

Der folgende Text wird über DuEPublico, den Dokumenten- und Publikationsserver der Universität Duisburg-Essen, zur Verfügung gestellt.

Diese auf DuEPublico veröffentlichte Version der E-Publikation kann von einer eventuell ebenfalls veröffentlichten Verlagsversion abweichen.

Dritte IFToMM D-A-CH Konferenz 2017

In: IFToMM D-A-CH Konferenz

DOI: <http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43384>

URN: <urn:nbn:de:hbz:464-20170906-173119-9>

Link: <http://duepublico.uni-duisburg-essen.de/servlets/DocumentServlet?id=43384>



3. IFToMM D-A-CH
Konferenz 2017
15./16. Februar 2017, TU Chemnitz



Biomechanische Systeme

Kinematische Analyse und Synthese

Getriebetechnik

Regelung von Mechanismen und Maschinen

Mikromechanische Systeme

Mehrkörpersysteme

Sicherheit und Zuverlässigkeit

Robotik und Mechatronik

Rotordynamik

Nachhaltigkeit, Ressourcen- und Energieeffizienz

Fahrzeug- und Transportsysteme

Tribologie

Schwingungstechnik und Maschinendynamik

Nachgiebige Mechanismen

IFToMM D-A-CH Konferenz 2017

der IFToMM Member Organizations
Austria, Germany, Switzerland

15.-16. Februar 2017, TU Chemnitz

TAGUNGSBAND

Organisation

General Chairs:

- Maik Berger, TU Chemnitz
- Karsten Gerlach, TU Chemnitz

Program Committee:

- Torsten Bertram, TU Dortmund
- Hannes Bleuler, EPFL
- Tobias Bruckmann, Uni Duisburg-Essen
- Burkhard Corves, RWTH Aachen
- Francisco Geu, Uni Duisburg-Essen
- Mathias Hüsing, RWTH Aachen
- Manfred Husty, Uni Innsbruck
- Andrés Kecskeméthy, Uni Duisburg-Essen
- Jörn Malzahn, IIT Genova
- Malte Oeljeklaus, TU Dortmund
- Jürg Schiffmann, EPFL

Technical Chair

- Jörn Malzahn, IIT Genova

Publications Chair

- Tobias Bruckmann, Uni Duisburg-Essen

Publicity Chair

- Mathias Hüsing, RWTH Aachen

Impressum

ISBN 978-3-940402-08-0

DOI 10.17185/dupublico/43384

Herausgeber

Universität Duisburg-Essen

Erscheinungsort

DuEPublico, Duisburg-Essen Publications Online

Universität Duisburg-Essen

<http://dupublico.uni-duisburg-essen.de/>

© 2017

Vorwort

Vom 15.-16. Februar 2017 fand die 3. D-A-CH Konferenz der deutschen IFToMM Mitgliedsorganisationen Deutschland, Österreich und Schweiz an der Technischen Universität Chemnitz statt.

Zum globalen Haus der IFToMM – The International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science – gehören heute 48 Mitgliedsländer. Die Zielstellungen sind dabei seit nunmehr viereinhalb Jahrzehnten auf die Förderung der internationalen Zusammenarbeit im Themenschwerpunkt der Maschinen und Mechanismen und daran angrenzender Gebiete ausgerichtet.

Die jährlichen D-A-CH Konferenzen setzen diese Tradition und gelebte Zusammenarbeit im deutschsprachig-europäischen Raum fort. Hier treffen sich insbesondere junge Wissenschaftlerinnen und Wissenschaftler, um auf ihre Forschungsthemen und Schwerpunkte aus unterschiedlichsten Gebieten aufmerksam zu machen. Neben dieser besonderen Gelegenheit, damit die Sichtbarkeit der deutschsprachigen IFToMM-Aktivitäten zu stärken, dient diese Konferenz ebenso dazu, sich kennenzulernen und neue Netzwerke untereinander zu knüpfen.

Auch die 3. D-A-CH Konferenz verdeutlichte wieder die große thematische Bandbreite dieses Wissenschafts-clusters. Insbesondere auch vor dem Hintergrund des diesjährigen Tagungsorts mit langer Tradition, da die ausrichtende Professur Montage- und Handhabungstechnik – hervorgegangen aus den Professuren Getriebetechnik (Prof. J. Volmer: 1962 – 1993) und Getriebelehre (Prof. J. Schönherr: 1993 – 2000) – das Themengebiet der Maschinen und Mechanismentechnik in Forschung und Lehre seit vielen Jahrzehnten kontinuierlich vertritt.

An historischer Tagungsstätte – dem „Alten Heizhaus“ – wurden viele neue Forschungserkenntnisse aus den Bereichen der Lagensynthese, Biomechanik, Maschinendynamik, Mechatronik, Robotik, Haptik sowie Verzahnungsberechnung – um nur einige zu nennen – eindrucksvoll präsentiert und auch das Zukunftspotential der Medien- und Webtechnologien für die Mechanismentechnik angerissen.

Diese ereignisreichen und nachwirkenden IFToMM-D-A-CH-Tage in Chemnitz, mit vielen anregenden wissenschaftlichen Gesprächen sowie vielen alten und neuen persönlichen Kontakten, bleiben in nachhaltiger Erinnerung.

Im Namen des Veranstalters

Maik Berger

Im Namen der drei D-A-CH-Mitgliedsorganisationen

Andrés Kecskeméthy (D)
Manfred Husty (A)
Hannes Bleuer (CH)

Programm

Mittwoch, 15.02.2017

- 10:00 Uhr - 11:00 Uhr: **Ankunft der Teilnehmer; Anmeldung**
- 11:00 Uhr - 11:05 Uhr: **Begrüßung**
Prof. Dr.-Ing. Maik Berger / TU Chemnitz, Professur Montage- & Handhabungstechnik
- 11:05 Uhr - 11:15 Uhr: **Eröffnung 3. IFToMM D-A-CH Tagung**
Mathias Hüsing, RWTH Aachen
- 11:15 Uhr - 12:15 Uhr: **Session I**
Leitung Herr Prof. Dr.-Ing. Maik Berger
- 11:15 Uhr **Frédéric Etienne Kracht, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik**
Echtzeitfähige objektorientierte Modellbildung am Beispiel einer Fahrzeug Radaufhängung
- 11:45 Uhr **Stefan Heinrich, TU Chemnitz, Professur Montage-& Handhabungstechnik**
Effiziente Ermittlung parametrisierter Masseparameter im Kontext der Mehrlagensynthese
- 12:15 Uhr - 13:15 Uhr: **Mittagspause**
- 13:15 Uhr - 14:45 Uhr: **Session II**
[Śłódyz] a l-túŚ hŚtŚŚ\fl-dzāz ¢ | 52WúYdyŔ
- 13:15 Uhr **Ferdinand Schwarzfischer, RWTH Aachen University, Inst. Getriebe. & Maschinendynamik**
Die Eigenbewegung der Schubkurbel
- 13:45 Uhr **Kai Ploeger, TU Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik**
Generierung von Laufmustern für einen elastisch angetriebenen Vierbeiner mit modal abgestimmten Bereichen
- 14:15 Uhr **Maximilian Krämer, TU Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik**
Zeitoptimale Regelung des Mastaufbaus einer Autobetonpumpe unter statischen, kinodynamischen und geometrischen Nebenbedingungen
- 14:45 Uhr - 15:15 Uhr: **Kaffeepause**

Mittwoch, 15.02.2017 - Fortsetzung

15:15 Uhr - 16:25 Uhr: Session III

Leitung Josef Schadlbauer, Uni Innsbruck

15:15 Uhr **Lennart Caspers, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechanik und Robotik**

Krümmungsradius des Abrollverhaltens beim Fuß-Boden Kontakt in der Sagittalebene während des menschlichen Ganges

15:45 Uhr **Dr.-Ing. René Bartkowiak, Universität Rostock, Lehrstuhl Technische Mechanik / Dynamik**

Der harmonisch getriebene Rayleigh-van der Pol Oszillator

16:15 Uhr **Prof. Dr.-Ing. Maik Berger, TU Chemnitz, Professur Montage- & Handhabungstechnik**

Schlussworte Tag 1 und Organisatorisches für Abendveranstaltung

16:25 Uhr - 17:30 Uhr: Hotel Check-in der Gäste

17:30 Uhr - 19:00 Uhr: Stadtführung Chemnitz

Treffpunkt/Start am Marx-Monument. Ziel/Ende am Ratskeller

19:00 Uhr - offen

Gemeinsames Abendessen im Ratskeller Chemnitz

Donnerstag, 16.02.2017

08:55 Uhr - 09:00 Uhr: Begrüßung und Eröffnung Tag 2

Tobias Bruckmann, Uni Duisburg-Essen

09:00 Uhr - 10:30 Uhr: Session IV

[Stütz] Tobias Bruckmann, Uni Duisburg-Essen

09:00 Uhr **Thomas Stigger, Universität Innsbruck, Institut für Grundlagen der Tech. Wissenschaften**

Zwangsbedingungen von inversen kinematischen Ketten

09:30 Uhr **Ivan Boiadjiev, TU München, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau**

Neue Berechnungsmethode zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen

20:00 Uhr **Thorsten Speicher, TU Chemnitz, Professur Montage- & Handhabungstechnik**

Entwicklung eines Simulationsmodells zum Abbilden einer Nadel-Gewebe-Interaktion

12:15 Uhr - 13:15 Uhr: Kaffeepause

11:00 Uhr - 12:40 Uhr: Session V

[Stütz] Francisco Geu, Uni Duisburg-Essen

11:00 Uhr **Josef Schadlbauer, Universität Innsbruck, Arbeitsbereich für Geometrie und CAD**

Eine einfache Lösung der Hand-Auge Kalibrierung mittels dualer Quaternionen

11:30 Uhr **M.Sc. Bilgehan Demirkale, TU Chemnitz, Professur Montage- & Handhabungstechnik**

Haptische Beurteilung großflächiger Führungsbewegungen mittels konfigurierbaren Ebenen Force Feedback Unterface (EFFI)

12:00 Uhr **Prof. Dr.-Ing. M. Hüsing, RWTH Aachen University, Inst. Getriebet. & Maschinendynamik**

Additive Fertigung - Machbarkeit der robotergeführten Objektbewegung

12:30 Uhr - 12:40 Uhr: Gemeinesames Gruppenfoto

12:40 Uhr - 13:30 Uhr: Mittagspause

Donnerstag, 16.02.2017 - Fortsetzung

13:30 Uhr - 15:10 Uhr: Session VI

Leitung Mathias Hüsing, RTWH Aachen

13:30 Uhr **Juan Pablo Barreto, RWTH Aachen University, Inst. Getriebet. & Maschinendynamik**

Energy Saving in Pick and Place Operations using Parallel Robots and their Natural Motion

14:00 Uhr **Hannes Bleuler, EPFL Lausanne, Laboratoire de Systèmes Robotiques LSRO**

Exoskelett TWIICE für Paraplegiker: Erfahrungsbericht vom Cybathlon

14:30 Uhr **Prof. Dr.-Ing. Stefan Gössner, University of Applied Sciences and Arts Dortmund**

Das Potenzial der Webtechnologien in der Mechanismentechnik

14:30 Uhr **Maik Berger und Hannes Bleuler**

Schlussworte / Ausblick / Verabschiedung

Beiträge

- Frédéric Etienne Kracht, Rajat Dandekar, Tobias Bruckmann, Dieter Schramm Seite 9
Echtzeitfähige objektorientierte Modellbildung am Beispiel einer Fahrzeug-Radaufhängung
<http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43393>
- Stefan Heinrich, Maik Berger Seite 17
Effiziente Ermittlung parametrisierter Masseparameter im Kontext der Mehrlagensynthese
<http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43400>
- Ferdinand Schwarzfischer Seite 19
Die Eigenbewegung der Schubkurbel
<http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43389>
- Kai Ploeger, Dominic Lakatos, Freia Irina John, Torsten Bertram, Alin Albu-Schäffer Seite 20
Generierung von Laufmustern für einen elastisch angetriebenen Vierbeiner mit modal abgestimmten Beinen
<http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43386>
- Maximilian Krämer, Christoph Rösmann, Freia Irina John, Torsten Bertram Seite 28
Zeitoptimale Regelung des Mastaufbaus einer Autobetonpumpe unter statischen, kinodynamischen und geometrischen Nebenbedingungen
<http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43387>
- Lennart Caspers, Mario Siebler, Harald Hefter, Andrés Kecskeméthy Seite 36
Krümmungsradius des Abrollverhaltens beim Fuß-Boden Kontakt in der Sagittalebene während des menschlichen Ganges
<http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43401>
- René Bartkowiak Seite 38
Der harmonisch getriebene Rayleigh-van der Pol Oszillator
<http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43396>
- Thomas Stigger, Manfred L. Husty Seite 40
Zwangsbedingungen von inversen kinematischen Ketten
<http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43395>
- Ivan Boiadjev, Daniel Kadach, Markus Klein, Karsten Stahl Seite 41
Neue Berechnungsmethode zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen
<http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43402>

Thorsten Speicher, Maik Berger, Katharina Hauschild, Andreas Fricke, Thomas Heske	Seite 42
<i>Entwicklung eines Simulationsmodells zum Abbilden einer Nadel-Gewebe-Interaktion</i>	
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43399	
Josef Schadlbauer, Manfred L. Husty, Paul Zombor-Murray	Seite 43
<i>Eine einfache Lösung der Hand-Auge Kalibrierung mittels dualer Quaternionen</i>	
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43394	
Bilgehan Demirkale, Maik Berger, Carsten Teichgräber	Seite 44
<i>Haptische Beurteilung großflächiger Führungsbewegungen mittels konfigurierbaren Ebenen Force Feedback Interface (EFFI)</i>	
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43573	
Mathias Hüsing, Michael Lorenz, Tim Detert, Burkhard Corves	Seite 46
<i>Additive Fertigung – Machbarkeit der Robotergeführten Objektbewegung</i>	
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43398	
Juan Pablo Barreto, Frederic Schöler, Burkhard Corves	Seite 48
<i>Energy Saving in Pick and Place Operations using Parallel Robots and their Natural Motion</i>	
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43391	
Hannes Bleuler, Tristan Vouga, Romain Baud, Jemina Fasola, Julien Pache, Mohamed Bouri.....	Seite 50
<i>Exoskelett TWIICE für Paraplegiker: Erfahrungsbericht vom Cybathlon</i>	
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43388	
Stefan Gössner, Jan Uhlig	Seite 52
<i>Das Potenzial der Webtechnologien in der Mechanismentechnik</i>	
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/43392	

Echtzeitfähige objektorientierte Modellbildung am Beispiel einer Fahrzeug-Radaufhängung

Real-time object-oriented modelling with the example of a vehicle wheel suspension

Frédéric Etienne Kracht M.Sc., frederic.kracht@uni-due.de, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland;

Rajat Dandekar, rajatdandekar@gmail.com, Department of Engineering Design, Indian Institute of Technology Madras, Indien;

Dr.-Ing. Tobias Bruckmann, tobias.bruckmann@uni-due.de, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland;

Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Schramm, dieter.schramm@uni-due.de, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland;

Kurzfassung

Innerhalb dieses Beitrages wird eine laufzeitoptimierte, objektorientierte Modellierungsmethode angewandt, die sich durch eine hohe Modularität und Benutzerfreundlichkeit auszeichnet. Insbesondere für Simulationen, die in Echtzeit gerechnet werden müssen, bietet sich eine solche Methode an. Jedes Teilelement eines physikalischen Systems wird für sich einzeln modelliert. Hierfür werden ausschließlich die Newton-Euler-Gleichungen in Verbindung mit den Eulerwinkeln verwendet. Bewegungen werden dabei vorwärts und Kräfte rückwärts übertragen. Anschließend lässt sich aus den einzelnen Teilelementen ein Gesamtsystem nach der Topologie des realen Systems aufbauen. Neben offenen kinematischen Ketten lassen sich auch geschlossene kinematische Ketten berechnen. Anhand einer Radaufhängung wird die Recheneffizienz der Modellierungsmethode mit anderen kommerziellen Simulationsumgebungen verglichen.

