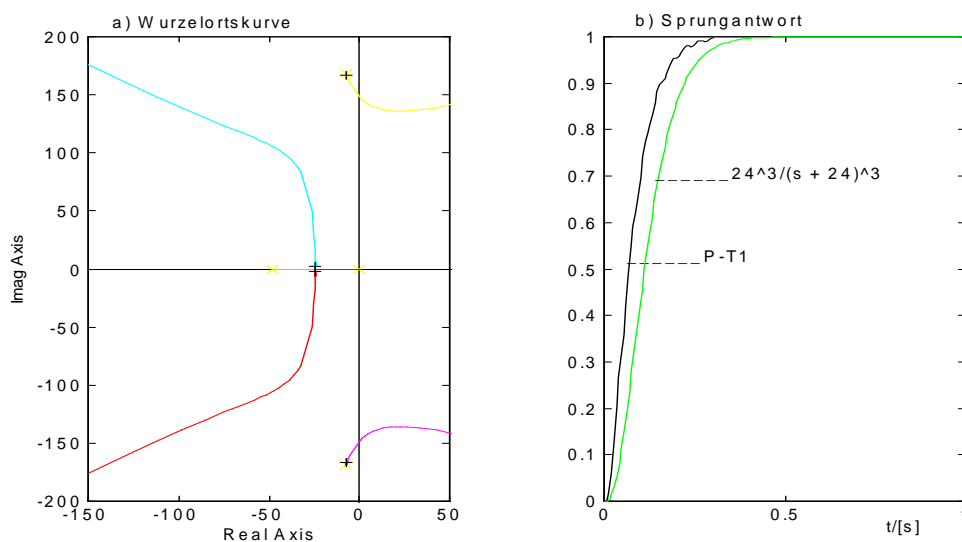
Arbeitspunkte für die Linearisierung: Arm 1:  $[20^\circ..85^\circ]$ , Arm 2:  $[55^\circ..150^\circ]$ .

Beim Entwurf der Gelenkregler muß diese breite Variation der Streckendynamik berücksichtigt werden. Die linearen Gelenkregler müssen eine hohe Robustheit aufweisen. Für die nichtlinearen Gelenkregler dient diese Betrachtung zur Festlegung der Wunschdynamik, die durch den überlagerten Zustandsregler der Strecke aufgeprägt wird. Wenn die geforderte Dynamik zu sehr von dem "natürlichen" Verhalten der Strecke abweicht, werden sich schnell die physikalischen Grenzen der Modellbildung zeigen.

### 7.4.1 Entwurf des P-T<sub>1</sub>-Gelenklagereglers

Der P-T<sub>1</sub>-Gelenkreglerentwurf kann mit Hilfe von Wurzelortskurven [S193] durchgeführt werden. Der Entwurf wird zunächst im zeitkontinuierlichen Bereich durchgeführt. Anschließend wird er für die digitale Realisierung in dem  $z$ -Bereich transformiert.

Die Kreisdynamik kann mit einem P-T<sub>1</sub>-Regler nur bedingt verbessert werden. Die komplexen Pole wandern bei zu hoher Verstärkung in der rechten  $s$ -Halbebene, vgl. Bild 7.15. So wird mit der Zeitkonstante  $1/48 \text{ ms}$  die Reglerverstärkung gewählt, die zwei Pole nahe bei  $s = -24$  liefert. Diese beiden so festgelegten Pole dominieren die geschlossene Kreisdynamik.



**Bild 7.15** Wurzelortskurve und Sprungantwort für die P-T<sub>1</sub> Gelenkregelung.

Im Bild 7.15-a ist die Wurzelortskurve beispielhaft für den ersten Arm des Knickarmroboters gezeigt. Die Linearisierung der Strecke "Arm 1" wurde für den Arbeitspunkt ( $65^\circ$ ,  $97^\circ$ ) durchgeführt. Die Polpaare für die gewählte Reglerverstärkung sind mit '+' gekennzeichnet. Die zugehörige Sprungantwort ist in Bild 7.15-b zu sehen. In diesem Bild ist, zum Vergleich, auch die Sprungantwort für  $F_{P24}(s)$  dargestellt. Die Wirkung des komplexen Polpaars ist in der Sprungantwort in Form von leichten Schwingungen noch zu erkennen

### 7.4.2 Der richtungsabhängige Zustandsregler für hydraulische Antriebe

Der Zustandsreglerentwurf wird aufgrund eines linearen Streckenmodells dimensioniert. Eine Möglichkeit zur Gewinnung dieses Modells ist die Betriebspunktlinearisierung des nichtlinearen Modells aus Kap. 3. Ein praxisnäherer Ansatz ist die Identifikation mit einfachen Testsignalen [Is92, Me92]. In der Tabelle 7.1 sind Ergebnisse für eine I-T<sub>2</sub>-Näherung für den Zusammenhang zwischen Ventilsteuerung (Schieberstellung  $y_s=u$ , Abschnitt 3.3) und Winkellage des Versuchsaufbaus "hydraulischer Roboter" dargestellt.

$$\frac{y_{si}(s)}{u_{si}(s)} = \frac{K_{si} \omega_{0i}^2}{s(s^2 + 2D_{i0i}s + \omega_{0i}^2)} \quad (7.3)$$

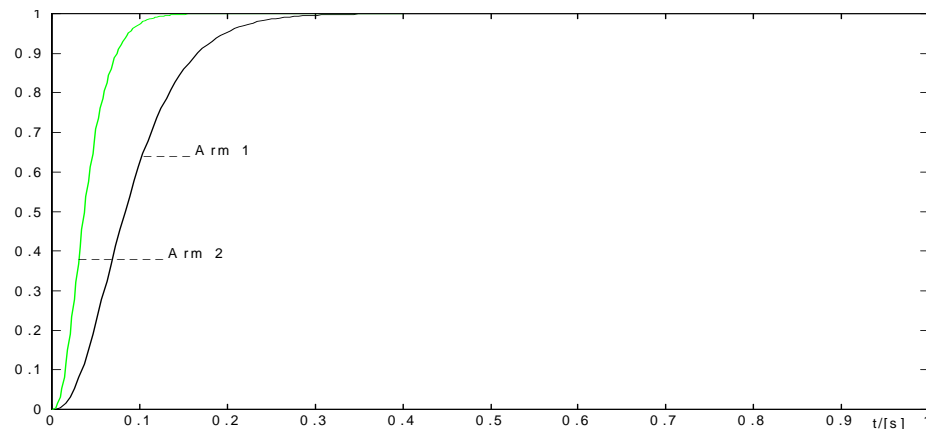
	negative Sprünge	positive Sprünge	
$K_{s1}$ [Grad/sec·Inkr.]	0,176	0,244	} 1. Arm
$D_1$	0,532	0,240	
$\omega_{01}$ [sec <sup>-1</sup> ]	44,7	44,7	
$K_{s2}$ [Grad/sec·Inkr.]	0,21	0,32	} 2. Arm
$D_2$	0,215	0,20	
$\omega_{02}$ [sec <sup>-1</sup> ]	102,0	102,0	

**Tabelle 7.1** Identifizierte Streckenparameter bei Sprüngen aus der Ruhelage

$K_{si}$  ist die Verstärkung,  $D_i$  die Dämpfung und  $\omega_{0i}$  die ermittelte Kreisfrequenz, für  $i=1,2$ . Die Kreisfrequenz der Strecke ist also in Wirklichkeit viel kleiner, als es aus der Betriebspunktlinearisierung, Bild 7.27, hervorgeht. Wie aus Tabelle 7.1 zu sehen ist (was auch aus der Modellbildung, Kap. 3.3, hervorgeht), besitzt die Strecke eine richtungsabhängige Verstärkung. Dies ist physikalisch durch den Einsatz von Differentialzylindern begründet. Der Zustandsregler bringt deswegen, je nach Bewegungsrichtung, unterschiedliches Verhalten hervor.

Auf eine einfache Weise kann allerdings Abhilfe geschaffen werden. Für die Laborversuche wurde ein modifizierter Zustandsregler eingesetzt. Der wurde zunächst für eine Richtung entworfen, z.B. für negative Sprünge. Im Betrieb wurde die Reglerverstärkung für die andere Bewegungsrichtung (durch einen Komparator leicht ermittelbar) angepaßt, und zwar um den Faktor  $K_{si}^+ / K_{si}^-$ , d.h. der Faktor zwischen positiver und negativer Streckenverstärkung.

Der Zustandsregler ermöglicht bei linearen Strecken eine im Prinzip beliebige Polvorgabe des geschlossenen Regelkreises. In der Praxis hat sich allerdings gezeigt, daß eine Wunschdynamik, die zu sehr von der ursprünglichen Streckendynamik abweicht, zu Schwierigkeiten in Form von Stellsignalbegrenzungen führt. In Bild 7.16 sind Sprungantworten zu sehen, die mit den gewählten Polvorgaben für die Zustandsregler für Arm 1 und Arm 2 aufgenommen wurden.



**Bild 7.16** Wunschsprungantwort des Zustandsreglers.  
 Arm 1:  $F_{W32}(s)=32768/(s^3+96s^2+3072s+32768)$ ,  
 Arm 2:  $F_{W72}(s)=373248/(s^3+216s^2+15552s+373248)$ .

Der leichtere, zweite Arm erhält so eine schnellere Wunschdynamik als der trägere, erste Arm.

### 7.4.3 Wunschdynamik der exakt linearisierenden Gelenkregler

Die exakt linearisierenden Verfahren, inverses System und Regelung der höchsten Ableitung, versprechen, sofern die Modellbildung das reale Handhabungssystem ausreichend genau beschreibt, lineares Verhalten im gesamten Arbeitsbereich und zwar für beliebige Handpunktgeschwindigkeiten.