Abstract

Within this paper, an object-oriented modelling method is presented which is characterized by high modularity and computational efficiency. This method is particularly suitable for simulations, which must be calculable in real-time. Each element of a physical system is modelled individually. For this purpose, only the Newton-Euler equations are applied in conjunction with Euler angles. Movements are transferred forward while forces are transmitted backwards. Subsequently, an overall system can be constructed from the individual component elements according to the topology of the real system. In addition to open kinematic chains, closed kinematic chains can be calculated as well. Using a wheel suspension, the computational efficiency of the modelling methodology in comparison with other simulation software is demonstrated.

1 Einleitung

Eine Vielzahl von Modellierungsmethoden wurde in der Vergangenheit entwickelt, um das physikalische Verhalten dynamischer Systeme nachzubilden und vorherzusagen.

Aufgrund der heute immer komplexeren Simulationsaufgaben, wie die Echtzeit-Regelung in Closed-Loop Anwendungen oder die Optimierung von Systemen mit immer mehr Parametern, müssen Modellierungsmethoden besonders effizient gestaltet werden. Andererseits sollte jedoch auch die Bedienung so geartet sein, dass Anpassungen schnell und einfach vollzogen und komplexe Systeme einfach aufgebaut werden können.

Grundlegend sind dazu die Bewegungsgleichungen des Systems aufzustellen und entsprechend zu lösen. Alternativ zu klassischen vorwärts gerichteten Methoden auf der Basis der Zustandsgleichungen wurden während der letzten Jahrzehnte objektorientierte Methoden zur Modellbildung entwickelt. Diese zeichnen sich unter anderem durch

eine hohe Modularität, Interdisziplinarität, Parametrierbarkeit und eine für den Endnutzer einfache Bedienung aus. Weiterhin lassen sich bestehende Modell-Komponenten wiederverwenden. Das sorgt für eine erhebliche Effizienzsteigerung des Entwicklungsprozesses.

Komplexe mechanische Systeme werden hierbei in einzelne Objekte zerlegt, die direkt die physikalischen Komponenten repräsentieren. Dadurch lassen sich zum Beispiel Roboter, Laufmaschinen oder auch Radaufhängungen von Fahrzeugen einfach zusammensetzen und im Anschluss simulieren [1].

Der Nachteil dieser Modellierungsart ist, dass ihre Anwendung meist mit längeren Berechnungszeiten verbunden ist. Dies liegt in der speziellen Beschreibung durch differential-algebraische Gleichungen, deren Lösung spezielle aufwendige Integratoren und Gleichungslöser erfordert.

Darüber hinaus bilden mechanische Systeme generell entweder offene oder geschlossene kinematische Ketten. Geschlossene Ketten bringen dabei die Problematik mit sich,

dass diese oft nur iterativ gelöst werden können. Für Echtzeitanwendungen, wie zum Beispiel die Simulation einer kinematisch geschlossenen Fahrzeugradaufhängung in einem Fahrsimulator ist diese Methode somit nicht ohne weiteres verwendbar.

Weiterhin besteht besonders in der Industrie das Problem, dass der Zugang zu objektorientierten Modellierungsmethoden oft sehr begrenzt ist. Das liegt einerseits an Lizenzgebühren, andererseits aber auch an mangelnden Wissen auf diesem Gebiet. Außerdem sind oft große Teile an Modellen bereits in der Vergangenheit entstanden und somit in anderen Modellierungssprachen hinterlegt, die im Unternehmen etabliert sind. Die Verknüpfung durch Co-Simulationen ist zwar möglich, bringt jedoch auch Nachteile, wie die Nutzung unterschiedlicher Gleichungslöser und die daraus resultierenden Synchronisationsprobleme der Schrittweite mit sich.

In diesem Beitrag wird eine laufzeitoptimierte Art der objektorientierten Modellbildung genutzt, die die Dynamik eines mechanischen Mehrkörpersystems echtzeitfähig abbildet. Dabei wird die weitverbreitete Simulationsumgebung MATLAB/SIMULINK verwendet, um eine gute Integrierbarkeit mit anderen Modellen zu gewährleisten. Komplexe Systeme lassen sich einfach aus einzelne Elemente einer Modellbibliothek zusammensetzen. Es spielt hierbei keine Rolle, ob das System geschlossene oder offene kinematische Ketten beinhaltet. Dank der in der Vergangenheit stark gestiegenen Effizienz des algebraischen Gleichungslösers, sind selbst algebraische Schleifen schnell berechenbar. Die bereits genannten Vorteile der hohen Modularität, freien Skalierbarkeit und gesteigerten Benutzerfreundlichkeit bleiben dabei erhalten.

Im nächsten Abschnitt wird nun die Modellierungstechnik gleichungsbasiert beschrieben. Anschließend wird aufgezeigt, wie Systeme mit offenen und geschlossenen kinematischen Ketten zusammengesetzt werden. Von einer Fahrzeug-Radaufhängung werden daraufhin Simulationsergebnisse gezeigt. Weiterhin wird die Recheneffizienz mit anderen Modellierungsmethoden verglichen. Der letzte Abschnitt fasst den Artikel zusammen und gibt einen Ausblick für weitere Forschungsansätze.

2 Objektorientierte Modellbildung

Zunächst wird nun das allgemeine Vorgehen bei der objektorientierten Modellbildung erläutert.

Die Grundlage ist eine einheitliche Modellierungssprache, die analytische und numerische Modellierungsverfahren enthält. Eine weitverbreitete Programmiersprache ist dabei MODELICA. Jede physikalische Komponente wird als Block abgebildet, der über Schnittstellen wechselseitig in beide Richtungen mit anderen Komponenten verbunden ist. Die Blöcke werden dabei einer Objektbibliothek entnommen und enthalten eine Beschreibung des physikalischen Verhaltens. Durch diesen Ansatz ist eine schnelle Modellierung von komplexen Systemen mit reduziertem Aufwand möglich. Es ergibt sich eine hohe Flexibilität und

Standardisierung. Weiterhin ähnelt die Topologie des Modells dem realen System, sodass eine hohe Benutzerfreundlichkeit gewährleistet ist [2].

Die Schnittstellen bilden die Potential- und die Flussvariablen. In der physikalischen Domäne der Mechanik ist dabei die Potentialvariable die Beschleunigung und die Flussvariable die Kraft. An den Knotenpunkten von Elementen gilt dabei, dass die Potentialvariablen (ac) gleich sind und die Flussvariablen (th) in der Summe null ergeben. Bei diesen Schnittstellen handelt es sich dabei um tatsächlich vorhandene Verbindungsstellen (z.B. Gelenke) zwischen den einzelnen physikalischen Komponenten.

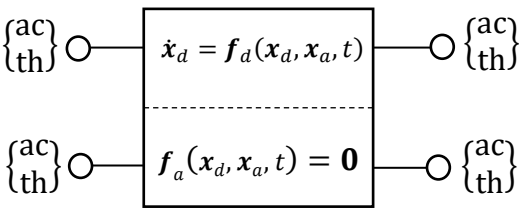


Bild 1 Schema der objektorientierten Modellbildung [1]

In Bild 1 wird gezeigt, wie das Modell eines mechanischen Objekts aufgebaut ist. Ein solches Objekt besteht einerseits aus den gewöhnlichen Differentialgleichungen f_d und andererseits aus impliziten algebraischen Gleichungen f_a . Diese sind abhängig von Variablen x_d , deren Zeitableitungen im Block vorkommen und Variablen x_a , deren Zeitableitungen nicht im Block vorkommen. Die Integrationen der zeitlich abgeleiteten Zustandsvariablen erfolgt dabei in den einzelnen Objekten. Durch die Zusammenführung der beiden Gleichungsformen ergibt sich ein differential-algebraisches Gleichungssystem (DAE). Damit wiederum sind algebraische Schleifen verbunden. Für deren Lösung sind wiederum spezielle DAE-Solver notwendig. [1]

Eine modifizierte objektorientierte Methode sind die kinetostatischen Übertragungselemente [3]. Hierbei wird die globale Kinematik mittels der verallgemeinerten Koordinaten in Verbindung mit den Jacobimatrizen gelöst. Weiterhin wird eine energieneutrale kinetostatische Übertragung, also identische virtuelle Arbeit des Ein- und Ausgangszustands angenommen. Bewegungen werden dabei vorwärts durch das Element übertragen, Kräfte wiederum in entgegengesetzter Richtung. Zur Auflösung von kinematischen Schleifen werden je nach Aufbau des Systems iterative oder analytische Verfahren verwendet. Zur analytischen Lösung werden die kinematischen Schleifen als „kinematische Transformatoren“ abgebildet, welche die expliziten Gleichungen der Einzelkomponenten der geschlossenen Kette enthalten. Falls keine expliziten Gleichungen ermittelt werden können, werden iterative Verfahren verwendet.

Innerhalb der hier vorgestellten Methode, wird ebenfalls jeder physikalische Körper für sich modelliert und in einer Modellbibliothek hinterlegt. Analog zur beschriebenen klassischen Methode ergeben sich Variablen vom Typ x_d und auch vom Typ x_a . Im Gegensatz zu MODELICA werden jedoch die zugrundeliegenden Gleichungen nach der ge-

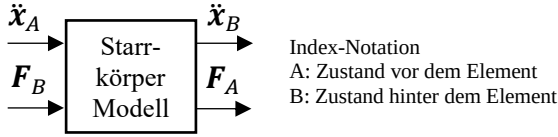


Bild 2 Starrkörperobjekt

suchten Variable bereits aufgelöst, um eine implizite Gleichung im Element zu vermeiden. Die bestehenden holonomen Bindungen werden in das Objekt integriert. Dafür werden verallgemeinerte Koordinaten herangezogen. Jeder Block für sich genommen besteht somit nur aus expliziten Gleichungen und weist eine eindeutige Signalflussrichtung auf. Damit entsteht ein Block mit den Ein- und Ausgängen nach Bild 2. Durch die Verknüpfung verschiedener Objekte entsteht ein Gesamtsystem, welches eine hohe Komplexität aufweisen kann. Die dabei möglicherweise vorhandenen kinematischen Ketten spiegeln sich durch algebraische Schleifen im System wider. Diese werden intern in MATLAB/SIMULINK numerisch vorab zu jedem Integrations-schritt des Integrators für gewöhnliche Differentialgleichungen gelöst [4, 5].

Eine detaillierte Modellierung folgt nun für einige verschiedenen Elemente, welche später für eine Fahrzeug-Radaufhängung benötigt werden.

2.1 Stab mit Kardangelen

Zur einfachen Darstellung des Grundprinzips der Modellierungsmethodik wird beispielhaft der Stab verwendet. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Methode auch bei komplexeren Körpern Anwendung finden kann. Der als starr modellierte Stab besitzt zwei Endpunkte A und B (siehe Bild 3). Weiterhin sei der Stab über ein Kardangelen in A verbunden.

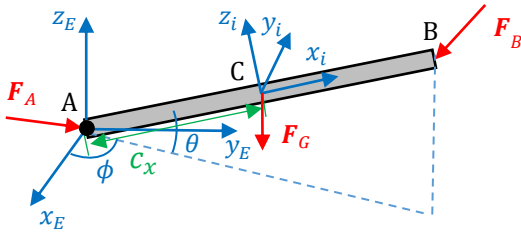


Bild 3 Schematische Skizze eines Starrkörpermodells

Folgende Schritte müssen dabei vollzogen werden, um die nötigen Differentialgleichungen zu erhalten, die die verallgemeinerten Koordinaten, in diesem Fall die Eulerwinkel, ermitteln.

1. Ermittlung der auf den Körper eingprägten Kräfte und Momente im körperfesten Koordinatensystem.
2. Verwendung der Newton-Euler-Gleichungen um drei lineare Gleichungen zur Berechnung der Winkelbeschleunigungen $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ zu erhalten. Durch die entsprechende Integration werden die zugehörigen Winkelgeschwindigkeiten und die Winkel berechnet. Anschließend werden die Gleichungen explizit gelöst

3. Aufstellen der Beschleunigungen der Eulerwinkel $\ddot{\phi}, \ddot{\theta}$ in Abhängigkeit der Winkelbeschleunigungen $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$.

An Punkt B wirkt eine äußere Kraft F_B und an Punkt A ist die translatorische Beschleunigung des Körpers a_A bekannt. Im Falle eines im globalen Koordinatensystem festen Gelenks wäre diese Beschleunigung $a_A = \left[0 \frac{m}{s^2}; 0 \frac{m}{s^2}; 0 \frac{m}{s^2}\right]^T$.

Zur einfacheren Erklärung der allgemeinen Vorgehensweise wird angenommen, dass der Massenschwerpunkt exakt in der Mitte des Starrkörpers liege. Weiterhin sei der Körper symmetrisch und homogen. Der Trägheitstensor des Körpers ist bekannt.

Es sollen nun die drei Schritte des vorangegangenen Abschnitts erläutert werden.

Mithilfe der Eulerwinkel θ, ϕ ist es möglich, die Darstellung der am Starrkörper angreifenden Kräfte im kartesischen Initialsystem E ins körperfeste System i zu transformieren

$${}^i F_B = \begin{bmatrix} {}^i F_{B,x} \\ {}^i F_{B,y} \\ {}^i F_{B,z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta)\cos(\phi) & \cos(\theta)\sin(\phi) & \sin(\theta) \\ -\sin(\phi) & \cos(\phi) & 0 \\ -\sin(\theta)\cos(\phi) & -\sin(\theta)\sin(\phi) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}^E F_{B,x} \\ {}^E F_{B,y} \\ {}^E F_{B,z} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Die Rotation erfolgt dabei zuerst um die z_E -Achse mit dem Winkel ϕ und danach um die negative y_E -Achse mit dem Winkel θ . Gleiches gilt auch für die Transformation der Momente ${}^i \tau_B$.

Im zweiten Schritt wird nun die Dynamik betrachtet. Die Dynamik des Starrkörpers wird mithilfe der Newton-Euler-Gleichungen beschrieben. Für den Fall, dass das körperfeste Koordinatensystem im Massenschwerpunkt liegt, ergeben sich folgende Gleichungen [6]:

$${}^i F_A + {}^i F_B + {}^i F_G = m E_3 {}^i a_C, \quad (2)$$

$${}^i \tau_C = I_C {}^i \alpha + {}^i \omega \times (I_C {}^i \omega), \quad (3)$$

wobei m die Masse des Körpers ist. ${}^i F_A$ und ${}^i F_B$ sind die angreifenden Kräfte in Punkt A, bzw. Punkt B. ${}^i F_G$ repräsentiert die Gewichtskraft, ${}^i \tau_C$ das Moment am Körper im Schwerpunkt. E_3 ist die Einheitsmatrix und ${}^i a_C$ ist der Beschleunigungsvektor des Schwerpunkts. ${}^i \omega$ ist die Winkelgeschwindigkeit und ${}^i \alpha$ ist die Winkelbeschleunigung. I_C ist das Trägheitsmoment des Körpers um die Hauptachse.

Werden die Newton-Euler Gleichungen des Körpers mit dem Bezugspunkt A aufgestellt, ergeben sich folgende Gleichungen

$${}^i F_A + {}^i F_B + {}^i F_G = m E_3 {}^i a_A - m ({}^i c \times {}^i \alpha) + m ({}^i \omega \times ({}^i \omega \times {}^i c)), \quad (4)$$

$${}^i \tau_A = m ({}^i c \times {}^i a_A) + I_C {}^i \alpha - m ({}^i c \times ({}^i c \times {}^i \alpha)) + {}^i \omega \times (I_C {}^i \omega) - m {}^i \omega \times ({}^i c \times ({}^i c \times {}^i \omega)), \quad (5)$$

wobei ${}^i \tau_A$ das Drehmoment im Punkt A und ${}^i a_A$ die translatorische Beschleunigung in Punkt A sind. Der Vektor ${}^i c$

ist der Positionsvektor von A zum Schwerpunkt im körperfesten Koordinatensystem und lautet ${}^i\mathbf{c} = (c_x, 0, 0)^T$. Aufgrund der angenommenen Symmetrie und Homogenität ergibt sich:

$$I_{xy} = I_{xz} = I_{yz} = 0. \quad (6)$$

Damit ergibt sich aus Gleichung (2) und (4) die Beschleunigung des Schwerpunkts

$${}^i\mathbf{a}_C = {}^i\mathbf{a}_A - {}^i\mathbf{c} \times {}^i\boldsymbol{\alpha} + {}^i\boldsymbol{\omega} \times ({}^i\boldsymbol{\omega} \times {}^i\mathbf{c}). \quad (7)$$

Zur Berechnung der Kraft an Punkt A $\mathbf{F}_A$ und der Beschleunigung an Punkt B $\mathbf{a}_B$ muss nun wie folgt vorgegangen werden. Ausgehend von Gleichung (4) ergibt sich für den Stab:

$${}^i\mathbf{F}_A = m\mathbf{E}_3 {}^i\mathbf{a}_A - m({}^i\mathbf{c} \times {}^i\boldsymbol{\alpha}) + m({}^i\boldsymbol{\omega} \times ({}^i\boldsymbol{\omega} \times {}^i\mathbf{c})) - {}^i\mathbf{F}_B - {}^i\mathbf{F}_G. \quad (8)$$

Für die Beschleunigung gilt, wenn Gleichung (4) zusätzlich für den Punkt B aufgestellt wird:

$${}^i\mathbf{a}_B = {}^i\mathbf{a}_A - {}^i\mathbf{r}_{AB} \times {}^i\boldsymbol{\alpha} + ({}^i\boldsymbol{\omega} \times ({}^i\boldsymbol{\omega} \times {}^i\mathbf{r}_{AB})), \quad (9)$$

$$\text{mit } {}^i\mathbf{r}_{AB} = 2{}^i\mathbf{c}. \quad (10)$$

Für das Reaktionsmoment aus der Kraft am B ergibt sich:

$${}^i\boldsymbol{\tau}_A = {}^i\mathbf{r}_{AB} \times {}^i\mathbf{F}_B \quad (11)$$

Aus Gleichung (5) und (11) wird in ausgeschriebener Form folgendes lineares Gleichungssystem der rotatorischen Beschleunigungen

$${}^i\alpha_x I_{xx} = -{}^i\omega_y {}^i\omega_z (I_{zz} - I_{yy}), \quad (12)$$

$${}^i\alpha_y (m c_x^2 + I_{yy}) = m(c_x {}^i a_{A,z}) - {}^i\omega_x {}^i\omega_z (I_{xx} - I_{zz}) + m({}^i\omega_x {}^i\omega_z c_x^2) - mg c_x \sin(\theta) \sin(\phi) - 2 c_x {}^i F_{B,z}, \quad (13)$$

$${}^i\alpha_z (m c_x^2 + I_{zz}) = m(-c_x {}^i a_{A,y}) - {}^i\omega_x {}^i\omega_y (I_{yy} - I_{xx}) - m({}^i\omega_x {}^i\omega_y c_x^2) - mg c_x \cos(\phi) + 2 c_x {}^i F_{B,y}. \quad (14)$$

Die Winkelgeschwindigkeiten im körperfesten Koordinatensystem werden mithilfe der Eulerwinkel berechnet

$${}^i\boldsymbol{\omega}_i = \begin{bmatrix} {}^i\omega_x \\ {}^i\omega_y \\ {}^i\omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \sin(\theta) \\ -\dot{\theta} \\ \dot{\phi} \cos(\theta) \end{bmatrix}. \quad (15)$$

Weiter ergibt sich die Winkelbeschleunigung zu

$${}^i\boldsymbol{\alpha}_i = \begin{bmatrix} {}^i\alpha_x \\ {}^i\alpha_y \\ {}^i\alpha_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\theta} \dot{\phi} \cos(\theta) + \ddot{\phi} \sin(\theta) \\ -\ddot{\theta} \\ -\dot{\theta} \dot{\phi} \sin(\theta) + \ddot{\phi} \cos(\theta) \end{bmatrix}. \quad (16)$$

Zur Ermittlung der Beschleunigungen der Eulerwinkel $\dot{\phi}, \ddot{\theta}$ ergeben sich folgende Gleichungen im Schritt 3:

$$\ddot{\theta} = -{}^i\alpha_y, \quad (17)$$

$$\ddot{\phi} = {}^i\alpha_x \sin(\theta) + {}^i\alpha_z \cos(\theta). \quad (18)$$

Durch geschicktes Einsetzen der Gleichungen ergibt sich das Blockdiagramm des Stabs aus Bild 4.

Das Stabelement besteht aus fünf Unterfunktionen f_1 bis f_5

- f_1 : Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten im körperfesten Koordinatensystem
- f_2 : Transformation der angreifenden Kräfte und Momente in das körperfeste Koordinatensystem
- f_3 : Transformation der Beschleunigungen vom körperfesten Koordinatensystem in das Referenz-körperfeste Koordinatensystem
- f_4 : Lösung des linearen Gleichungssystems
- f_5 : Berechnung der zweiten Ableitung der Eulerwinkel anhand der Winkelbeschleunigungen

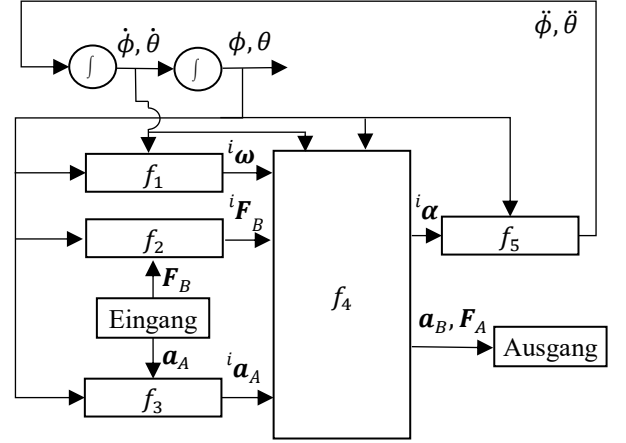


Bild 4 Blockdiagramm des Objekts

2.2 Stab mit Feder-Dämpfer System

Für die Feder und den Dämpfer werden jeweils eine konstante Federsteifigkeit k und Dämpferkonstante c angenommen. Das Element entspricht dem Bild 5.

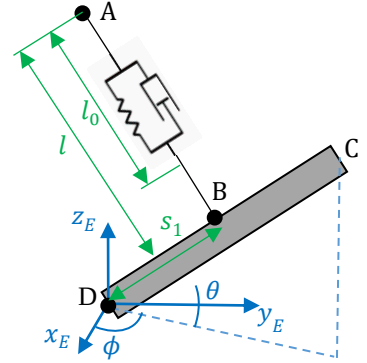


Bild 5 Feder-/Dämpfersystem

Die initialen Winkel des Stabs DC seien ϕ_0 und θ_0 . Damit sind die Initialkoordinaten von B:

$$\mathbf{x}_{B,0} = \begin{pmatrix} s_1 \cos(\theta_0) \cos(\phi_0) \\ s_1 \cos(\theta_0) \sin(\phi_0) \\ s_1 \sin(\theta_0) \end{pmatrix}. \quad (19)$$

Die ungespannte Länge der Feder- und des Dämpfers sei:

$$l_0 = \sqrt{(x_A - s_1 \cos(\theta_0) \cos(\phi_0))^2 + (y_A - s_1 \cos(\theta_0) \sin(\phi_0))^2 + (z_A - s_1 \sin(\theta_0))^2}. \quad (20)$$

Die zeitlich veränderliche Länge der Feder- und des Dämpfers sei:

$$l = \sqrt{(x_A - s_1 \cos(\theta) \cos(\phi))^2 + (y_A - s_1 \cos(\theta) \sin(\phi))^2 + (z_A - s_1 \sin(\theta))^2}. \quad (21)$$

Die Änderungsrate der Dämpferlänge ergibt sich durch die zeitliche Ableitung von Gleichung (21) zu:

$$\dot{l} = \frac{1}{l} (\dot{\theta} (x_A s_1 \cos(\phi) \sin(\theta) + y_A s_1 \sin(\phi) \sin(\theta) - z_A s_1 \cos(\theta)) + \dot{\phi} (x_A s_1 \sin(\phi) \cos(\theta) - y_A s_1 \cos(\phi) \cos(\theta))) \quad (22)$$

Um die Wirkrichtung der Feder- und Dämpferkraft zu berücksichtigen, wird der Positionsvektor $\mathbf{r}_{BA}$ von Punkt B nach Punkt A benötigt.

Die Federkraft ergibt sich damit zu

$$\mathbf{F}_k = k (l - l_0) \frac{\mathbf{r}_{BA}}{|\mathbf{r}_{BA}|}. \quad (23)$$

Die Dämpferkraft ist

$$\mathbf{F}_c = c \dot{l} \frac{\mathbf{r}_{BA}}{|\mathbf{r}_{BA}|}. \quad (24)$$

3 Verknüpfung von Elementen

Die einzelnen Teilkörper lassen sich nun zu einem Gesamtsystem zusammenbauen. Dabei ergeben sich entweder Systeme mit offenen kinematischen Schleifen oder aber mit geschlossenen kinematischen Schleifen.

3.1 Offene kinematische Ketten

Zunächst soll eine offene kinematische Kette aufgebaut werden. Zur Erklärung eignet sich im Besonderen das Doppelpendel nach Bild 6. i sei der erste Stab und ii der zweite Stab.

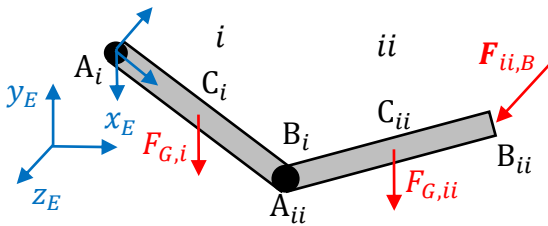


Bild 6 Doppelpendel

Die Kraft $\mathbf{F}_{ii,B}$ greift am Punkt B_{ii} an und die Beschleunigung am Punkt A_i sei bekannt.

Das System besteht aus zwei starren Stäben, die am Punkt B_i , bzw. A_{ii} miteinander verbunden sind.

Folgende Eigenschaften besitzt das Mehrkörpersystem:

- die Summe der Kräfte in Punkt B_i ist 0,
- die translatorischen Beschleunigungen am Punkt B_i sind identisch.

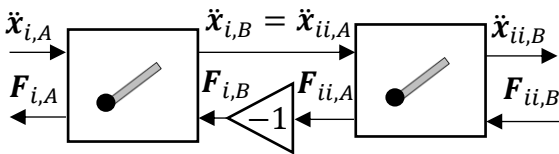


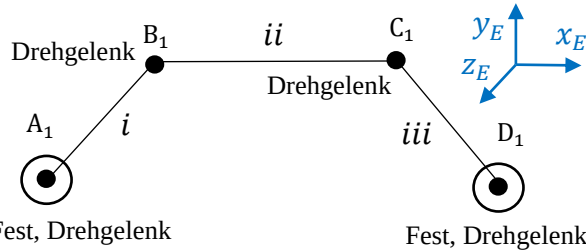
Bild 7 Modellaufbau des Doppelpendels

Damit ergibt sich das zusammengesetzte System nach Bild 7.

Durch die eindeutige Flussrichtung der Ein- und Ausgangs Variablen lässt sich das mechanische System aus einer offenen kinematischen Kette sehr einfach modellieren.

3.2 Geschlossene kinematische Ketten

Es soll nun gezeigt werden, wie geschlossene kinematische Ketten aus dem vorgestellten Stab aus Abschnitt 2.1 modelliert werden können. Als Beispiel dient dabei das Viergelenk in Bild 8.

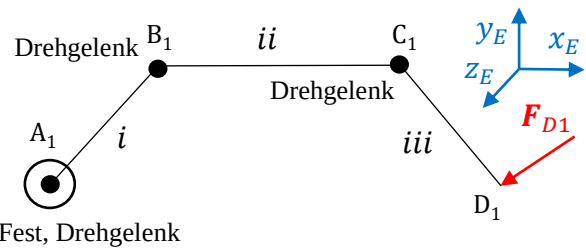


Fest, Drehgelenk

Fest, Drehgelenk

Bild 8 Viergelenk Mechanismus

Da die einzelnen Objekte eine Flussrichtung haben und diese jeweils mit nur einem Gelenk an dem Vorgängerobjekt verknüpft sind, fehlt am Ende das feste Drehgelenk D_1 . Folglich fehlt die aus der Bindung entstehende Reaktionskraft F_{D1} (siehe Bild 9). IC steht hierbei für die Anfangsbedingungen des jeweiligen Elementes. Es wird bereits im Objekt die Reaktionskraft berechnet.