Für sehr kleine Geschwindigkeiten kann allerdings bei hydraulischen Handhabungssystemen wegen der Haftreibung ein "stick slip"-Effekt [Ar93, Se94] auftreten. Die Haftreibung erschwert in diesem Fall eine exakte Positionierung und kann zu Grenzyklen führen. Für sehr hohe Handpunktgeschwindigkeiten können andererseits Biegeschwingungen angeregt werden.

Die Wuschdynamik der nichtlinearen Gelenkregler wurde nach Laborversuchsreihen auf  $F_{W15}(s)=6750/(s^3+45s^2+900s+6750)$  festgelegt.

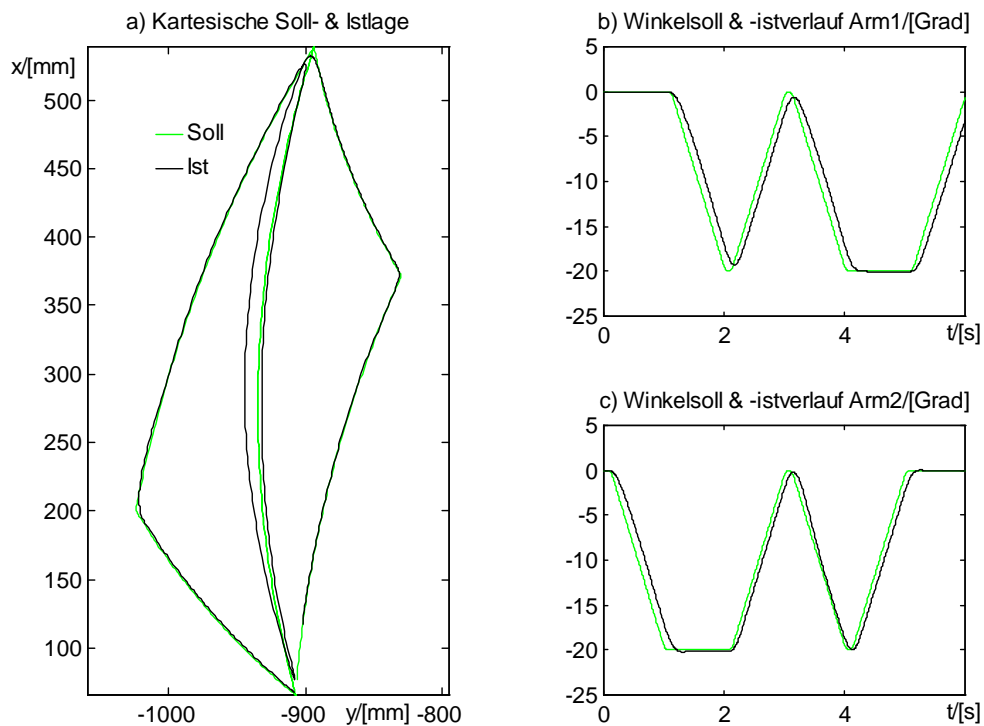


### 7.4.4 Meßergebnisse zur Gelenkregelung

Das Abfahren einer gespeicherten Kontur wird hier zur praxisnahen Bewertung der Gelenkregelkonzepte im Zusammenhang mit einer Bahnführungsaufgabe verwendet.

Aus schreibtechnischen Gründen werden im weiteren Verlauf folgende Abkürzungen für die Gelenkregelverfahren verwendet: **P-T<sub>1</sub>**-Regler = (PT), **Zustandsregler** = (ZR), **Regelung mit dem inversen System** = (IS) und **Regelung der höchsten Ableitung der Regelgröße** = (HA).

Bild 7.17-a stellt die verwendete kartesische Soll- und gemessene Istkontur bei Einsatz des HA-Gelenkreglers dar. Die zugehörige Winkelverläufe sind in Bild 7.17-b und -c zu sehen.

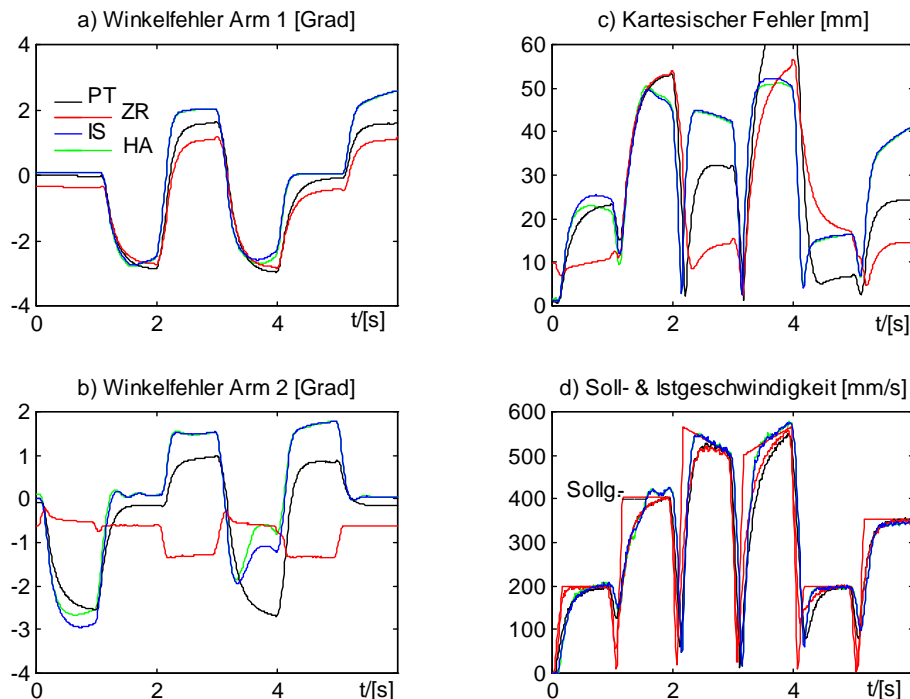


**Bild 7.17** Abfahren einer gespeicherten Testkontur mit der HA-Gelenkregelung,  $F_{W15}(s)$ .

Bei der verwendeten geschlossenen Testkontur werden die Arme abwechselnd einzeln und gemeinsam bewegt. So können eventuelle Verkopplungen und Richtungsabhängigkeiten isoliert betrachtet werden. Die gezeigten Verläufe wurden durch eine im Rechner gespeicherte Winkelstützpunktabelle so erzeugt, daß zwischen zwei Stützpunkten 10% der Wegstrecke für die Beschleunigungs-, 80% mit konstanter Geschwindigkeit und 10% für die Bremsphase verwendet werden.

Die Testkontur wurde mehrfach durchfahren und es ist eine gute Wiederholgenauigkeit festzustellen. Der ausgeprägte Schleppfehler ist auf die erzielte P-T<sub>3</sub>-Kreisdynamik zurückzuführen. Bei höheren Geschwindigkeiten (1 m/s) steigt der Schleppfehler bis auf vier Grad. Die Vermeidung solcher Fehler, die auf die Regelkreisdynamik zurückzuführen sind, rechtfertigt die Einführung des Servoreglers.

Die Gelenkregelverfahren werden im Bild 7.18 verglichen.



**Bild 7.18** Vergleich der Gelenkregelung PT, ZR, IS und HA (Sollwert aus Bild 7.17).

Es sind relativ große statische Fehler, insbesondere beim ZR, zu erkennen. Diese Tatsache zeigt die Notwendigkeit einer Störgrößenaufschaltung, wie sie für hydraulische Antriebe im Abschnitt 6.4.2 beschrieben wurde. Die I-Störgrößenaufschaltung mit nichtlinearer Kennlinie wird für die Messungen im nächsten Abschnitt eingesetzt.

Für die verwendete Testkontur und Sollgeschwindigkeit liegen die Ergebnisse mit dem nichtlinearen Regler näher an der Wunschkennlinie  $F_{w15}(s)$  als die mit den linearen P-T<sub>1</sub>- und Zustandsregler erzielten. Die Verläufe mit dem Zustandsregler für den zweiten Arm zeigen schwach gedämpfte Schwingungen.

Bemerkenswert ist, daß für sehr hohe Geschwindigkeiten bei den nichtlinearen Gelenkreglern Druckbegrenzungseffekte früher auftreten. Für  $v = 0,7 \text{ m/s}$  und eine ungünstige Bewegungsrichtung (gegen die Schwerkraft) kommt es bei Eintritt der Begrenzung zu großen Regelabweichungen. Für diese Geschwindigkeit arbeiten die

linearen Gelenkregler zufriedenstellend, die erzeugten Stellsignale verursachen keine Druckbegrenzung.

Weil Begrenzungen durch die Bahnplanung vermieden werden können, sind die Ergebnisse der nichtlinearen Regelverfahren als die besseren einzustufen.