Fest, Drehgelenk

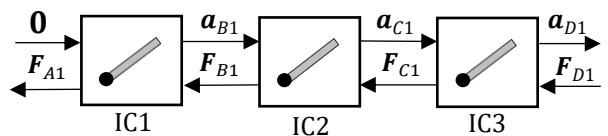


Bild 9 Viergelenk Mechanismus – Offene Kette 1

Zur Lösung dieses Problems werden Techniken des rekursiven Newton-Euler-Algorithmus verwendet [7]. Hierbei wird durch zwei offene kinematische Ketten, die geschlossene Kette abgebildet, indem das Gelenk durch die zugehörige Reaktionskraft ersetzt wird. Da diese Kraft zunächst nicht bekannt ist, muss sie mithilfe der Umkehrung der Flussrichtung der Objekte berechnet werden: Bei diesem Ansatz werden alle drei Komponenten vertikal gespiegelt, sodass in D_2 ein festes Drehlager vorhanden ist, sich jedoch wiederum an Punkt A_2 ein offenes Ende ergibt (siehe Bild 10). Weiterhin ist bei der Anfangsbedingung die Orientierung um 180° gedreht. Alle anderen Parameter sind dabei für das jeweilige Objekt identisch. Damit ergeben sich zwei einzelne offene Ketten. Der Lösungsfluss der beiden offenen kinematischen Ketten wird nun verknüpft.

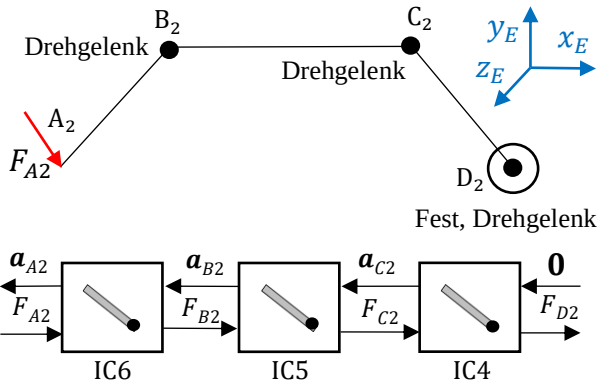


Bild 10 Viergelenk Mechanismus – Offene Kette 2

Schematisch wird dies in Bild 11 gezeigt. Damit ergibt sich der Lösungsfluss der geschlossenen kinematischen Kette als Lösung der Verknüpfung von zwei geöffneten kinematischen Ketten.

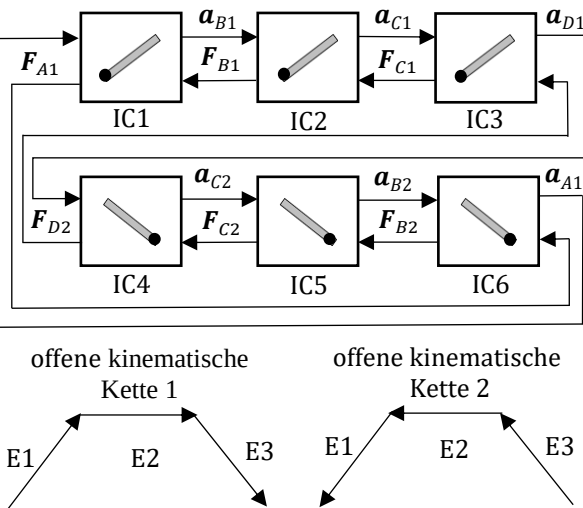


Bild 11 Rekursionsverfahren zur Abbildung des Lösungsflusses von kinematischen Ketten

Eine effizientere Methode, die kinematische Kette zu erstellen, ist die Vorgabe der eingehenden Beschleunigungen der Gelenke an den Punkten A_1 und D_1 . Da diese fest sind, haben sie jeweils einen Wert von $[0 \frac{m}{s^2}; 0 \frac{m}{s^2}; 0 \frac{m}{s^2}]^T$. Das fehlende Gelenk D_1 wird dann durch einen gespiegelten Stab mit Gelenk ergänzt (siehe Bild 12). Wie zu erkennen ist, entsteht auch hier eine algebraische Schleife, welche durch den internen Gleichungslöser in MATLAB/SIMULINK gelöst wird.

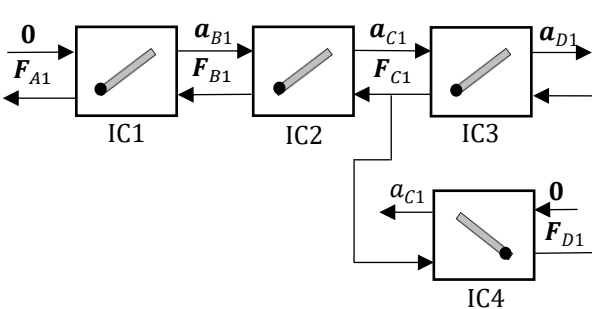


Bild 12 Optimiertes Rekursionsverfahren zur Abbildung von kinematischen Ketten

4 Modellbildung der Doppelquerlenkerradaufhängung

Radaufhängungen von Fahrzeugen werden zunehmend mit mechatronischen Funktionen ausgestattet, sei es durch die Verwendung von aktiven Feder-/Dämpferelementen und Stabilisatoren oder auch die Messung diverser Zustände der Aufhängung und der Reifen durch Sensoren. Für die Auslegung und die Optimierung einer Radaufhängung in Hinblick auf den Fahrkomfort und –sicherheit ist es somit notwendig, die zunächst mechanisch modellierte Radaufhängung in das mechatronische Gesamtsystem zu integrieren. Simulationsmodelle sollten deswegen die unterschiedlichen physikalischen Domänen abdecken können.

Für die Modellierung von Radaufhängungen eignet sich die objektorientierte Herangehensweise somit im Besonderen. Da es verschiedene Topologien des Aufbaus von Radaufhängungen gibt, jedoch die Teilelemente entweder Lenker mit zwei Anbindungspunkten oder Federn und Dämpfer sind, lassen sich mit diesen Elementen eine Vielzahl von Radaufhängungen nachbilden.

4.1 Modellbildung mit dem modifizierten objektorientierten Ansatz

Innerhalb dieses Beitrages soll die Doppelquerlenkerradaufhängung nach Bild 13 modelliert werden, da diese einen breiten Anwendungsbereich hat.

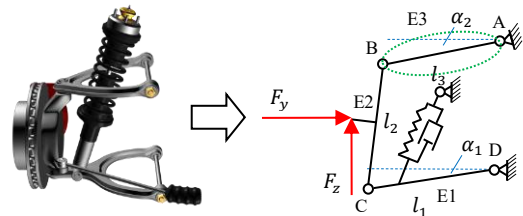


Bild 13 Doppelquerlenkerradaufhängung

Es wird folgendes angenommen:

- alle Körper sind starr,
- der Radträger hat drei Verbindungspunkte,
- die Spurstange wird nicht modelliert,
- die Koeffizienten der Feder und des Dämpfers sind konstant.

Damit ergibt sich das System nach Bild 14. Es besteht aus drei Elementen: dem Stab, dem Radträger mit drei Anbin-

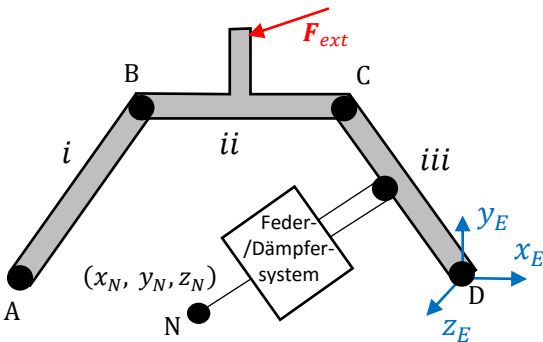


Bild 14 Doppelquerlenkerradaufhängung – Modell

dungspunkten und dem Stab, an dem das Feder-/Dämpferbein befestigt ist. Weiterhin werde eine externe Kraft auf den Radträger aufgeprägt. Die geschlossene kinematische Kette wird dabei wie in Abschnitt 3.2 abgebildet. Das Gesamtsystem hat somit die Struktur aus Bild 15.

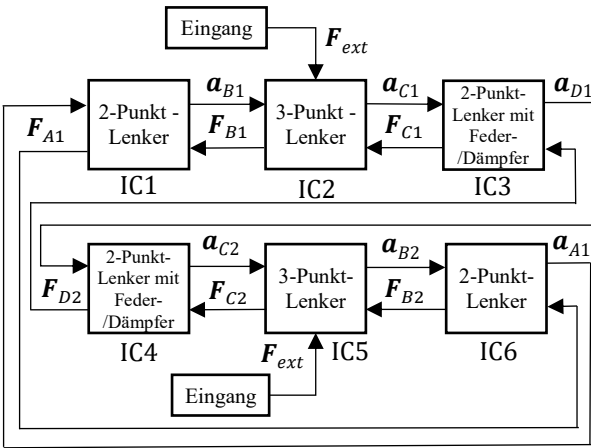


Bild 15 Doppelquerlenkerradaufhängung – Blockdiagramm

Zur Steigerung der Recheneffizienz kann die kinematische Schleife jedoch auch einfacher abgebildet werden, indem nur der untere Lenker i rekursiv durchlaufen wird (siehe Bild 16). Damit wird das Gelenk an Position A integriert.

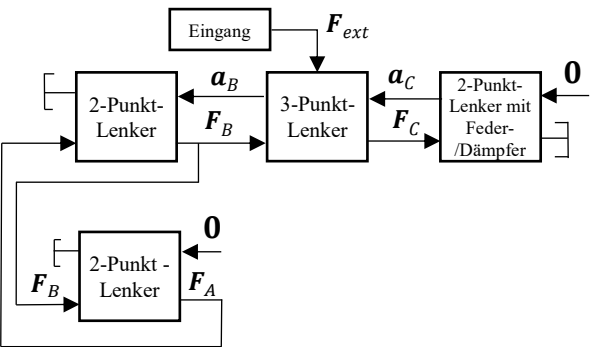


Bild 16 Doppelquerlenkerradaufhängung – vereinfachte Lösung

4.2 Simulationsvergleich mit anderen Modellierungsansätzen

Für den Simulationsvergleich wird die Rechenzeit und die Genauigkeit betrachtet. Dabei werden zwei weitere Ansätze der Modellierung verwendet. Das ist einerseits die objektorientierte Modellierung in der Programmiersprache MODELICA. Die Zusammensetzung des Modells kann Bild 17 entnommen werden. Des Weiteren wird die Mehrkörpersimulationsumgebung ADAMS/VIEW verwendet. Anhand des Newtonschen Axioms werden die Bewegungsgleichungen mit zusätzlichen Zwangsbedingungen in der Mehrkörpersystemanalyse beschrieben, welche aus Gelenken, eingepprägten Kräften und Momenten resultieren. Die Dynamik wird dabei vollständig über die kinematischen Differentialgleichungen und die Bewegungsgleichungen beschrieben [8]:

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{K}(\mathbf{y})\mathbf{z}, \tag{25}$$

$$\mathbf{M}(\mathbf{y})\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{q}(\mathbf{y}, \mathbf{z}) \tag{26}$$

mit den verallgemeinerten Koordinaten $\mathbf{y}$. $\mathbf{M}(\mathbf{y})$ ist die Massenmatrix und $\mathbf{q}(\mathbf{y}, \mathbf{z})$ ist der Vektor der verallgemeinerten Kräfte und Momente. $\mathbf{z}$ sind die verallgemeinerten Geschwindigkeiten.

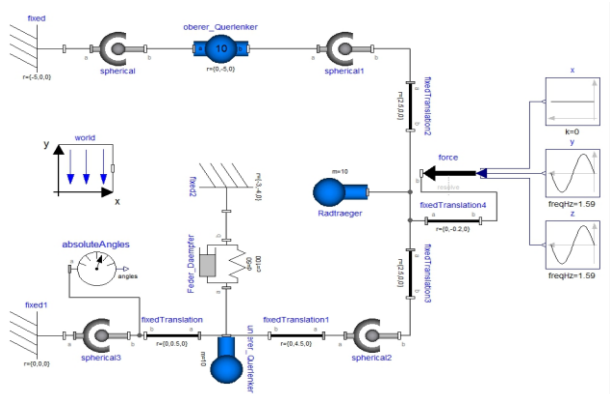


Bild 17 Modell der Doppelquerlenkerradaufhängung in DYMOLA

Alle Modelle werden gleich parametrisiert, welches z.B. die Länge, Trägheitsmomente und Positionen der Lager betrifft. Es wurde versucht, mögliche andere Prozesse auf der CPU zu vermeiden. Es sei jedoch angemerkt, dass mit dieser Analyse nur ein relativer Vergleich gezogen werden kann, da nicht auszuschließen ist, dass andere Prozesse die Berechnung verlangsamen. Nichtsdestotrotz kann eine Aussage darüber getroffen werden, welcher Ansatz (Gleichungssystem, Integrator und algebraischer Schleifenlöser) am effizientesten arbeitet. Als Simulation wird eine sinusförmige Kraft $F_{ext} = 10\text{ N}$ mit einer Frequenz von $10\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ von aufgegeben. Als Simulationsergebnis wird hier der Eulerwinkel θ betrachtet. Bis auf minimale Unterschiede ist die Genauigkeit als vergleichbar einzustufen (siehe Bild 18).

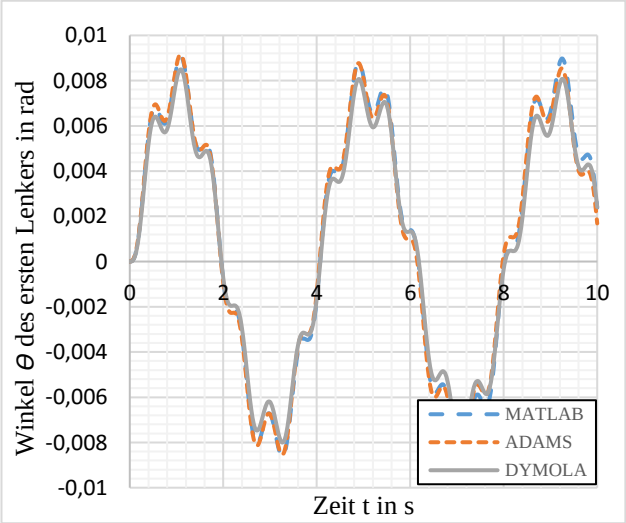


Bild 18 Eulerwinkel des ersten Lenkers (ADAMS, DYMOLA und MATLAB/SIMULINK – vorgestellte objektorientierte Methode)

Die ermittelten Berechnungszeiten sind in Tabelle 1 dargestellt. Die Schrittweite wurde auf $0,05\text{ s}$ gesetzt und es wurden jeweils 201 Zeitschritte simuliert.