## 7.5 Servoregelung des hydraulischen Knickarmroboters

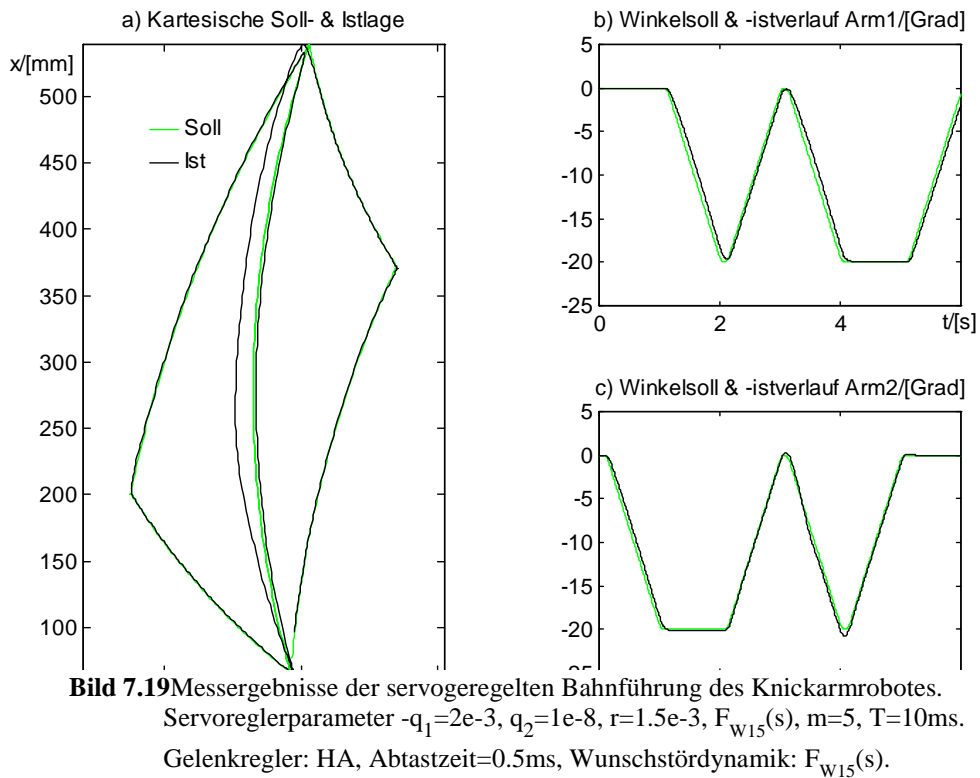
Hier werden die Versuche beschrieben, bei denen der Führungsmodellgestützte (FMP-) Servoregler (Kapitel 6) für die Bahnführung des hydraulischen Knickarmroboters dem Gelenkregler überlagert wurden.

### 7.5.1 Abfahren einer gespeicherten Kontur

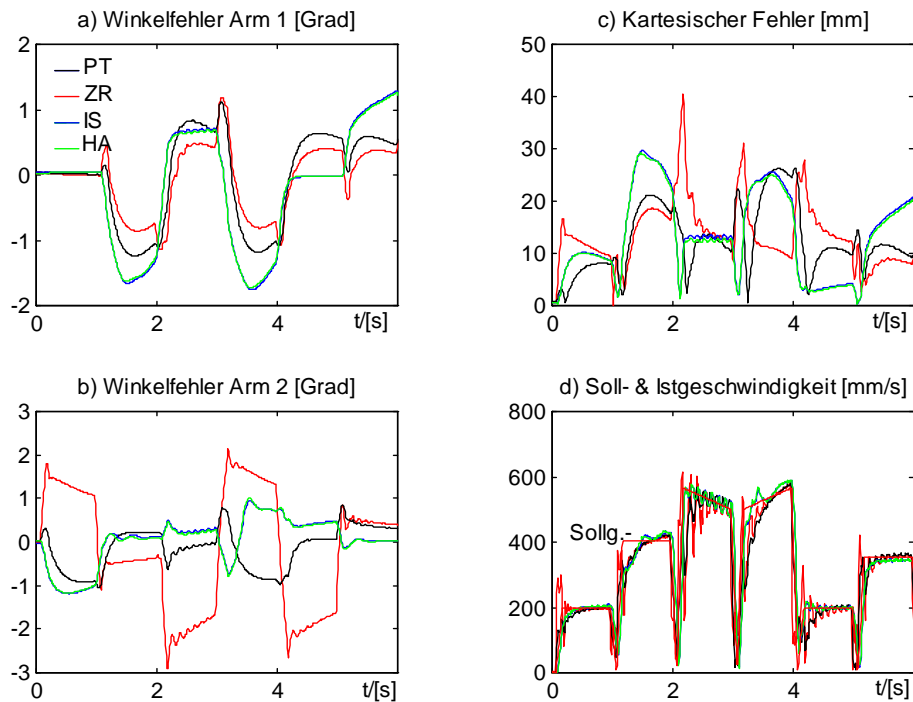
Das Abfahren einer gespeicherten Kontur ermöglicht eine Bewertung der Servoregelverfahren mit Ausschluß von Bahnfehlern, die in einer sensorgesteuerten Bahnführung durch die notwendige Sensordatenaufbereitung hinzukommen.

In diesen Versuchen kam die I-Störgrößenaufschaltung zur Kompensation von statischen Fehlern zum Einsatz, gemäß Abschnitt 6.4.2. Die Parameter der nichtlinearen Kennlinie wurden, falls nicht anders vermerkt, folgendermaßen gewählt: tote Zone  $T_Z=0.03^\circ$  und Sicherheitsbegrenzung  $B = 5^\circ$ .

In Bild 7.19 sind die Meßergebnisse abgebildet für das Abfahren der gespeicherten Testkontur bei Einsatz des FMP-Servoreglers (hier HA-Gelenkregelung,  $F_{W15}(s)$ ).



Die zugehörigen Fehlerverläufe, die in Bild 7.20 dargestellt werden, lassen die Unterschiede zwischen den unterlagerten Gelenkreglern besser hervorheben.



Der Servoregler ermöglichte eine deutliche Verbesserung der Bahntreue. Der Bahnfehler ist durch Hinzunahme des FMP-Servoreglers auf etwa die Hälfte bis ein Viertel verringert worden (vgl. Bild 7.27).

Im Winkelfehlerverlauf für den ersten Arm ist zu erkennen, daß hier alle vier Gelenkregler ähnlich gut sind. Im Fehlerverlauf des zweiten Arms können allerdings deutliche Unterschiede festgestellt werden. Der ZR ist deutlich schlechter. Der PT ist auch den nichtlinearen Verfahren unterlegen.

Die Meßergebnisse bei Einsatz der beiden nichtlinearen Gelenkregler unterscheiden sich hier kaum. Für kleinere Geschwindigkeiten sind allerdings Nuancen festzustellen. Während sich mit dem IS ein statischer Fehler rasch einstellt (Modellungenauigkeiten), verringert sich der Fehler mit dem HA fortwährend (I-Regelung der höchsten Ableitung).

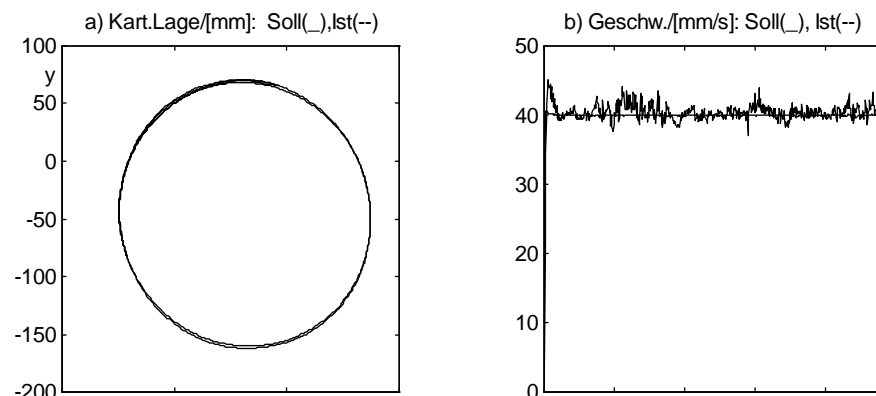
## 7.5.2 Sensorgesteuerte Bahnführung

Zur Untersuchung der sensorgesteuerten Bahnführung wird eine gedruckte Kontur an der Konturtafel angebracht und der Steuerrechner erhält die Sollwerte für die Position des Handpunktes aus der Auswertung des aktuellen Kamerabildes. Diese Aufgabe entspricht dem sensorgeführten Abfahren einer nicht a priori bekannten Bahn. Die Zeitkonstante zur Erzeugung der Referenzkonturen aus den Kamerastützpunkten, vgl. Abschnitt 7.3.2, wurde auf  $K_e = 30 \text{ ms}$  festgelegt. Dies ermöglicht ein gutes Abklingen des Anfangsfehlers, weil neue Sollwerte im Raster von  $T_{\text{Bild}} = 100 \text{ ms}$  ermittelt werden.

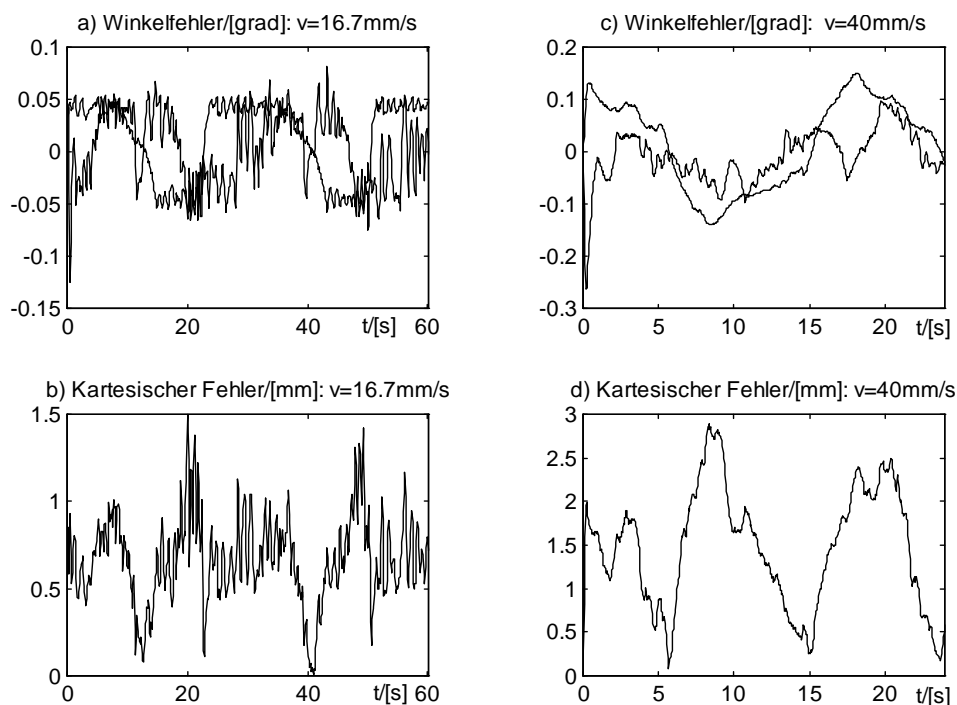
### 7.5.2.1 Kreisformtest

Zur Bestimmung der Positionier- und Wiederholgenauigkeit bei Werkzeugmaschinen und Handhabungssystemen wird häufig der sogenannte Kreisformtest eingesetzt [Pi94]. Mit diesem Test werden die Achsen derart bewegt, daß Verkopplungen und Reibungseffekte, insbesondere bei kleinen Verfahrgeschwindigkeiten, herausgestellt werden.