Wie sich in Tabelle 1 deutlich zeigt, weist im Vergleich das vorgestellte objektorientierte Modell die schnellste Berechnungszeit auf. Auch in anderen hier nicht vorgestellten Mechanismen ergab sich eine sehr schnelle Berechnungszeit. Dadurch ist die Verwendung in einem Echtzeitsystem, wie z.B. die Verwendung im Fahrsimulator der Universität Duisburg-Essen, realisierbar.

Tabelle 1 Berechnungszeiten –
Doppelquerlenkerradaufhängung (Prozessor: Intel Core i7-6700K 4,00 GHz mit 16,0 GB RAM) jeweils 10 Sekunden Simulationszeit mit maximaler Schrittweite 0,05 s

Komponente	CPU-Zeit
MATLAB/SIMULINK	
- Objektorientiert (ode2 - Heun)	0,157 s
DYMOLA	
- Objektorientiert (DASSL - DAE-Solver)	0,269 s
ADAMS	
- Mehrkörpersystem (GSTIFF – I3)	1.641 s

5 Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb des Beitrages wurde eine signalflussbasierte, objektorientierte Modellierungsmethode in SIMULINK für mechanische Systeme beschrieben. Grundlage bilden dabei die Newton-Euler-Gleichungen unter Verwendung der verallgemeinerten Koordinaten für die vorhandenen Bindungen. Die Modellierungsmethode zeichnet sich dabei durch eine hohe Benutzerfreundlichkeit aus. Offene kinematische Schleifen können dabei einfach und schnell gelöst werden. Auch geschlossene kinematische Ketten können abgebildet werden, indem das Modell zusätzlich rekursiv aufgebaut wird, um das zusätzliche Gelenk, das die Kette schließt, zu integrieren. Dank des integrierten algebraischen Schleifenlösers in Simulink ergeben sich auch hier schnelle Berechnungszeiten. Im Vergleich zu der Modellierungssprache Modellica mit der Software DYMOLA und der Mehrkörpersimulationsumgebung ADAMS/VIEW konnte eine bessere Recheneffizienz ermittelt werden. Dazu wurde eine Fahrzeug-Radaufhängung herangezogen.

Um in Zukunft auch elastische Effekte abzubilden, sollen die Starrkörperobjekte mit elastischen Freiheitsgraden erweitert werden. Dazu bieten sich unterschiedliche Methoden der Beschreibung der Elastizität an, wie zum Beispiel die Beschreibung des Stabs als diskretisiertes Mehrkörpersystem, bestehend aus Punktmassen verbunden mit Feder-/Dämpferelementen. Andererseits können solche Objekte mithilfe der Finite-Element Methode beschrieben werden. Kontinuumsmechanikansätze haben zwar eine hohe Genauigkeit, benötigen jedoch erheblich mehr Rechenaufwand aufgrund der partiellen Differentialgleichungen. Bei den zwei letztgenannten Methoden werden Spannungen und Dehnungen des Elements berechnet. Wendet man die Techniken der objektorientierten Modellbildung an, ergibt sich ein Objekt nach Bild 19. Es wird in Zukunft untersucht, ob dieser Ansatz für Echtzeitanwendungen in Frage kommt.

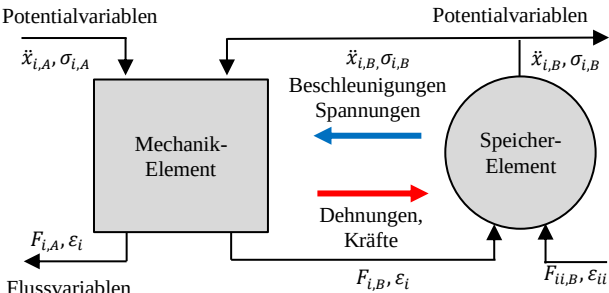


Bild 19 Objekt mit Elastizität

6 Literatur

- [1] D. Schramm, *Modellbildung und Simulation* vol. 2. Universität Duisburg-Essen: Klartext Medienwerkstatt GmbH, Essen, 2017.
- [2] I. S. Drogies, "Objektorientierte Modellbildung des fahrdynamischen Verhaltens mit MODELICA," in *Fahrdynamik-Regelung*, ed: Springer, 2006, pp. 71-91.
- [3] A. Kecskemethy, "Objektorientierte Modellierung der Dynamik von Mehrkörpersystemen mit Hilfe von Übertragungselementen [Dr.-Ing.]", Dissertation, Universität Duisburg, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.
- [4] MathWorks. (2016, 01.02.2017). *Algebraic Loops*. Available: <https://de.mathworks.com/help/simulink/ug/algebraic-c-loops.html>
- [5] L. F. Shampine, M. W. Reichelt, and J. A. Kierzenka, "Solving index-1 DAEs in MATLAB and Simulink," *SIAM review*, vol. 41, pp. 538-552, 1999.
- [6] R. Featherstone, *Rigid body dynamics algorithms*: Springer, 2014.
- [7] G. F. Schanzer, "Optimale Steuerung eines Mehrfinger-Greifers mit konkurrierenden Steuerungen unter Berücksichtigung von Elastizitäten," Dissertation, Technische Universität München, 2007.
- [8] G. Rill and T. Schaeffer, *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation*: Springer, 2010.

Effiziente Ermittlung parametrisierter Masseparameter im Kontext der Mehrlagensynthese

Efficient computation of parameterised mass properties in the framework of multilayer synthesis

Stefan Heinrich M.Sc., Prof. Dr.-Ing. Maik Berger, Technische Universität Chemnitz, Professur für Montage- und Handhabungstechnik, 09126 Chemnitz, Deutschland, stefan.heinrich@mb.tu-chemnitz.de

Kurzfassung

Aufgrund der voranschreitenden Entwicklungen im Bereich der Rechentechnik eröffnen sich neue Möglichkeiten der Systemdiskretisierung komplexer nichtlinearer Mechanismen. Für die Synthese ebener Koppelgetriebe ist beispielsweise eine Implementierung modularer Synthesemethoden innerhalb von Mehrkörpersystemen möglich, was erstmals den im **Bild 1** dargestellten Ansatz der Ganzheitlichkeit bei der Entwicklung ebener Koppelgetriebe eröffnet. In den Veröffentlichungen [1–5] zum Analyse-Synthese-Parameter-Abgleich wurden bereits detaillierte Ansätze zur Nutzung eines modularen Synthesekonzeptes während der computergestützten Entwicklung ebener Koppelgetriebe beschrieben.

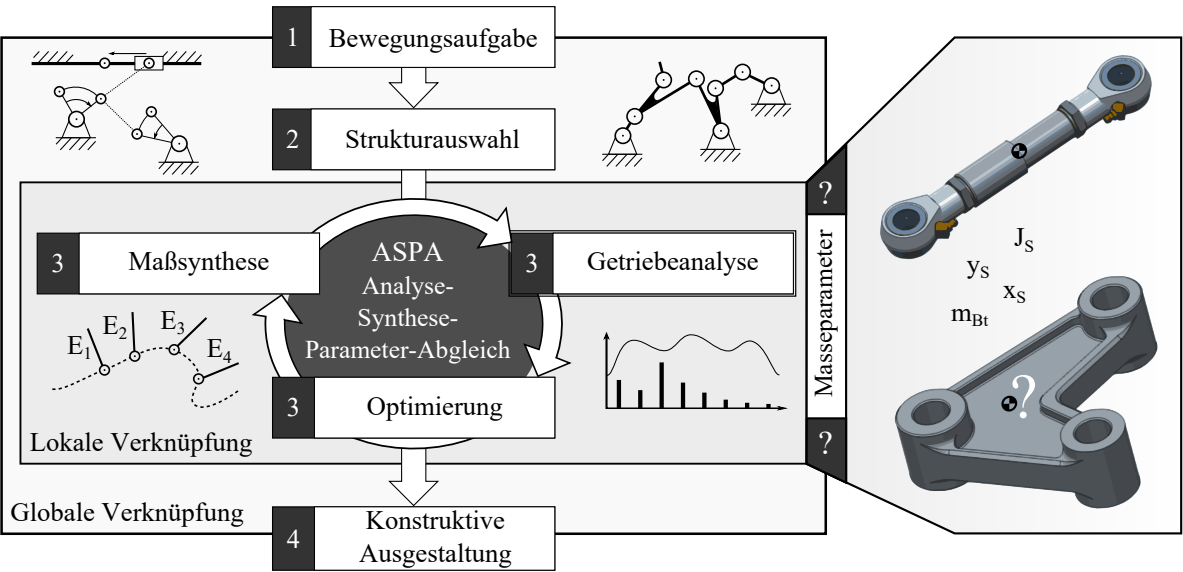


Bild 1 Prinzip des Analyse-Synthese-Parameter-Abgleiches

Um dem Ansatz der Ganzheitlichkeit gerecht zu werden, muss zwangsweise bei der Auswahl in Frage kommender Lösungsgetriebe eine Aussage zur konstruktiven Umsetzbarkeit erfolgen. Solche Aussagen hinsichtlich Bauraum, Toleranzkettenanalyse oder Übertragungsverhalten der gewählten Abmessungen des Koppelgetriebes sind während der Maßsynthese bereits abbildbar [6]. Für bestimmte Anwendungsfälle sind diese Aussagen allein jedoch nicht ausreichend. Bei Antriebssystemen mit hoher kinetischer Energie und großen auftretenden Schwerpunktbeschleunigungen sind dynamische Betrachtungen unumgänglich. Für solche Anwendungsfälle bietet Dresig [7] Ansätze zur Modellbildung. Eine wichtige Voraussetzung für dynamische Untersuchungen ist die genaue Kenntnis der Masseparameter des betrachteten Koppelgetriebes. Hierzu zählen die Schwerpunktlagen, Massen und Massenträgheitsmomente der einzelnen Getriebeglieder. Eine wesentliche Herausforderung hinsichtlich einer ganzheitlich-modularen Getriebesynthese ist daher die Antizipation konstruktionsbedingter Masseparameter.

Der Beitrag beschäftigt sich mit den nachfolgend aufgeführten fünf Lösungsansätzen zur parametrisierten Masseparameteridentifikation in Verbindung mit der modulbasierten Maßsynthese. Der erste beschriebene Weg ist die CAD-integrierte Bestimmung der exakten Masseparameter. Hierbei liegt der Ansatz in der Kopplung von Berechnungsumgebungen zur Lagensynthese mit parametrisierten Volumenkörpern im CAD. Ein weiterer Ansatz ist die Parameteridentifikation anhand CAD-basierter Variationsrechnungen der zuvor konstruktiv ausgestalteten Getriebeglieder. Neben der Manipulation triangulierter Volumenkörper im STL-Format oder der Nutzung von Primitivkörpern zur Masseparameterbestimmung bietet

sich ein weiterer Ansatz ebenfalls an. Die Methode der Verwendung diskreter Massepunkte als Trägheitsersatz ermöglicht die Diskretisierung eines Bauteils basierend auf dessen Masseverteilung. Hierbei können Aussagen zur Homogenität und Topologie jedoch nur bedingt berücksichtigt werden. Der Beitrag erläutert die Vor- und Nachteile der genannten Verfahren und stellt anschaulich das Verhältnis von Modellierungsaufwand zu Qualität der gewonnenen Parametersätze dar. Auf Basis der neuen Erkenntnisse ist nun die Betrachtung von dynamisch relevanten Kenngrößen während der Lagensynthese möglich und es lassen sich masseparameteroptimierte Koppelgetriebe auffinden. Dies wiederum ermöglicht erstmals die konsistente Berücksichtigung der von Dresig vorgeschlagenen Maßnahmen zur dynamischen Synthese ebener Koppelgetriebe.

Literatur

- [1] Heinrich, S. und Berger M.: *Ein Beitrag zur ganzheitlichen Getriebesynthese für dynamisch stark beanspruchte Mechanismen*. Tagungsband zum 11. Kolloquium Getriebetechnik (S. 43-71), Garching, 2015, ISBN 978-3-7375-6497-7
- [2] Heinrich, S. und Berger M.: *New concept of continuously interactive analysis-synthesis-parameter-adjustments (ASPA) for nonlinear drive assemblies*. 8. ITI Symposium, Dresden, 09.11.-11.11.2015
- [3] Heinrich, S. und Berger M.: *Modulgestützte Untersuchung der Mittel- und Kreispunktkurve hinsichtlich kinetostatischer Kenngrößen bei Stephenson-Getrieben*. 18. VDI Getriebetagung - Bewegungstechnik, Nürtingen, 2016, VDI Berichte 2286, ISBN 978-3-18-092286-7
- [4] Heinrich, S.: *Modulgestützte Untersuchungen bei Syntheseverfahren für ebene Koppelgetriebe*. 14. Modelisax - Treffen, TU Dresden 2016, Homepage: <http://www.modelisax.de>,
- [5] Heinrich, S. und Berger M.: *Modulbasierte Untersuchungen ebener Koppelgetriebe in SimulationX*. 8. Saxon Simulation Meeting (SAXSIM), Chemnitz, 22.03.2016, ISBN 978-3-944640-73-0
- [6] Berndt, K., Heinrich, S. und Berger M.: *Methodik zum analytischen und CAD-basierten Toleranzmanagement*. VVD 2015 - Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik (Tagungsband S. 13-37), Dresden, 12.-13.03.2015, ISBN 978-3-86780-430-1
- [7] Dresig, H.: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*. Berlin, Heidelberg, Springer, 2014. ISBN: 978-3-642-24116-1

Die Eigenbewegung der Schubkurbel

The Eigenmotion of the Crank-Slider-Mechanism

Dipl.-Ing. Ferdinand Schwarzfischer, RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik,
52072 Aachen, Deutschland, schwarzfischer@igm.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Ungleichförmig übersetzende Mechanismen (Getriebe) sind Bestandteil vieler Produktionsmaschinen, beispielsweise in der Textil-, Druck- oder Verpackungsindustrie. Dabei sprechen mechanische Robustheit, Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit für den Einsatz solcher Getriebe. [1]

Nachteilig am Einsatz von Getrieben ist ihre ungleichförmige Leistungsaufnahme. Maßnahmen des Leistungsausgleichs zielen darauf ab, die Leistungsaufnahme möglichst konstant zu halten und somit die Energieeffizienz der Getriebe zu verbessern. Eine mögliche Maßnahme zum Leistungsausgleich besteht darin, dass Getriebe in seiner Eigenbewegung zu betreiben. Diese beschreibt in einem konservativen System die Bewegung des Getriebes bei gegebener Anfangsenergie. In diesem theoretischen Fall ist keine Energiezufuhr notwendig, um das Getriebe in dieser ungleichförmigen Bewegung zu betreiben. In der Realität müssen allerdings Reibungs-, Dämpfungs- und Prozesskräfte überwunden werden. Auf Geschwindigkeitsebene lässt sich die Eigenbewegung als nichtlineare Funktion in Abhängigkeit der kinematischen Parameter sowie der Trägheitsparameter des Mechanismus darstellen. [2,3]

Im Zuge des Beitrags soll der Einfluss der verschiedenen Parameter auf die Eigenbewegung der Schubkurbel dargestellt werden. Anschließend sollen verschiedene Grenzfälle betrachtet werden. **Abb. 1** zeigt beispielhaft die Verläufe der Eigenbewegung einer Schubkurbel am Abtrieb (Schieber). Die Abtriebsbewegung wurde dabei normiert.