In Bild 7.21 sind die Meßergebnisse für den Kreisformtest des CCD-geführten hydraulischen Knickarmroboters mit  $v_{\text{soll}} = 40 \text{ mm/s}$  zu sehen. Die zugehörigen Winkel- und Fehlerverläufe sind in Bild 7.22-c und -d abgebildet.



**Bild 7.22** Sensorgeführte Konturverfolgung - Kreisformtest.  
 $v_{soll} = 40 \text{ mm/s}$ ,  $T=10\text{ms}$ , Gelenkregelung: HA,  $F_{W15}(s)$ .



**Bild 7.22** Sensorgeführte Konturverfolgung - Kreisformtest. Arm1 —, Arm2 --  
 Gelenkregelung: HA,  $F_{W15}(s)$ ,  $T=10\text{ms}$ .

Die kartesische Lage stimmt sehr gut mit der Vorgabe überein. Die Istgeschwindigkeit schwankt mit etwa  $3 \text{ mm/s}$  um die Sollgeschwindigkeit.

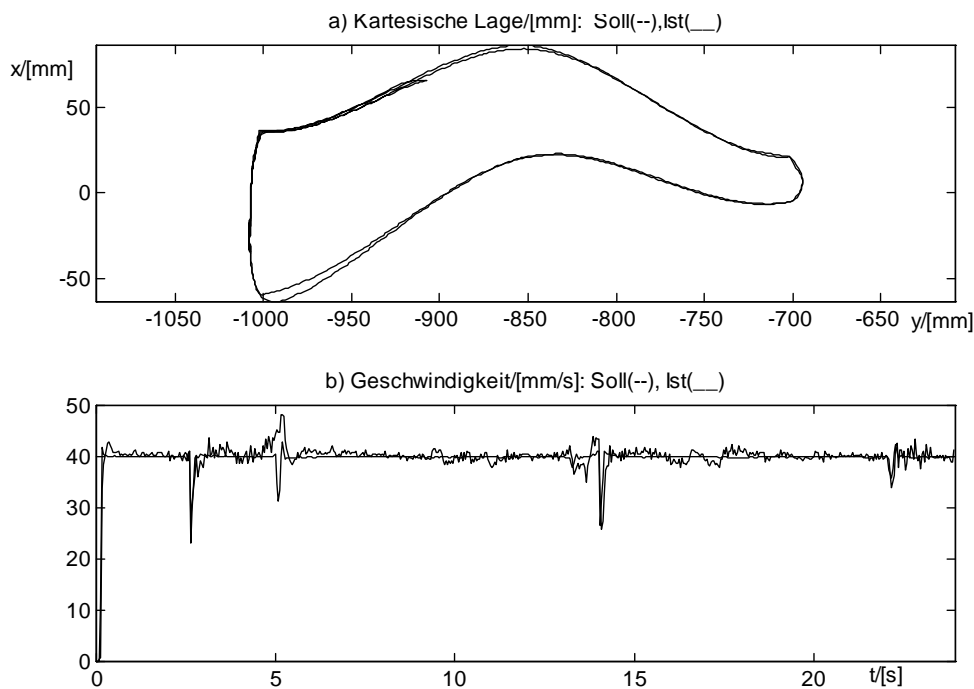
Bei niedrigen Geschwindigkeiten (Bild 7.27-a) ist die untere Grenze der I-Störgrößenaufschaltung,  $T_Z=0.05^\circ$ , deutlich zu erkennen. Der Integrierer wird hier ab und zu aktiviert, um die geforderte statische Genauigkeit zu erreichen. Bei  $v=40 \text{ mm/s}$  (Bild 7.27-c) ist der Integrierer der Störgrößenaufschaltung ständig aktiv, aber offenbar zu langsam ( $K_I=0.004$ ), um die geforderte Fehlerschranke zu gewährleisten.

Anhand dieser Meßschriebe ist eine Lageabhängigkeit des Bahnfehlers festzustellen. Dies ist auf die kinematischen Gegebenheiten eines Knickarmgerätes zurückzuführen.

### 7.5.2.2 Untersuchungen zur optimierten Schüttgutentladebahn

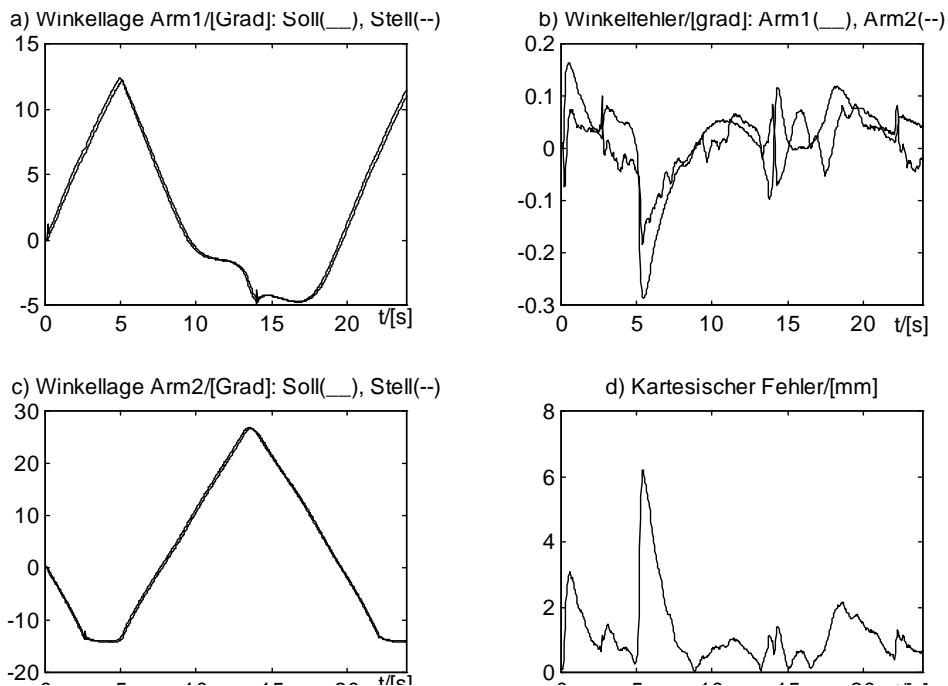
Für die Laboruntersuchung des sensorgeführten Abfahrens einer optimierten Schüttgutentladebahn mit einem hydraulischen Handhabungsgerät, vgl. Kap. 4, wird hier der Knickarmroboter des IRT mit CCD-Kamera eingesetzt.

Als Handpunkt-Entladetrajektorie wird eine komplementäre Vorwärts- und Rücktraversierung der Schüttgutentladung verwendet, vgl. Kap. 4. Für die kameragesteuerte Bahnführung wird sie als geschlossene Kontur, gemäß dem Arbeitsbereich des Knickarmroboters, skaliert und als gedruckter schwarzer Linienzug an der Konturtafel angebracht. In Bild 7.23 sind Meßergebnisse für eine sensorgesteuerte Konturverfolgung der skalierten Schüttgutentladebahn mit Einsatz des prädiktiven Servoreglers. Die Vorgabe war eine konstante Bahngeschwindigkeit von 40 mm/s.



**Bild 7.23** Sensorgesteuerte Bahnführung einer Entladetrajektorie.  
Gelenkregelung: HA, W15\_2,  $F_{W15}(s)$ ,  $T=10\text{ms}$ ,  $v_{soll} = 40\text{ mm/s}$ .

Die zugehörige Winkel- und Fehlerverläufe sind in Bild 7.24 zu sehen.



**Bild 7.24** Winkel- und Fehlerverläufe zu Bild 7.27.

Die kartesische Soll-, und Stellsignalverläufe sind in 7.27-a und -c zu sehen. Im Bild 7.27-b und -d werden die zugehörige Geschwindigkeits- und Fehlerverläufe dargestellt. Die Winkelverläufe zeigen eine gute Übereinstimmung von Soll- und Istwinkelverlauf. Lediglich beim Starten und an scharfen Kanten wird die Referenzkontur durch den verwendeten Exponentialterm (Abschnitt 7.3.2) verschliffen.

Der maximale Winkelfehler beträgt an der schärfsten Kante etwa  $0,3 \text{ Grad}$ . Dies entspricht einem kartesischen Fehler von ca.  $6 \text{ mm}$ . Ansonsten ist zu sehen, daß der Winkelfehler unter  $0,1 \text{ Grad}$  verläuft.

Die nichtlinearen Gelenkregelkonzepte konnten mit der Dynamikvorgabe  $F_{P24}(s)$  nur bis zu einer Sollhandpunktgeschwindigkeit von  $50 \text{ mm/s}$  eingesetzt werden. Beim Zustandsregler war die Grenzgeschwindigkeit, bei der die Konturverfolgung noch zufriedenstellend arbeitete, d.h. bei der die Kontur trotz Bahnabweichungen noch im Sichtfeld war, noch niedriger ( $32 \text{ mm/s}$ ). So kann gesagt werden, daß die Wunschstördynamik  $F_{P24}(s)$  in bezug auf eine sensorgeführten Konturverfolgung zu schnell ist. Mit der Dynamikvorgabe  $F_{W15}(s)$  konnten Handpunktgeschwindigkeiten bis zu  $70 \text{ mm/s}$  eingesetzt werden. Für höhere Sollgeschwindigkeiten müßte ein anderes Bildraaster implementiert werden. Mit  $T_{\text{Bild}} = 100 \text{ ms}$  lagen die Konturstützpunkte schon am Rande des Sichtfeldes.



## 7.6 Diskussion

In Bezug auf den kartesischen Bahnfehler bei der sensorgesteuerten Bahnführung des Knickarmroboters wurden die besseren Ergebnisse mit den nichtlinearen Gelenkreglern für  $F_{PW15}(s)$  erzielt. Bei höheren Gelenkreglerabtastrzeiten ( $0,3ms$ ) hat der P-T<sub>1</sub>-Gelenkregler durchaus gute Ergebnisse geliefert. Diese Tatsache ist in erster Linie auf die nichtmodellierten Reibeffekten zurückzuführen, die in den nichtlinearen Gelenkregelkonzepten nicht berücksichtigt werden und beim P-T<sub>1</sub>-Gelenkregler auf "sanfte" Weise gehandhabt werden.

Für die an der Versuchsanlage umsetzbaren Handpunktgeschwindigkeiten ist der P-T<sub>1</sub>-Gelenkregler auch unempfindlicher gegenüber Streckenvariationen. Gewissermaßen kann so gesagt werden, daß ein sehr vereinfachtes Streckenmodell, das für die Festlegung der P-T<sub>1</sub>-Reglerparameter verwendet wurde, besser ist als ein aufwendiger nichtlinearer Regler, dessen Dynamik, mangels Kenntnis der Reibeffekte, zu schnell gewählt wird. Erst die realitätsgerechte Dimensionierung der nichtlinearen Gelenkregler zeigte ihre Vorzüge gegenüber linearen Gelenkreglern.

Der Servoregler brachte in der Praxis die Verbesserungen des Führungsverhaltens die aus der Simulationsstudien in Kap. 6 zu erwarten waren: Eine deutliche Verringerung des dynamischen Bahnfehlers. Durch das Separationsprinzip von Führungs- und Störverhalten ist auch zu erkennen, daß der Flaschenhals für eine höhere Bahntreue in der Verbesserung des Störverhaltens liegt. In erster Linie müßten Modellgenauigkeiten und Reibungseffekte besser erfaßt werden.

Eine wesentliche Verbesserung der Robustheit der Regelung der höchsten Ableitung der Regelgröße gegenüber Streckenvariationen ist durch den Einsatz von Beschleunigungsmeßeinrichtungen zu erwarten [FT92]. Diese Meßsysteme sind aus Forschungen auf dem Gebiet der Mikrosystemtechnik entstanden, und liefern die tatsächliche Beschleunigung am Anbringungsort, so daß die höchste Ableitung der Regelgröße unmittelbar zugänglich ist. Auf dem Gebiet laufen zur Zeit weitere Arbeiten am Lehrstuhl für Regelungstechnik.

## 8 Zusammenfassung

Automatisierte Handhabungssysteme sind ein wichtiger Bestandteil moderner Fertigungs- und Produktionsanlagen geworden. Sie haben vielfach den Menschen und einfache Maschinen abgelöst. Nicht nur, daß sie schneller und präziser arbeiten, sondern auch, daß sie in gefährlichen bzw. rauen Umgebungen unmittelbar einsetzbar sind, hat zu deren Durchsetzung als Arbeitswerkzeug geführt.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Projekt eines Handhabungsgerätes untersucht, das für die stetige Schüttgutentladung aus Binnenschiffen dienen soll. Das stetige Entladen wird durch Förderbänder und einen aus gegensinnig rotierenden Wurfrädern bestehenden Förderkopf ermöglicht. Es hat sich herausgestellt, daß eine Sensorführung des Förderkopfes entlang der Schüttgutoberfläche die Grundlage eines automatisierten Entladens darstellt.

Die sensorgesteuerte Bahnführung von Handhabungssystemen ist also ein Beitrag zur Automatisierung von Bearbeitungsvorgängen, bei denen ein Sensorsystem Informationen aus der Umgebung des zu bearbeitenden Prozesses dem Steuerrechner zur Verfügung stellt. Durch geeignete Anbringung der Sensoren können dabei zukünftige Werte der Solltrajektorie erfaßt werden.

Im Falle des Schüttgutentladers ist die Trajektorie des Förderkopfes, die eine optimale Entladestrategie darstellt, nicht einfach das Folgen der Oberfläche. Eine gesamte Betrachtung des Entladevorganges hat auch gezeigt, daß eine zeitoptimale Entladung wegen der Nennlast der Förderbänder nicht angebracht ist. Die Entladezeit wurde so für eine Schar von Entladetrajektorien als konstant angesehen. Neue Gesichtspunkte konnten dann zur Festlegung der "besten" Trajektorie in Betracht gezogen werden.

Im Gegensatz zu herkömmlichen Entladern, die mit Schaufeln arbeiten, wurde eine schichtweise Entladung mit den Wurfrädern als günstiger bewertet. Das Abtragen von Schüttgut in einer Schicht erzeugt so aber auch die nächste abzutragende Oberfläche.

Die konstruktiven Gegebenheiten des Entladers stellen dabei die wichtigsten Randbedingungen bei der Verformung der Schüttgutoberfläche dar. Die Schar der möglichen Entladetrajektorien wurde so auf Trajektorien, die keine Resthügel übrig liessen, beschränkt. Manipulierbarkeit und antriebschonende Bewegungsabläufe waren letztendlich die Entscheidungskriterien für die Wahl der optimalen Entladestrategie.

Für die Ansteuerung des stetigen Schüttgutentladers wurden hydraulische Differentialzylinder vorgesehen. Diese bieten ein sehr günstiges Verhältnis zwischen eigener und bewegter Masse für eine bestimmte Nennleistung. Als Nachteil dieses Antriebsmediums ist ihr stark nichtlinearer Charakter zu nennen, so daß es in der Fachliteratur als schwer regelbar gilt, insbesondere für Bahnführungsaufgaben.

Abhilfe schaffen hier moderne großsignallinearisierte Verfahren, die auch eine Entkopplung der Gelenkregelkreise gewährleisten. "Inverses System" und "Regelung der höchsten Ableitung der Regelgröße" sind zwei Variationen des gleichen modellgestützten Reglerentwurfs der exakten Linearisierung. Die Regelung der höchsten Ableitung der Regelgröße verspricht für praktische Anwendungen wegen ihrer Robustheit gegenüber Modellungenauigkeiten und Störeingriffen die besseren Ergebnisse. Mit beiden Verfahren resultieren entkoppelte Integriererketten die mit einer Gelenkwunschkennlinie zustands geregelt werden können. Die Schnelligkeit dieser Wunschkennlinie unterliegt Grenzen: physikalische Beschränkungen (Wertebereiche für Stell- und Zustandsgrößen), Genauigkeit der Modellbildung und Auswirkung unvorhersagbarer Störeingriffe.

Die Wunschkennlinie der lagegeregelten Gelenke ist von grundlegender Bedeutung bei anspruchsvollen Bearbeitungsvorgängen. Zur Verbesserung des Folgeverhaltens bei einer Bahnführung kann den linearen Eingrößengelenkregelkreisen eine Servoregelung überlagert werden. Durch das Prinzip der Separation von Führungs- und Störverhalten wird die Gelenkwunschkennlinie als Störwunschkennlinie bzw. als Prädiktionsmodell für den Entwurf einer Servosteuerung betrachtet. Diese Servosteuerung bestimmt, ohne Einfluß von Störgrößen, das Führungsverhalten des gesamten Systems, und kann so wesentlich schneller als die Gelenkwunschkennlinie gewählt werden. Im Prinzip strebt der Servoregler eine Approximation der inversen Übertragungsfunktion der Gelenkwunschkennlinie an.

Durch die Einbeziehung von zukünftigen Sollwerten in dem modellgestützten Servoreglerentwurf kann eine signifikante Steigerung der Bahntreue (genauere Approximation der Inverse) und so der Qualität des gesamten Handhabungsprozesses erzielt werden.

Die Erweiterung des prädiktiven Servoreglers durch die Einbeziehung der Zustandsgrößen eines Führungsmodells (FMP-Servoregler) ermöglichen eine bessere

bzw. anschaulichere Dimensionierung des Servoreglers bezüglich der Bahnfolgeaufgabe.

Für die praktische Verifikation der Verfahren im Labor wurde der Knickarmroboter des Instituts für Regelungstechnik mit einer am Handpunkt angebrachten CCD-Kamera ausgestattet. Durch eine parallel zum Arbeitsbereich des Roboters aufgestellte Konturtafel konnten verschiedene Verfahren zur sensorgesteuerten Bahnführung erprobt werden. Aus dem aktuellen Sichtfeld der Kamera waren so die nächsten Sollwerte zu ermitteln, was auch die Realisierung des prädiktiven Steuergesetzes ermöglichte.