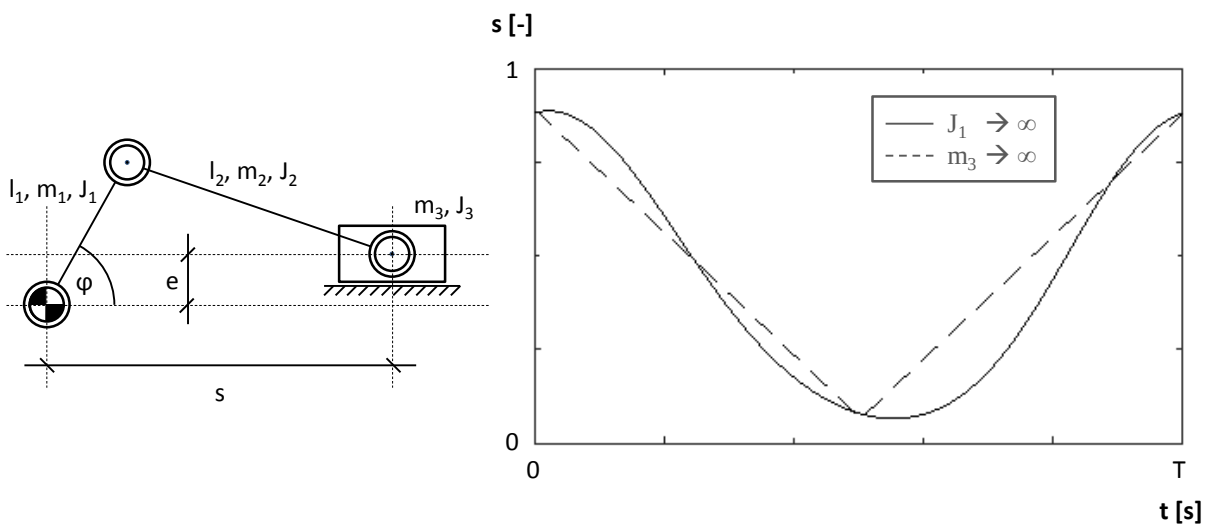


Abb. 1: Schematische Darstellung der Schubkurbel sowie Verläufe der Eigenbewegung am Abtrieb (normiert)

Der durchgezogene Verlauf zeigt die Eigenbewegung des Schiebers am Abtrieb für den Fall, dass die Trägheit der Kurbel gegen unendlich läuft. Die Eigenbewegung nähert sich dabei der Schubbewegung bei konstanter Kurbelgeschwindigkeit an. Der gestrichelte Verlauf zeigt die Eigenbewegung am Abtrieb für den Fall, dass die Masse des Schiebers gegen unendlich strebt.

Im Rahmen des Beitrags soll anschließend am Beispiel der Schubkurbel die Synthese eines Getriebes, welches eine vorgegebene Prozessbewegung näherungsweise in seiner Eigenbewegung erfüllt, gezeigt werden. Die Synthese erfolgt als Optimierung unter Einsatz eines genetischen Algorithmus [4].

Literatur

- [1] Kerle, H., Corves, B., Hüsing, M.: *Getriebetechnik: Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011.
- [2] Dresig, H.; Vul'fson, I.I.: *Dynamik der Mechanismen*. Wien, New York: Springer-Verlag, 1989.
- [3] Dresig, H.: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*. Berlin: Springer-Verlag, 2006.
- [4] Mitchell, M.: *An Introduction to Genetic Algorithms*. Cambridge: MIT Press, 2001.

Generierung von Laufmustern für einen elastisch angetriebenen Vierbeiner mit modal abgestimmten Beinen

Generation of locomotion patterns for a compliantly actuated quadruped with modally matched legs

Kai Ploeger, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, kai.ploeger@tu-dortmund.de

Dominic Lakatos, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Institut für Robotik und Mechatronik, 82234 Weßling, Deutschland, dominic.lakatos@dlr.de

Freia Irina John, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, freia.john@tu-dortmund.de

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Bertram, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, torsten.bertram@tu-dortmund.de

Prof. Dr.-Ing. Alin Albu-Schäffer, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Institut für Robotik und Mechatronik, 82234 Weßling, Deutschland, und Technische Universität München, Lehrstuhl für Sensorbasierte Robotersysteme und intelligente Assistenzsysteme, 85748 München, alin.albu-schaeffer@dlr.de

Kurzfassung

Inspiriert durch die Natur kann insbesondere bei zyklischen Laufbewegungen die Energieeffizienz mithilfe elastischer Elemente deutlich erhöht werden. Daher stellt der vorliegende Beitrag einen Regelungsansatz zur Generierung dynamischer Laufmuster für einen seriell-elastisch angetriebenen Vierbeiner vor. Beispielhaft wird eine Regelung für die Laufmuster Gehen und Traben erarbeitet, implementiert und in der Simulation validiert. Dazu werden zunächst die dynamischen Eigenschaften des Roboters in Form einer modalen Analyse einzelner Beine sowie des gesamten Roboters in mehreren aufgabenbezogenen Kontaktsituationen und Beinkonfigurationen betrachtet. Aufbauend darauf werden zeitdiskret schaltende Zustandsmaschinen in Anlehnung an [1] entworfen, die einzelne Moden des Roboters anregen und so die Grundbewegung des jeweiligen Laufmusters generieren. Zusätzlich zu der auf diese Weise zeitdiskret generierten Grundbewegung wird zur Balance ein zeitkontinuierlicher Dämpfungsregler entwickelt, der insbesondere die Orientierung des Rumpfs in gewünschten Richtungen stabilisiert. Simulationen bestätigen die Eignung des vorgestellten Regelungsansatzes für dynamische Laufmuster.

Abstract

Due to the significantly increased energy efficiency of cyclic movements when using elastic elements inspired by nature, this contribution presents a control approach to generate dynamic locomotion patterns for a compliantly actuated quadruped. As examples, a control for the locomotion patterns walk and trot are developed, implemented and validated by simulation. Therefore the dynamics properties of the robot are examined by modally analysing single legs as well as the whole robot in multiple task-related contact situations and leg configurations. Afterwards time-discretely switching finite state machines are designed according to [1]. These excite single modes of the robot to generate the principal locomotion pattern. In addition to this time-discrete generated movement, a continuous damping control is developed for balancing by avoiding tilting. Simulations confirm the effectiveness of the presented control approach for the generation of dynamic locomotion.

1 Einleitung

Inspiriert durch die Natur bietet die Verwendung elastischer Elemente in der Robotik die Möglichkeit, durch kurzzeitige Energiespeicherung hochdynamische und energieeffiziente Bewegungsabläufe zu generieren [2]. Dies trifft insbesondere auf zyklische Bewegungen, wie Hämmern, Gehen oder Rennen zu, sodass gerade bei Laufbewegungen eine deutliche Verbesserung der Energieeffizienz und eine Erhöhung der Leistungsfähigkeit durch Nutzung der Resonanzeffekte des dynamischen Systemverhaltens reali-

siert werden kann [3, 4]. In robotischen Systemen werden Elastizitäten durch die Verwendung flexibler Schenkel oder seriell-elastischer Antriebe umgesetzt. Die elastischen Antriebs Elemente wirken dabei als Tiefpassfilter auf die Motorkräfte, sodass impulsartige Belastungsspitzen gedämpft und sowohl Motoren als auch Getriebe (etwa beim Aufsetzen eines Beins oder beim Abfedern eines Falls) weniger belastet werden. Dadurch steigt die Lebensdauer des Roboters und das Ausfallrisiko sinkt.

Im vorliegenden Beitrag werden beispielhaft Regler zur Umsetzung der Laufmuster Gehen und Traben auf dem

seriell-elastisch angetriebenen Vierbeiner (**Bilder 1, 2**) des DLR (**D**eutsches **Z**entrum für **L**uft- und **R**aumfahrt) erarbeitet. Relevante Arbeiten zum Thema vierbeinige Lokomotion sind beispielsweise [5–8]. Die Veröffentlichungen [5–7] schlagen Ansätze zur Steuerung und Regelung elastischer Vierbeiner vor, wobei in [8] die Visko-Elastizitäten über eine Drehmomentregelung von Direkt-Antrieben umgesetzt werden. Basierend auf dem Rahmenkonzept der hierarchischen Operationsraum-Regelung [7] werden in [6] Trajektorien für diverse Laufmuster über stochastische Optimierungsverfahren generiert und erfolgreich in Experimenten validiert. Das Prunk-Laufmuster wird von [5] über zentrale Rhythmusgeber generiert und [8] erreicht den Übergang zwischen Trab und Galopp mithilfe einer Modulation vordefinierter Bewegungsmuster. Beide Arbeiten stellen Möglichkeiten zur Adaption der systeminhärenten Schrittfrequenz bereit.

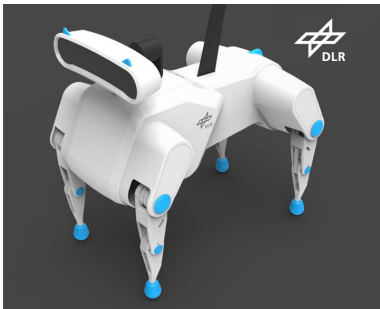


Bild 1 Seriell-elastisch angetriebener Vierbeiner des DLR.

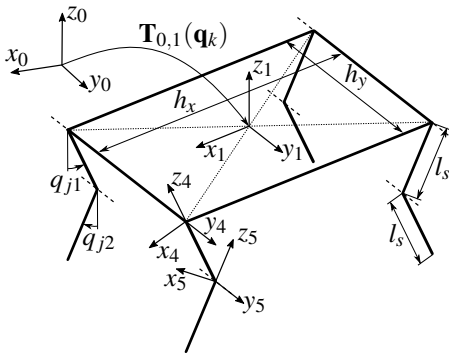


Bild 2 Kinematik des Vierbeiner aus Bild 1.

Der vorliegende Beitrag berücksichtigt zur Generierung dynamischer Laufmuster sowohl natürliche Frequenzen als auch bevorzugte Schwingungsrichtungen der Regelstrecke. Dabei wird insbesondere die elastische Dynamik des Vierbeiners ausgenutzt. Der vorgeschlagene Regler zur Stabilisierung der Rumpf-Orientierung wirkt direkt auf Motorpositionen und umgeht somit die frequenzbegrenzte Gelenk-Momenten-Schnittstelle seriell-elastischer Antriebe.

2 Laufmuster

Für effizientes Laufen in einem großen Geschwindigkeitsbereich müssen laut [9] unterschiedliche Laufmuster verwendet werden. Mit der Beinlänge l und der Gravitationskonstante g ist für geringe Geschwindigkeiten $v < 0.65\sqrt{lg}$ demnach Gehen am effizientesten. Bei mitt-

leren Geschwindigkeiten $0.65\sqrt{lg} \leq v < 0.9\sqrt{lg}$ ist Traben am effizientesten und bei großen Geschwindigkeiten $v \geq 0.9\sqrt{lg}$ sind Trab und Galopp gleich effizient. Da das in [9] untersuchte Robotersystem und der hier betrachtete Roboter kinematisch weitgehend übereinstimmen, sind ähnliche Tendenzen im Systemverhalten zu erwarten. Es werden die Laufmuster Gehen und Traben implementiert. Gehen ist ein langsames Laufmuster, das bei geringem Energieeinsatz einen großen Stabilitätsbereich aufweist. Es wird verwendet, um große Distanzen und unebenes Terrain zu überwinden, oder wenn keine hohen Anforderungen an die Geschwindigkeit gestellt werden. Es handelt sich um eine kontinuierliche zyklische Bewegung, in der alle vier Beine nacheinander einzeln angehoben und abgesetzt werden. Die Beine bewegen sich somit um eine Viertelphase versetzt. Die Füße setzen dabei in folgender Reihenfolge auf: links hinten, links vorne, rechts hinten, rechts vorne (**Bild 3 links**). Da es sich um eine zyklische Bewegung handelt, kann die Beschreibung des Laufmusters mit jedem Bein beginnen. Die Wahl des hinteren linken Beins erfolgt hier willkürlich. Da jedes Bein angezogen wird, kurz bevor der Fuß des zuvor angezogenen Beins auf dem Boden abgesetzt wird, stehen während beide Beine gleichzeitig in der Luft sind, nur zwei Beine als Standbeine zur Verfügung. Somit ist dieses Laufmuster nicht zu jedem Zeitpunkt statisch stabil.



Bild 3 Reihenfolge der Füße beim Gehen (links) und Traben (rechts) in der Aufsicht.

Traben ist deutlich schneller als Gehen, jedoch weiterhin effizient genug, um große Distanzen zu überwinden. Beim Traben werden zwei Beinpaare in Phase angehoben beziehungsweise abgesetzt. Wie in **Bild 3 rechts** zu sehen, bewegen sich das vordere linke und das hintere rechte Bein synchron (Beinpaar A), ebenso wie das vordere rechte und das hintere linke Bein (Beinpaar B). Auf eine Flugphase, in der kein Bein den Boden berührt, folgt eine Landung auf Beinpaar A. Um die nächste Landung vorzubereiten wird Beinpaar B bereits nach vorne geführt, während Beinpaar A für den Absprung nach hinten gestreckt wird. Der beschriebene Bewegungsablauf entspricht einem Halbzyklus. Dieser wiederholt sich analog mit wechselnden Beinpaaren. So können abwechselnd nur zwei Beine oder kein Bein als Standbein verwendet werden. Das macht den Trab zu einer schwierig zu kontrollierenden Bewegung. Aufgrund der geringen Robustheit bezüglich äußerer Störeinflüsse wird dieses Laufmuster hauptsächlich auf ebenem, einfach zu bewältigendem Gelände genutzt. Die Flugphasen ermöglichen dabei eine signifikante Erhöhung der maximal möglichen Translationsgeschwindigkeit. Die zum Springen nötige Energie kann während der Standphase zwischen Landung und Absprung in den Federn der Standbeine gespeichert und somit von Sprung zu Sprung übertragen werden. Die hieraus resultierende Ener-

giefizienz der Bewegung bei großen Geschwindigkeiten ist eine besondere Stärke dieser Gangart.