Mit den Laboruntersuchungen konnte die Richtigkeit der entwickelten Verfahren verifiziert werden. Der FMP-Servoregler ermöglichte, sowohl bei gespeicherten Sollkonturen als auch bei einer sensorgesteuerten Bahnführung, eine wesentliche Verringerung des Bahnfehlers.

Für industrielle Produktionslinien werden in Zukunft zunehmend Sensoreinrichtungen eingesetzt. Insbesondere werden hierarchische Sensorkonzepte Anwendung finden. Je mehr Informationen der Automatisierungseinheit von der Prozeßumgebung zur Verfügung stehen, desto eher können qualitativ hochwertige Produkte produziert werden.

Die Einbeziehung der prognostizierten zukünftigen Entwicklungen (Prädiktion), wie hier an einer technischen Anwendung gezeigt, erhöht die Möglichkeiten in der Gegenwart die richtigen Entscheidungen für die Zukunft zu treffen.



## Literaturverzeichnis

- [AM89] Anderson, B.; Moore, J.: Optimal Control-Linear Quadratic Methods. Prentice-Hall, Canberra, 1989
- [Ar93] Armstrong-Hélouvry, B.: Stick Slip and Control in Low-Speed Motion. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 38, No. 10, October 1993
- [AW84] Åström, K. J.; Wittenmark, B.: Computer Controlled Systems. Prentice-Hall, 1984
- [Bä74] Bär, W.: Ein Beitrag zur automatischen Entwicklung eines linearen dynamischen Modelles für stationär betriebene verfahrenstechnische Anlagen. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1974
- [BK65] Bellman, R. E.; Kalaba, R.: Dynamic Programming and Modern Control Theory. Academic Press, London, 1965.
- [Bi93] Bishop, R. H.: Modern Control Systems Analysis and Design Using MATLAB. Addison-Wesley, 1993
- [BI92] Bleisteiner, K.: Ein Konzept zur Automatisierung eines kontinuierlichen Entladevorganges mit dem Automatisierungssystem SIMATIC S5-135U, Diplomarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1992, vom Verfasser betreut
- [Bö74] Böhme, K.: Spline-Funktionen. Teuber Verlag, Stuttgart, 1974
- [BS91] Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik, 25. Auflage, 1991
- [BW93] Broome, D. R.; Wang, Q.; Greig, A. R.: Adaptive compliant control for an inspection robot system. IEE Proceedings-D, Vol. 140, No. 3, May 1993
- [Er95] Erhard, N.: Zum Aufbau eines hydraulisch angetriebenen Handhabungsgerätes mit biegeelastischer Mechanik und dessen Regelung basierend auf Methoden der Exakten Linearisierung. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1995
- [Fe94] Feldmann, K.: Automatisierte Produktionsanlagen - Vorlesungsskriptum, Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik, Universität Erlangen-Nürnberg, WS93/94
- [Fi94] Fischer, Eghart.: Realisierung eines Bildauswerteverfahrens zur Bewegungserfassung eines Industrieroboters. Studienarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1994, vom Verfasser betreut
- [Fö85] Föllinger, O.: Optimierung dynamischer Systeme. Oldenbourg Verlag, München, 1985
- [Fr73] Freund, E.: Decoupling and Pole Assignment in nonlinear Systems, Electronic Letters 9, 1973 (S. 373-374)
- [FT92] Hrsg.: Der Bundesminister für Forschung und Technologie: Mikrosystemtechnik - Förderungsschwerpunkt im Rahmen des Zukunftskonzeptes Informationstechnik. Bonn, 1992
- [Go85] Goldstein, H.: Klassische Mechanik. Aula-Verlag Wiesbaden, 8. Auflage, 1985

- [He93] Heumann, S.: Untersuchung eines Verfahrens zur fehlerfreien, optischen Konturverfolgung durch einen Knickarmroboter. Diplomarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1993, vom Verfasser betreut
- [He94] Heiss, M.: Inverse Passive Learning of an Input-Output-Map through Update-Spline-Smoothing. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 39, No. 2, pp. 259, 1994
- [HW85] Hippe, P.; Wurmthaler, Ch.: Zustandsregelung, Springer-Verlag, Berlin, 1985
- [Hö92] Höfer, A.: Steuerung der Konfiguration eines redundanten Manipulators, Dissertation Universität Karlsruhe, Fortschritte der Robotik 17, Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1992
- [Ho90] Holling, G. H.: Abschätzung von Bahnfehlern in Robotersystemen. Dissertation RWTH Aachen, Fortschritte der Robotik 5, Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1990
- [Is91] Isermann, R.: Identifikation dynamischer Systeme 1 - Grundlegende Methoden, 2. Auflage, Springer Verlag, 1991
- [Id89] Isidori, A.: Nonlinear Control Systems, 2nd Edition, Springer Verlag, 1989
- [Ka93] Kattinger, R.: Optische Lageerfassung mit Hilfe eines Referenzgitters. Studienarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1993, vom Verfasser betreut
- [Ke91] Keyser, R.: Basic Principles of Model Predictive Control. European Control Conference, Grenoble, S.1753-1758, 1991
- [La89] Lauber, R.: Prozeßautomatisierung. Springer Verlag, 1989
- [Le94] Lebender, J.: Realisierung einer Konturverfolgung für einen hydraulischen Roboter mit CCD-Kamera. Diplomarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1994, vom Verfasser betreut
- [MA91] MAN - Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG: Interne Unterlagen des stetigen Schüttgutentladers. Nürnberg, 1991
- [ML93] The MathWorks Inc.: MATLAB - High-Performance Numeric Computation and Visualization Software, Ver. 4.2, 1993
- [Me92] Meinel, U.: Erprobung nichtlinearer Regelverfahren am Laboraufbau hydraulischer Knickarmroboter. Diplomarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1992
- [Mü93] Müller, M.: Roboter mit Tastsinn. Dissertation, Universität Braunschweig, 1993
- [Na94] Naujoks, Th.: Ein Beitrag zur Modellbildung, Simulation und Regelung von hydraulisch angetriebenen Handhabungsgeräten mit elastischen Trägern. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1994
- [Ne92] Neeser, M.: Bahnplanung für einen Schiffsentladekran. Studienarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1992, vom Verfasser betreut
- [Ne94] Neumeier, Th.: Bewegungserfassung eines Industrieroboters mit CCD-Kamera am Handpunkt. Studienarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1994, vom Verfasser betreut
- [Ni94] Nicolao, G.: Cyclomonotonicity, Riccati Equations and Periodic Receding Horizon Control. Automatica, Vol. 30, No. 9, pp. 1375-1388, 1994

- [Ob89] Oberhofer, A.: Über die Realisierung digitaler Zustandsregler und deren Einsatz am Beispiel der Lageregelung eines hydraulischen Vorschubantriebes. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1989
- [Oe95] Oehme, F.: Elektronik Programmierbarer Digitalsysteme - Vorlesungsskriptum, Lehrstuhl für Technische Elektronik, Universität Erlangen-Nürnberg, WS94/95
- [Ol89] Olomski, J.: Bahnplanung und Bahnführung von Industrierobotern. Dissertation TU Braunschweig, Fortschritte der Robotik 4, Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1989
- [OR89] Oberhofer, A.; Röper, R.: Zustandsregler für den konkreten Einsatz. Ölhydraulik und Pneumatik 33, Nr. 2 S.103-112, 1989
- [Pi94] Piechottka, U.; Grimm, W. M.; Berlin, F.; Becker, N.: Verwendung von Störgrößenmodellen zur Verbesserung des Regelverhaltens, Teil 1. at 11/94, S.483-487, Teil 2. at 12/94, S.525-532 1994
- [PK93] Papanikolopoulos, N. P.; Khosla, P. K.: Adaptive Robotic Visual Tracking: Theory and Experiments. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 38, No. 3, pp. 429-445, March 1993
- [PI93] Plött, N.: Eine Einführung in Fuzzy-Logik für den Einsatz in der Regelungstechnik. Institutsbericht 1/93, Universität Erlangen-Nürnberg, 1993
- [PM82] Pfaff, G.; Meier, Ch.: Regelung elektrischer Antriebe II - Geregelte Gleichstrom-antriebe. Oldenbourg Verlag München, 1982
- [Po58] Popov, E. P.: Dynamik automatischer Regelsysteme. Akademie Verlag Berlin, 1958
- [PT92] Press, W.; Teukolsky, S.; Vetterling, W.; Flannery, B.: Numerical Recipes in C. Cambridge University Press, 2. Edition, 1992
- [SN86] Sarytschewa, O.; Neumann, R.: Regelung nach der höchsten Ableitung der Regelgröße. Messen Steuern Regeln (msr)-9 S. 394-396, Berlin, 1986
- [Re94] Reh, J.: Simulation der Schiffsdynamik für einen kontinuierlichen Entlader. Studienarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1994
- [Re95] Rehfeld, F.: Der Einsatz linear quadratischer Optimierungsverfahren zur sensorgesteuerten Bahnführung. Diplomarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1995, vom Verfasser betreut
- [Se92] Seeger, G.: Selbsteinstellende Modellgestützte Regelung eines Industrieroboters. Dissertation TU Braunschweig, Fortschritte der Robotik 13, Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1992
- [Se94] Scheel, R.: Lastadaptive Regelung eines Industrieroboters. Studienarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1994, vom Verfasser betreut
- [SI93] Simon, D.; Isik, C.: A trigonometric trajectory generator for robotic arms. Int. Journal of Control, Vol. 57, No. 3, pp. 505-517, 1993
- [Sk95] Schindelek, R.: Führungsmodellgestützte Bahnprogrammierung eines Knickarmroboters mit Splines. Diplomarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1995, vom Verfasser betreut



- [Sl92] Schlitt, H.: Systemtheorie für Stochastische Prozesse. Springer Verlag, Berlin, 1992
- [Sl93] Schlitt, H.: Regelungstechnik. 2. Auflage, Vogel Verlag, Würzburg, 1993
- [SH93] Swoyer, D. D.; Hutchins, R. G. and Kent, M.: Utility of imaging sensors in tracking systems. Automatica, Vol. 29, No. 2, pp. 445-449, 1993
- [Sm79] Sommer, R.: Entwurf nichtlinearer, zeitvarianter Systeme durch Polvorgabe. Regelungstechnik (rt) 27, 1979, Heft 12 (S. 393-399)
- [SM72] Schneider, G.; Mikolcic, H.: Einführung in die Methode der dynamischen Programmierung. Oldenbourg Verlag, München, 1972
- [So92] Soeterboek, R.: Predictive Control - A Unified Approach., Prentice Hall, London, 1992
- [Sü94] Schlüter, H.: Sensorgeführte Bahnprogrammierung unter Einsatz von Datenreduktionsverfahren. Diplomarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1994, vom Verfasser betreut
- [SX85] Schmidt, G.; Xi, Y.: Prädiktive Regelverfahren - Theoretische Hintergründe und Anwendungsbeispiele. Automatisierungstechnik (at), Heft 10, pp. 302-309, 1985
- [TB90] Troch, I.; Breitenecker, F.: Hybride Simulation. In: Simulation in der Regelungstechnik. Hrsg.: Fasol, K.H.; Diekmann, K., Springer Verlag 1990
- [TL92] Trächtler, A.; Lohmann, B. und Struck, G.: Regelung der Querbewegung eines kamarageführten Straßenfahrzeugs. Automatisierungstechnik (at) 40 - 10 pp. 391-396, 1992
- [Tr89] Tritthart, A.: Sensorik für einen Schiffsentlader. Studienarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 1989
- [Wu94] Wurmthaler, Ch.: Prozeßmodelle als Grundlagen moderner Regelungskonzepte. Habilitationsschrift. Universität Erlangen-Nürnberg, 1994
- [Zu64] Zurmühl, R.: Matrizen und ihre technischen Anwendungen. Springer Verlag, Berlin, 1964

## Anhang A - Mechanische Größen

### A.1 - Mechanische Größen des Entladekranes (siehe Bild 3.4)

	Arm 1	Arm 2	Arm 3	Arm 4	Arm 5
Armlänge/[mm]	12000	10600	565	720	780

	R1	R2	R3	R4
Radius/[mm]	443	192	290	150

#### *Geometrie der Zylinderbefestigungen in mm*

Längen	Zyl. 1	Zyl. 2	Zyl. 3	Zyl. 4
Zia	2570	1520	1230	2100
Zib	250	360	240	192
Zic	1650	2610	855	1500
Zid	1050	400	315	443
Zie	2825	4026	30	7000
Zif	3014	4046	316	-
Zig	2582	1562	1253	-

#### *Masse der Arme in kg*

	Arm 1	Arm 2	Arm 4	Arm 6
Masse	800	400	300	500

*Abstand zwischen Arm 4 und 6:*  $D = 318 \text{ mm}$

### A.2 - Mechanische Größen des Knickarmroboters (siehe Bild 3.2)

#### *Auszug der wichtigsten Größen*

$L_{11}$ :	725 mm
$L_{12}$ :	1575 mm
$L_{21}$ :	100 mm
$L_{22}$ :	480 mm
$L_{23}$ :	75 mm

$A_{A1}$ :	$1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
$A_{A2}$ :	$1,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
$A_{B1}$ :	$0,94 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
$A_{B2}$ :	$0,64 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

$m_1$	:	5 Kg
$m_2$	:	3,75 Kg
$m_L$	:	8,25 Kg
$m_Z$	:	20 Kg

*Versorgungsdruck*  $P_0$  :  $10^5 \text{ Pa}$

## Anhang B - Bewegungsgleichungen des Entladekranes

In gleicher Weise wie beim Knickarmroboter lassen sich die Bewegungsgleichungen des Entladekranes über den lagrangeschen Ansatz aufstellen.

Aus den Geschwindigkeiten  $v_1..v_6$  (Bild 3.12) bezüglich des Referenzkoordinatensystems, können die kinetischen Energieterme berechnet werden. Es müssen alle Energieterme in Abhängigkeit von den verallgemeinerten Winkelkoordinaten ausgedrückt werden.

Folgende Abkürzungen werden dabei verwendet:

$$c_{ij} = \cos(\varphi_{ij}); \quad s_{ij} = \sin(\varphi_{ij}),$$

$m_i$  - Masse des Armes  $i$ ,

$m_g$  - Masse des am 1. Arm angebrachten Gegengewichts

$L_i$  - Länge des Armes  $i$ ,

$k_g$  - Relative Lage des Schwerpunktes des Gegengewichts bezüglich  $L_1$  ( $L_{\text{gegengew.}}/L_1$ )

$D$  - Abstand zwischen Arm 2 und 6 (paralleler Abstand).

$a$  - Parallele Verschiebung des Arm 6

### Kinetische Energie

Nach Substitution der Geschwindigkeiten durch die entsprechenden Winkelableitungen ergibt sich für die kinetische Energie:

$$E_{\text{kin1}} = \frac{m_1 + k_g^2 m_g}{6} L_1^2 \dot{\varphi}_1^2, \quad (\text{B.1})$$

$$E_{\text{kin2}} = \frac{m_2}{2} (L_1^2 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{L_2^2}{3} \dot{\varphi}_{12}^2 + L_1 L_2 c_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{12}), \quad (\text{B.2})$$

$$\begin{aligned} E_{\text{kin4}} = & \frac{m_4}{2} (L_1^2 \dot{\varphi}_1^2 + L_2^2 \dot{\varphi}_{12}^2 + L_3^2 \dot{\varphi}_{13}^2 + \frac{L_4^2}{3} \dot{\varphi}_{12}^2 + \\ & 2L_1 L_2 c_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{12} + 2L_1 L_3 c_{23} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{13} + L_1 L_4 c_{24} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{14} + \\ & 2L_2 L_3 c_{23} \dot{\varphi}_{12} \dot{\varphi}_{13} + L_2 L_4 c_{34} \dot{\varphi}_{12} \dot{\varphi}_{14} + L_3 L_4 c_4 \dot{\varphi}_{13} \dot{\varphi}_{14}, \end{aligned} \quad (\text{B.3})$$

$$\begin{aligned} E_{\text{kin6}} = & \frac{m_6}{2} ((L_1 + D)^2 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{L_2^2}{3} \dot{\varphi}_{12}^2 + (L_1 + D)L_2 c_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{12} + \\ & \dot{a}^2 + L_2 a \dot{\varphi}_{12}^2 + a^2 \dot{\varphi}_{12}^2 - 2(L_1 + D)ac_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{12} - 2(L_1 + D)s_2 \dot{a} \dot{\varphi}_1. \end{aligned} \quad (\text{B.4})$$

**Potentielle Energie**

$$E_{\text{pot1}} = \frac{L_1}{2} (m_1 - k_g m_g) g c_1, \quad (\text{B.5})$$

$$E_{\text{pot2}} = m_2 g (L_1 c_1 + \frac{L_2}{2} c_{12}), \quad (\text{B.6})$$

$$E_{\text{pot4}} = m_4 g (L_1 c_1 + L_2 c_{12} + L_3 c_{13} + \frac{L_4}{2} c_{14}), \quad (\text{B.7})$$

$$E_{\text{pot6}} = m_6 g ((L_1 + D) c_1 + (\frac{L_2}{2} - a) c_{12}). \quad (\text{B.8})$$

**Lagrange Funktion**

Durch Zusammensetzen der kinetischen und potentiellen Energieterme ergibt sich die Lagrangefunktion zu:

$$\begin{aligned} L = & \frac{J_1}{2} \dot{\phi}_1^2 + \frac{J_2}{2} \dot{\phi}_{12}^2 + \frac{J_4}{2} \dot{\phi}_{14}^2 + \\ & J_{12} c_2 \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_{12} + J_{13} c_{23} \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_{13} + J_{14} c_{24} \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_{14} + \\ & J_{23} c_3 \dot{\phi}_{12} \dot{\phi}_{13} + J_{24} c_{34} \dot{\phi}_{12} \dot{\phi}_{14} + J_{34} c_4 \dot{\phi}_{13} \dot{\phi}_{14} + \\ & -M_1 c_1 - M_2 c_{12} - M_3 c_{13} - M_4 c_{14} + m_6 G c_{12} a + \\ & \frac{m_6}{2} (\dot{a}^2 - L_2 a \dot{\phi}_{12}^2 + a^2 \dot{\phi}_{12}^2 - 2(L_1 + D) a c_2 \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_{12} - 2(L_1 + D) s_2 \dot{a} \dot{\phi}_1). \end{aligned} \quad (\text{B.9})$$