3 Experimentalsystem

Beim betrachteten Roboter handelt es sich um einen am Institut für Robotik und Mechatronik des DLR entwickelten Vierbeiner mit seriell-elastischem Antrieb (Bilder 1, 2). Die Bein konstruktion ist leicht gehalten, um große Beschleunigungen zu ermöglichen. Im Zuge dessen sind sowohl alle Motoren als auch alle Torsionsfedern im Rumpf des Roboters verbaut. Die Kniegelenke werden über Riemensysteme angetrieben. Alle Federn haben eine Steifigkeit von $k = 2 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$. Beide Schenkel jedes Beins sind $l_s = 0,08\text{m}$ lang, wodurch sich eine maximale Länge des ausgestreckten Beins von $r_{\max} = 0,16\text{m}$ ergibt. Die Bewegungsgleichungen des äquivalenten starren Systems werden mithilfe des Lagrange-Formalismus berechnet [10] und durch Einführen der Federkräfte zu den Bewegungsgleichungen des frei schwebenden elastischen Systems erweitert. Die unteraktuierte Dynamik des elastischen Mehrkörpersystems mit frei schwebender Basis kann somit dargestellt werden als:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) = \boldsymbol{\tau}_{\text{ext}} + [\mathbf{0} \quad \boldsymbol{\tau}_{\text{el}}(\mathbf{q})]^T \quad (1)$$

Die darin enthaltene Massenmatrix $\mathbf{M}$, Coriolis- und Zentrifugalmatrix $\mathbf{C}$, Gravitationskräfte $\mathbf{G}$ und Federkräfte $\boldsymbol{\tau}_{\text{el}}$ werden bei konstanten Motorpositionen in Abhängigkeit der verallgemeinerten Koordinaten $\mathbf{q}$ ausgedrückt. Im Folgenden wird die so entstandene schwingungsfähige Dynamik durch die Berechnung der Modalvektoren unterschiedlicher Teilsysteme in unterschiedlichen Kontaktsituationen untersucht.

4 Modalanalyse

Wird der stehende Roboter betrachtet, müssen konstante Zwangsbedingungen Ψ berücksichtigt werden:

$$\Psi(\mathbf{q}) = [\Psi_1 \quad \Psi_2 \quad \dots \quad \Psi_m]^T = \text{const} \quad (2)$$

Durch das Einführen von m holonomen Zwangsbedingungen in ein System mit n kinematischen Freiheitsgraden werden m beliebig wählbare Systemkoordinaten zu abhängigen Variablen $\mathbf{y}_2$ und $n - m$ Systemkoordinaten werden zu den neuen Minimalkoordinaten $\mathbf{y}_1$. Die Bewegungsgleichungen des Systems reduzieren sich so auf:

$$\mathbf{M}_m(\mathbf{y}_1)\ddot{\mathbf{y}}_1 + \mathbf{C}_m(\mathbf{y}_1, \dot{\mathbf{y}}_1)\dot{\mathbf{y}}_1 + \mathbf{G}_m(\mathbf{y}_1) = \boldsymbol{\tau}_{\text{ext},m} + \boldsymbol{\tau}_{\text{el},m}(\mathbf{y}_1) \quad (3)$$

Die elastischen Moden stellen dabei infinitesimal kleine Schwingungen des Systems um eine Ruhelage $\bar{\mathbf{y}}_1$ dar. Dies entspricht der Betrachtung eines quasi-statischen Systems, innerhalb dessen die Bedingung $\dot{\mathbf{y}}_1 = \mathbf{0}$ gilt. Somit vereinfachen sich die Bewegungsgleichungen des elastischen Systems zunächst zu:

$$\mathbf{M}_m(\mathbf{y}_1)\ddot{\mathbf{y}}_1 + \mathbf{G}_m(\mathbf{y}_1) - \boldsymbol{\tau}_{\text{el},m}(\mathbf{y}_1) = \boldsymbol{\tau}_{\text{ext},m} \quad (4)$$

Weiterhin erlaubt die Betrachtung infinitesimal kleiner Auslenkungen eine linearisierte Darstellung des Systems.

Dazu wird eine Taylorreihenentwicklung durchgeführt. Es wird angenommen, dass $\boldsymbol{\tau}_{\text{el},m}(\mathbf{y}_1)$ sich deutlich schneller ändert als $\mathbf{M}_m(\mathbf{y}_1)$ und $\mathbf{G}_m(\mathbf{y}_1)$ und dass $\mathbf{M}_m(\mathbf{y}_1)$ und $\mathbf{G}_m(\mathbf{y}_1)$ in der infinitesimal kleinen Umgebung um $\bar{\mathbf{y}}_1$ konstant sind. So ergibt sich die linearisierte Darstellung der Bewegungsgleichungen zu:

$$\mathbf{M}_m(\bar{\mathbf{y}}_1)\ddot{\mathbf{y}}_1 + \mathbf{G}_m(\bar{\mathbf{y}}_1) - \boldsymbol{\tau}_{\text{el},m}(\bar{\mathbf{y}}_1) + \dots - \left. \frac{\partial \boldsymbol{\tau}_{\text{el},m}}{\partial \mathbf{y}_1} \right|_{\mathbf{y}_1=\bar{\mathbf{y}}_1} \delta \mathbf{y}_1 = \boldsymbol{\tau}_{\text{ext},m} \quad (5)$$

Bei Verwendung linearer Federn und unter der Annahme konstanter Motorpositionen $\boldsymbol{\theta}_0$ kann das elastische Potential U_{el} als Summe aller Federenergien in Abhängigkeit von $\mathbf{q}_g$ ausgedrückt werden. Dazu wird die Gelenksteifigkeitsmatrix $\mathbf{K}$ als Diagonalmatrix eingeführt, mit den positiven Gelenksteifigkeiten $k_i \quad \forall \quad i \in \{i | i = 1, 2, \dots, n_g\}$ als Diagonalelemente. Das elastische Potential U_{el} ergibt sich zu:

$$U_{\text{el}} = \frac{1}{2} (\boldsymbol{\theta}_0 - \mathbf{q}_g)^T \mathbf{K} (\boldsymbol{\theta}_0 - \mathbf{q}_g) \quad (6)$$

Auch das elastische Potential U_{el} kann als Funktion der Minimalkoordinaten $\mathbf{y}_1$ ausgedrückt werden:

$$U_{\text{el}} = U_{\text{el}}(\mathbf{q}_g(\mathbf{y}_1)) \quad (7)$$

Die elastischen Kräfte $\boldsymbol{\tau}_{\text{el},\min}$ sind somit der Gradient des elastischen Potentials in Richtung der Minimalkoordinaten $\delta \mathbf{y}_1$:

$$\boldsymbol{\tau}_{\text{el},\min} = - \left(\frac{\partial U_{\text{el}}}{\partial \mathbf{y}_1} \right)^T = - \left(\frac{\partial \mathbf{q}_g}{\partial \mathbf{y}_1} \right)^T \left(\frac{\partial U_{\text{el}}}{\partial \mathbf{q}_g} \right)^T \quad (8)$$

Mit der Definition des elastischen Potentials (Gleichung 6) ergibt sich für die elastischen Kräfte:

$$\boldsymbol{\tau}_{\text{el},\min} = - \left(\frac{\partial \mathbf{q}_g}{\partial \mathbf{y}_1} \right)^T \mathbf{K} (\boldsymbol{\theta}_0 - \mathbf{q}_g) \quad (9)$$

Durch Einsetzen der Federkräfte (Gleichung 9) in die linearisierten Bewegungsgleichungen (Gleichung 5) folgt:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{\min}(\bar{\mathbf{y}}_1)\ddot{\mathbf{y}}_1 + \mathbf{G}_{\min}(\bar{\mathbf{y}}_1) + \dots \\ + \left(\frac{\partial \mathbf{q}_g}{\partial \mathbf{y}_1} \right)^T \mathbf{K} (\boldsymbol{\theta}_0 - \mathbf{q}_g) + \left(\frac{\partial \mathbf{q}_g}{\partial \mathbf{y}_1} \right)^T \mathbf{K} \left(\frac{\partial \mathbf{q}_g}{\partial \mathbf{y}_1} \right) \delta \mathbf{y}_1 \\ = \boldsymbol{\tau}_{\text{ext},\min} \end{aligned} \quad (10)$$

Weiter wird vorausgesetzt, dass sich die Gravitationskräfte $\mathbf{G}_{\min}$ und die Federkräfte $\boldsymbol{\tau}_{\text{el}}$ in der Ruhelage $\bar{\mathbf{y}}_1$ aufheben. Diese Annahme ist zutreffend, wenn bei gegebenem gewünschten $\bar{\mathbf{y}}_1$, $\boldsymbol{\theta}_0$ entsprechend eingestellt wird. In diesem Fall vereinfachen sich die Bewegungsgleichungen zu:

$$\mathbf{M}_{\min}(\mathbf{y}_{10})\ddot{\mathbf{y}}_1 + \left(\frac{\partial \mathbf{q}_g}{\partial \mathbf{y}_1} \right)^T \mathbf{K} \left(\frac{\partial \mathbf{q}_g}{\partial \mathbf{y}_1} \right) \delta \mathbf{y}_1 = \boldsymbol{\tau}_{\text{ext},\min} \quad (11)$$

Analog kann die Gelenksteifigkeitsmatrix $\mathbf{K}$ in Minimalkoordinaten angegeben werden:

$$\mathbf{K}_{\min} = \left(\frac{\partial \mathbf{q}_g}{\partial \mathbf{y}_1} \right)^T \mathbf{K} \left(\frac{\partial \mathbf{q}_g}{\partial \mathbf{y}_1} \right) \quad (12)$$

Folglich vereinfachen sich die Bewegungsgleichungen weiter zu:

$$\mathbf{M}_{\min}(\bar{\mathbf{y}}_1)\ddot{\mathbf{y}}_1 + \mathbf{K}_{\min} \delta \mathbf{y}_1 = \boldsymbol{\tau}_{\text{ext},\min} \quad (13)$$

Die Modalvektoren $\mathbf{w}_i$ und Eigenwerte λ_i für $i = 1, 2, \dots, n-m$ dieses Systems ergeben sich aus dem generalisierten Eigenwertproblem:

$$\lambda \mathbf{M}_{min} \mathbf{w} = \mathbf{K}_{min} \mathbf{w} \quad (14)$$

Dabei kann jedem Modalvektor $\mathbf{w}_i$ eine Eigenfrequenz f_i zugeordnet werden:

$$f_i = \frac{\sqrt{\lambda_i}}{2\pi} \quad (15)$$

4.1 Frei schwingendes Bein

Zunächst werden die Moden eines frei schwingenden Beins berechnet. In dieser Betrachtung wird der Rumpf des Roboters vernachlässigt. Das Hüftgelenk kann sich in den Weltkoordinaten nicht bewegen und wird in dessen Ursprung definiert. Es gilt $\mathbf{M} = \mathbf{M}_{min}$ und $\mathbf{K} = \mathbf{K}_{min}$, wodurch sich die Modalvektoren direkt berechnen lassen. Mit dem Fußpunkt in Bezug auf das Hüftgelenk $p_{F1,z}$ und den aufgabenbezogenen Polarkoordinaten gemäß **Bild 4**:

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} \phi \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \arctan\left(\frac{p_{F1,x}}{p_{F1,z}}\right) \\ \sqrt{p_{F1,x}^2 + p_{F1,z}^2} \end{bmatrix} \quad (16)$$

ergeben sich die Modalvektoren des frei schwingenden Beins zu:

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} | & | \\ \mathbf{w}_1 & \mathbf{w}_2 \\ | & | \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0,9995 & 0,9952 \\ 0,0315 & 0,0973 \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\mathbf{f} = [f_1 \ f_2] = [11,06 \ 20,72] \text{ Hz} \quad (18)$$

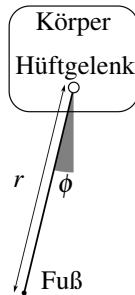


Bild 4 Definition der Polarkoordinaten.

Es zeigt sich, dass beide Modalvektoren von der polaren Komponente (erste Zeile) dominiert werden. Somit können beide Moden zum Vor- und Zurück-Schwingen des Beins genutzt werden. Am realen System lässt sich jedoch aufgrund der im Vergleich zur Abtriebsträgheit viel größeren Motorträgheit nur die erste Mode mit der Eigenfrequenz $f_1 = 11,06 \text{ Hz}$ anregen.

4.2 Stehendes Bein

Für die Betrachtung eines stehenden Beins wird der Rumpf des Roboters als konzentrierte Masse von 2,07 kg im Hüftgelenk angenommen. Diese Punktmasse kann sich translatorisch frei in der $x_1 z_1$ -Ebene bewegen (vergleiche Bild 2). Der Fuß wird durch das Einführen von zwei Zwangsbedingungen in konstanter Position gehalten. Dabei ergeben sich

die Modalvektoren des Systems in Bezug auf das Körperkoordinatensystem des Rumpfs in Polarkoordinaten (Gleichung 16) für $r_0 = 0,15 \text{ m}$ zu:

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} 1,0000 & 0,2682 \\ 0,0009 & -0,9634 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\mathbf{f} = [2,68 \ 7,47] \text{ Hz} \quad (20)$$

Die Eigenvektoren $\mathbf{W}$ von $\mathbf{M}$ und $\mathbf{K}$ haben die Eigenschaft, dass sie $\mathbf{M}$ und $\mathbf{K}$ simultan diagonalisieren ($\mathbf{W}'\mathbf{M}\mathbf{W} = \text{diagonal}$ und $\mathbf{W}'\mathbf{K}\mathbf{W} = \text{diagonal}$). Damit ist die zugehörige lineare Dynamik entkoppelt. Da sich hier die modalen Richtungen mit den aufgabenbezogenen Polarkoordinaten näherungsweise decken, ist auch die linearisierte Dynamik in Polarkoordinaten näherungsweise entkoppelt. Die radiale Mode kann genutzt werden, um beim Abfedern eines Schrittes die kinetische Energie des Rumpfs aufzunehmen. Da für das stehende und das frei schwingende Bein in guter Näherung rein polar schwingende Moden existieren, ist es möglich, die Beine während der Laufbewegung in Resonanz sowohl vor als auch zurück zu schwingen.