Dabei wurden folgende Abkürzungen verwendet :

$$J_1 = \left( \frac{m_1 + k_g^2 m_g}{3} + m_2 + m_4 \right) L_1^2 + m_6 (L_1 + D)^2,$$

$$J_2 = \left( \frac{m_6 + m_2}{3} + m_4 \right) L_2^2,$$

$$J_4 = \frac{m_4}{3} L_4^2$$

$$J_{12} = \left( \frac{m_2}{2} + m_4 \right) L_1 L_2 + \frac{m_6}{2} (L_1 + D) L_2,$$

$$J_{13} = m_4 L_1 L_3$$

$$J_{14} = \frac{m_4}{2} L_1 L_4$$

$$J_{23} = m_4 L_2 L_3$$

$$J_{24} = \frac{m_4}{2} L_2 L_4$$

$$J_{34} = \frac{m_4}{2} L_3 L_4$$

$$M_1 = \left( \frac{1}{1} (m_1 - k_g m_g) + m_2 + m_4 \right) L_1 g + (L_1 + D) m_6 g$$

$$M_2 = \left( \frac{m_2}{2} + m_4 + \frac{m_6}{2} \right) L_2 g,$$

$$M_3 = m_4 L_3 g,$$

$$M_4 = \frac{m_4 L_4 g}{2}.$$

### Eingeprägte Kräfte

Nach längeren Zwischenberechnungen ergeben sich folgende eingeprägte Kräfte:

#### Drehmoment 1

$$DM_1 = \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \varphi_1}$$

$$\begin{aligned}
DM_1 = & (J_1 + J_2 + J_4) \ddot{\varphi}_1 + (J_2 + J_4) \ddot{\varphi}_2 + J_4 \ddot{\varphi}_3 + \\
& (2J_{12}c_2 + 2J_{13}c_{23} + 2J_{14}c_{24} + 2J_{23}c_3 + 2J_{24}c_{34} + 2J_{34}c_4) \ddot{\varphi}_1 + \\
& (J_{12}c_2 + J_{13}c_{23} + J_{14}c_{24} + 2J_{23}c_3 + 2J_{24}c_{34} + 2J_{34}c_4) \ddot{\varphi}_2 + \\
& (J_{13}c_{23} + J_{14}c_{24} + J_{23}c_3 + J_{24}c_{34} + 2J_{34}c_4) \ddot{\varphi}_3 + \\
& (J_{14}c_{24} + J_{24}c_{34} + J_{34}c_4) \ddot{\varphi}_4 + \\
& m_6 a^2 \ddot{\varphi}_{12} - m_6 L_2 a \ddot{\varphi}_{12} - 2m_6 (L_1 + D) a c_2 \ddot{\varphi}_1 + \\
& -m_6 (L_1 + D) a c_2 \ddot{\varphi}_2 - m_6 (L_1 + D) s_2 \ddot{a} + \\
& -J_{12} s_2 (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \dot{\varphi}_2 - J_{13} s_{23} (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_{23}) \dot{\varphi}_{23} + \\
& -J_{14} s_{24} (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_{24}) \dot{\varphi}_{24} - J_{23} s_3 (2\dot{\varphi}_{12} + \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 + \\
& -J_{24} s_{34} (2\dot{\varphi}_{12} + \dot{\varphi}_{34}) \dot{\varphi}_{34} - J_{34} s_4 (2\dot{\varphi}_{13} + \dot{\varphi}_4) \dot{\varphi}_4 + \\
& 2m_6 a \dot{a} \dot{\varphi}_{12} - m_6 L_2 \dot{a} \dot{\varphi}_{12} - 2m_6 (L_1 + D) \dot{a} c_2 \dot{\varphi}_1 + 2m_6 (L_1 + D) a s_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 + \\
& -m_6 (L_1 + D) \dot{a} c_2 \dot{\varphi}_2 + m_6 (L_1 + D) a s_2 \dot{\varphi}_2^2 - m_6 (L_1 + D) \dot{a} c_2 \dot{\varphi}_2 + \\
& -M_1 s_1 - M_2 s_{12} - M_3 s_{13} - M_4 s_{14} + m_6 G s_{12}.
\end{aligned} \tag{B.10}$$

**Drehmoment 2**

$$DM_2 = \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \varphi_2}$$

$$\begin{aligned} DM_2 = & J_2 \ddot{\varphi}_{12} + J_4 \ddot{\varphi}_{14} + J_{12} c_2 \ddot{\varphi}_1 + J_{13} c_{23} \ddot{\varphi}_1 + J_{14} c_{24} \ddot{\varphi}_1 + \\ & J_{23} c_3 (2\ddot{\varphi}_{12} + \ddot{\varphi}_3) + J_{24} c_{34} (2\ddot{\varphi}_{12} + \ddot{\varphi}_{34}) + J_{34} c_4 (2\ddot{\varphi}_{13} + \ddot{\varphi}_4) + \\ & -J_{12} s_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 - J_{13} s_{23} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{23} - J_{14} s_{24} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{24} + \\ & -J_{23} s_3 (2\dot{\varphi}_{12} + \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 - J_{24} s_{34} (2\dot{\varphi}_{12} + \dot{\varphi}_{34}) \dot{\varphi}_{34} - J_{34} s_4 (2\dot{\varphi}_{13} + \dot{\varphi}_4) \dot{\varphi}_4 + \\ & -m_6 L_2 a \ddot{\varphi}_{12} + m_6 a^2 \ddot{\varphi}_{12} - m_6 (L_1 + D) a c_2 \ddot{\varphi}_{12} - m_6 L_2 \dot{a} \dot{\varphi}_{12} + \\ & + 2m_6 a \dot{a} \dot{\varphi}_{12} - m_6 (L_1 + D) a c_2 \dot{a} \dot{\varphi}_1 + m_6 (L_1 + D) a s_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 + \\ & + J_{12} s_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{12} + J_{13} s_{23} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{13} + J_{14} s_{24} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{14} + \\ & -M_2 s_{12} - M_3 s_{13} - M_4 s_{14} - m_6 (L_1 + D) a s_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{12} + m_6 (L_1 + D) c_2 \dot{a} \dot{\varphi}_1 + \\ & + m_6 G s_{12}. \end{aligned} \quad (B.11)$$

**Drehmoment 3**

$$DM_3 = \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\varphi}_3} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \varphi_3}$$

$$\begin{aligned} DM_3 = & J_4 \ddot{\varphi}_{14} + J_{13} c_{23} \ddot{\varphi}_1 + J_{14} c_{24} \ddot{\varphi}_1 + \\ & J_{23} c_3 \ddot{\varphi}_{12} + J_{24} c_{34} \ddot{\varphi}_{12} + J_{34} c_4 (2\ddot{\varphi}_{13} + \ddot{\varphi}_4) + \\ & -J_{13} s_{23} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{23} - J_{14} s_{24} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{24} + \\ & -J_{23} s_3 \dot{\varphi}_{12} \dot{\varphi}_3 - J_{24} s_{34} \dot{\varphi}_{12} \dot{\varphi}_{34} - J_{34} s_4 (2\dot{\varphi}_{13} + \dot{\varphi}_4) \dot{\varphi}_4 + \\ & + J_{13} s_{23} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{13} + J_{14} s_{24} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{14} + J_{23} s_3 \dot{\varphi}_{12} \dot{\varphi}_{13} + J_{24} s_{34} \dot{\varphi}_{12} \dot{\varphi}_{14} + \\ & -M_3 s_{13} - M_4 s_{14}. \end{aligned} \quad (B.9)$$

**Kraft 4**

$$F_4 = \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{a}} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial a}$$

$$\begin{aligned} F_4 = & m_6 \ddot{a} - m_6 (L_1 + D) s_2 \ddot{\varphi}_1 - m_6 (L_1 + D) c_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \\ & - m_6 a \ddot{\varphi}_{12} + \frac{m_6}{2} L_2 \dot{\varphi}_{12}^2 + m_6 (L_1 + D) c_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_{12} - m_6 G c_{12}. \end{aligned} \quad (B.12)$$

## - Lebenslauf -

**Pers. Daten** Adolfo Bauchspiess, geb. am 05.03.1963 in EralSeco - RS / Brasilien

**Eltern** Alfred Erich Bauchspiess, Einzelhandelskaufmann  
Elli Hildegard Bauchspiess, geb. Wehebrink

**Familienstand** Verh. seit 15.12.1990 mit Enir Roseli Loesch-Bauchspiess, geb. Loesch  
Kinder: Carolina und Ricardo Bauchspiess

### Schulbildung

Grundstufe 1970-1974 1. bis 5. Klasse - EscolaClasse SESI in Taguatinga-DF  
1975-1976 6. und 7. Klasse - EscolaClasse 39 in Taguatinga-DF  
1977 8. Klasse - CentroEducativo de Taguatinga-DF

Hochschulreife 1978-1980 CentroEducativoObjetivo - Brasília - DF

### Hochschulbildung

03/1981-6/1986 Studium der Elektrotechnik - Schwerpunkt Elektronik  
an der Universidade de Brasília (Dipl.-Ing.)  
08/1986-12/1987 Master Studium: Automatisierung und Computerwissenschaften  
an der Universidade de Brasília  
3.12.1990 Master Thesis: "Zeitbereichssimulation linearer Netzwerke"  
an der Universidade de Brasília (M. Sc.)

### Berufstätigkeit

05/1984-12/1984 Telebrásilia - Staatliche Telefongesellschaft 20 Std./Woche  
02/1985-10/1985 Prologo Elektronische Geräte S/A 20 Std./Woche  
01/1986-12/1987 Forschungsvorhaben UnB-Novadata Comp. S/A 20 Std./Woche  
03/1988-04/1990 Entwicklungsingenieur bei Novadata Computadores S/A

### Promotionsförderung

2/1991-9/1995 Stipendiat der brasilianischen Forschungs- und  
Wissenschaftsförderungsbehörde CNPq am Institut für  
Regelungstechnik der Universität Erlangen-Nürnberg.