4.3 Gesamtkonstruktion

Die Modalvektoren des Gesamtsystems ergeben sich ohne weitere Transformation. Es werden jedoch unterschiedliche Zwangsbedingungen betrachtet, die sich auf eine von zwei Kontaktsituationen des Roboters beziehen. Die erste Kontaktsituation ist der Stand auf allen vier Beinen. Die zugehörigen Zwangsbedingungen Ψ_4 schränken alle vier Fußpositionen $\mathbf{p}_{Fi}$ in x_1 - und z_1 -Richtung sowie einen Vorderfuß und einen Hinterfuß in y_1 -Richtung ein:

$$\Psi_4 = [\mathbf{p}_{F1} \ p_{F2,x} \ p_{F2,z} \ \mathbf{p}_{F3} \ p_{F4,x} \ p_{F4,z}]^T = \text{const} \quad (21)$$

Mit diesen Zwangsbedingungen werden die Bewegungsgleichungen auf die Minimalkoordinaten reduziert:

$$\mathbf{y}_1 = [x_1 \ x_3 \ x_4 \ x_5]^T \quad (22)$$

In dieser Reihenfolge entsprechen die Koordinaten der Translation vorwärts in x_1 -Richtung, der Translation aufwärts in z_1 -Richtung, der Rotation nach rechts um die x_1 -Achse und der Rotation nach vorne um die y_1 -Achse. Die Modalvektoren in stehender Körperhaltung werden für zwei Beinkonfigurationen betrachtet. Bei einer gesamten Beinlänge von $r_0 = 0,145 \text{ m}$ ergeben sie sich zu:

$$\mathbf{W}_4 = \begin{bmatrix} 0,0002 & -0,5359 & -0,1117 & 0,0012 \\ -0,0004 & 0,0127 & -0,7856 & 0,0200 \\ -1,0000 & -0,0042 & 0,0447 & -0,0068 \\ -0,0014 & -0,8442 & 0,6070 & 0,9998 \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\mathbf{f}_4 = [0,4819 \ 2,2999 \ 5,6579 \ 8,0427] \text{ Hz} \quad (24)$$

Langsame Moden mit niedriger Eigenfrequenz sind grundsätzlich leichter anzuregen. Von den berechneten Moden entspricht die langsamste einer seitlichen Kippbewegung. Somit ist davon auszugehen, dass Bewegungen dieser Art während des Gehens angeregt werden, was aufgrund der fehlenden Aktuierung in dieser Richtung zur Balance-

Instabilität fñhrend kann. Alle weiteren Moden sind deutlich schneller und werden weniger leicht angeregt. Fñr eine Kñrperhaltung, in der alle Beine auf $r_0 = 0,12\text{ m}$ gestreckt sind, spiegeln die Modalvektoren und deren Frequenzen ein ähnliches Systemverhalten wider:

$$\mathbf{W}_4 = \begin{bmatrix} 0,0001 & -0,2536 & -0,1863 & -0,0175 \\ -0,0004 & 0,0204 & -0,9806 & 0,0196 \\ -1,0000 & -0,0021 & 0,0563 & -0,0086 \\ -0,0014 & -0,9671 & -0,0246 & 0,9996 \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$\mathbf{f}_4 = [0,3081 \ 2,3476 \ 3,7455 \ 6,5270] \text{ Hz} \quad (26)$$

Lediglich der dritte Modalvektor unterscheidet sich. Fñr $r_0 = 0,12\text{ m}$ zeigt er in guter Nñherung in Richtung der z_1 -Achse. Dies entspricht einer vertikalen Hñpfbewegung. Der Roboter ist damit gut geeignet um auf allen vier Beinen zu hñpfen. Zum besseren Verstñndnis werden die Modalvektoren in **Bild 5** qualitativ grafisch dargestellt.

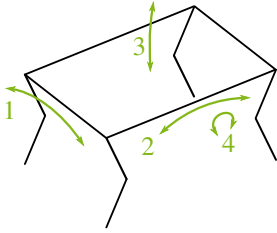


Bild 5 Darstellung der Modalvektoren auf vier Beinen.

In der zweiten Kontaktsituation steht der Roboter auf einem diagonalen Beinpaar. Diese Kontaktsituation entsteht beim Traben wñhrend der Standphase. Die zugehñrigen Zwangsbedingungen Ψ_2 schrñnken die Fußpositionen der Standbeine sowie die Gelenkpositionen der freien Beine vollstñndig ein:

$$\Psi_2 = [\mathbf{p}_{F1} \ q_{g3} \ q_{g4} \ \mathbf{p}_{F3} \ q_{g7} \ q_{g8}]^T = \text{const} \quad (27)$$

Es werden weiterhin die Minimalkoordinaten $\mathbf{y}_1$ (Gleichung 22) verwendet. Auch diese Kñrperhaltung wird fñr unterschiedlich weit ausgestreckte Beine untersucht. Fñr $r_0 = 0,145\text{ m}$ ergeben sich folgende Modalvektoren und Eigenfrequenzen:

$$\mathbf{W}_2 = \begin{bmatrix} 0,0779 & -0,5342 & -0,0698 & -0,0060 \\ -0,0000 & 0,0079 & -0,6992 & 0,0244 \\ -0,8397 & -0,0557 & 0,0260 & -0,0006 \\ 0,5374 & -0,8435 & 0,7110 & 0,9997 \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$\mathbf{f}_2 = [0,0000 \ 1,6837 \ 4,1000 \ 6,0364] \text{ Hz} \quad (29)$$

Auffällig ist die Frequenz der ersten Mode $f_1 = 0\text{ Hz}$. Es handelt sich hierbei nicht um eine elastische Mode, sondern um eine Starrkñrperbewegung. Da der Roboter nur auf zwei Beinen steht, ist er statisch instabil und kann in eine Richtung ungefedert kippen (ähnlich einem inversen Pendel). Diese Richtung wird durch den ersten Modalvektor ausgedrñckt. Weiter fñllt auf, dass die ùbrigen elastischen Moden denen im Stand auf vier Beinen sehr ähnlich sind. Auch hier gibt es eine vertikale Mode, die bei weit eingefederten Beinen (Gleichung 30) besonders ausgeprñgt ist und wñhrend des Trabens genutzt werden kann.

$$\mathbf{W}_2 = \begin{bmatrix} 0,0646 & -0,2488 & -0,1604 & -0,0252 \\ 0,0000 & 0,0162 & -0,9786 & 0,0225 \\ -0,8405 & -0,0242 & 0,0292 & -0,0029 \\ 0,5379 & -0,9681 & 0,1258 & 0,9994 \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$\mathbf{f}_2 = [0,0000 \ 1,6991 \ 2,6803 \ 4,8240] \text{ Hz} \quad (31)$$

5 Reglerstruktur

Aufbauend auf der modalen Analyse wird nachfolgend die Regelung am Beispiel der Laufmuster Gehen und Traben dargestellt. Prinzipiell generieren zeitdiskret schaltende Zustandsmaschinen die Grundbewegungen fñr unterschiedliche Laufmuster [1], indem sie einzelne Moden des Roboters gezielt anregen. Zusñtzlich zu der auf diese Weise zeitdiskret generierten Grundbewegung wird zur Balance ein zeitkontinuierlicher Dñmpfungsregler entwickelt, der Kippbewegungen des Rumpfs entgegenwirkt. Wie in **Bild 6** zu sehen, werden das zeitdiskrete Ausgangssignal der Zustandsmaschine $\theta_{soll,dis}$ und das abgetastete zeitkontinuierliche Ausgangssignal des Dñmpfungsreglers $\Delta\theta$ addiert und ergeben die Soll-Motorpositionen θ_{soll} . Die Gelenkdrehmomente τ_g , die Gelenkpositionen $\mathbf{q}_g$ sowie die zeitliche Ableitung der Rumpfposition und -orientierung $\dot{\mathbf{q}}_k$ werden fñr die Balance zum Dñmpfungsregler und fñr das Schalten der Zustandsmaschine zu dieser zurñckgefñhrt.

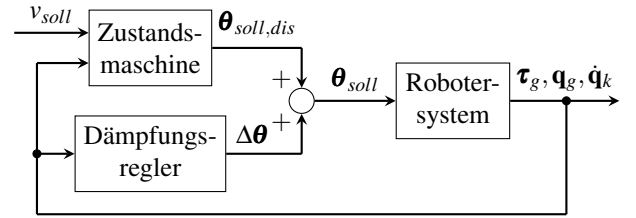


Bild 6 Generelle Reglerstruktur.

Die beiden Signale $\mathbf{q}_g$ und τ_g werden benñtigt, um die zum Schalten definierten Ereignisse zu detektieren. Die initiale polare Schrittweite α_0 , die initiale Beinlñnge r_0 und die gewñnschte Translationsgeschwindigkeit v_{soll} sind Parameter, die von außen vorgegeben werden kñnnen. α_0 , r_0 sowie die Ausgangssignale des Reglers beschreiben Ruhelagen der Beine. Als Ruhelage wird die Position eines Fußes in polaren Koordinaten $\mathbf{p}$ bezeichnet, in der er ohne Einfluss ùußerer Krñfte im Gleichgewicht ist. Diese Stellung nimmt ein steifer Roboter bei gleichen Motorpositionen ein.

Der verwendete Dñmpfungsregler ist dabei unabhñngig vom Laufmuster und kann somit immer in identischer Form genutzt werden. Die Zustandsmaschine dagegen muss in der aktuellen Implementierung fñr die Generierung unterschiedlicher Laufmuster vollstñndig ausgetauscht werden. Der Wechsel zwischen unterschiedlichen Laufmustern wñhrend des Betriebs ist Gegenstand zukñnftiger Arbeiten.

5.1 Balance

Die Aufgabe des Dñmpfungsreglers ist es, gezielt Komponenten der Bewegung des Rumpfs $\dot{\mathbf{q}}_k$ zu dñmpfen, indem die von der Zustandsmaschine generierten Motorpositio-

nen um ein $\Delta\theta$ geändert werden. Zum Balancieren des Roboters müssen nur die Rotationen um die x_1 - und y_1 -Achse gedämpft werden. Da jede Kippbewegung des Roboters in diesen Koordinaten ausgedrückt werden kann, bringt es in Bezug auf die Balance des Roboters keinen Vorteil weitere Bewegungskomponenten zu dämpfen. Es bietet sich jedoch an, ebenfalls eine Dämpfung vertikaler Bewegungen zu ermöglichen, um während des Gehens ungewollte Hüpfbewegungen zu dämpfen. Für die zu dämpfenden Komponenten wird ein Koordinatensatz $\mathbf{q}_d$ eingeführt:

$$\mathbf{q}_d = [q_{k1} \ q_{k4} \ q_{k5}]^T \quad (32)$$

Um Bewegungen in diesen Koordinaten zu dämpfen, müssen ihnen entgegenwirkende generalisierte Kräfte erzeugt werden. Dazu werden die Ruhelagen der einzelnen Beine in radialer Richtung proportional zu den Komponenten von $\dot{\mathbf{q}}_d$ um ein $\Delta\mathbf{r}$ verschoben. In Abhängigkeit der Reglerparameter k_x , k_y und k_z wird die Regelung definiert:

$$\Delta\mathbf{r} = \begin{bmatrix} -k_z & k_x & k_y \\ -k_z & -k_x & k_y \\ -k_z & -k_x & -k_y \\ -k_z & k_x & -k_y \end{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_d \quad (33)$$

Nach diesem Regelungsgesetz wird immer das Beinpaar, in dessen Richtung der Roboter kippt, ausgestreckt und das gegenüberliegende Beinpaar angezogen. Bei einer Aufwärtsbewegung in vertikaler Richtung werden alle Beine angezogen und bei einer Abwärtsbewegung entsprechend ausgestreckt. Der Regler ist trotz seiner einfachen Struktur in der Lage, die in diesem Beitrag untersuchten Laufmuster zu stabilisieren. Er ist unabhängig von Modellparametern und kann somit für jeden beliebigen vierbeinigen Laufroboter in dieser Form implementiert werden. Auch ist keine Positionsschätzung der Roboterbasis im Raum notwendig, was den Implementierungsaufwand reduziert.

5.2 Zustandsmaschine für Gehen

Der Aufbau der Zustandsmaschine des dynamischen Gehens beinhaltet acht Zustände (**Bild 7**). Das Anziehen eines Beins erfolgt dabei gleichzeitig mit dem Ausstrecken des vorherigen Beins. So kommt es während des Wechsel-Zustands zu einer Phase, in der beide Beine in der Luft sind. Es gibt zwei Typen von Übergangsfunktionen, $f(\mathbf{q}_p)$ und $g(\boldsymbol{\tau}_r)$, die den Übergang zwischen zeitdiskreten Zuständen auslösen. Die Übergangsfunktionen hängen entweder von der Beinkonfiguration in Polarkoordinaten $\mathbf{q}_p$ oder den elastischen Kräften entlang der radialen Mode des Beines $\boldsymbol{\tau}_r$ ab. In diesem Fall sind keine Maßnahmen zur Stabilisierung der Laufbewegung nötig und es kann auf den Dämpfungsregler verzichtet werden.

5.3 Zustandsmaschine für Traben

Da Traben eine schnellere Laufbewegung als Gehen ist, können die dynamischen Eigenschaften des Roboters hier deutlich umfangreicher genutzt werden. Dazu wird im Folgenden der zweite Ansatz von [3] untersucht, welcher die

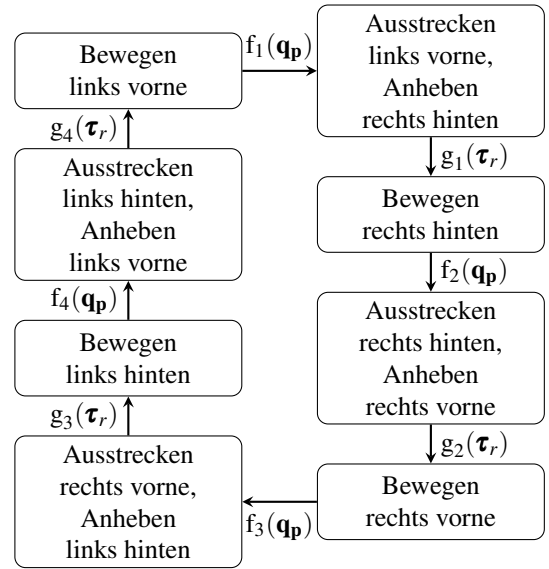


Bild 7 Zustandsmaschine für das Laufmuster Gehen.

interne Energie betrachtet. Das Nutzen der radialen Elastizität erfordert, dass die Schrittfrequenz der Frequenz der z_1 -Mode auf zwei Beinen (Gleichungen 29,31) entspricht. Um die polare Elastizität der Beine auszunutzen, muss die Schrittfrequenz hingegen an die Frequenz der polaren Mode des frei schwingenden Beins (Gleichung 18) angepasst werden. Da die Frequenzen dieser beiden Moden im hier betrachteten System nicht übereinstimmen und sich die erstgenannte nur zum Traben auf der Stelle eignet, wird im Folgenden die Nutzung der polaren Mode untersucht.

Bei diesem Ansatz werden die Beine des Roboters betrachtet, als würden sie ohne Bodenkontakt frei schwingen. Unter der Annahme, dass der Roboter bereits die gewünschte Geschwindigkeit erreicht hat, ist diese Näherung gerechtfertigt. Dies begründet sich darin, dass die Beine während der Kontaktphase mit dem Boden nicht nennenswert abgebremst werden. Das Grundkonzept der Zustandsmaschine ist ein Zweipunktregler, der durch die Zustände der beiden Standphasen repräsentiert wird. Er dient dazu, die modale Pendelbewegung der Beine möglichst effizient aufzuschaukeln, um so mit geringen Motorbewegungen große Laufgeschwindigkeiten realisieren zu können. Unter der Annahme, dass die Motorpositionen sprunghaft geändert werden können, kann mit einer Motorbewegung einer bestimmten Amplitude genau dann maximal viel Energie eingeprägt werden, wenn zum Zeitpunkt des maximalen Drehmoments, also dem Zeitpunkt maximaler Auslenkung, geschaltet wird. Da die Motoren selbst nicht masselos sind, sondern eine Trägheit besitzen, können die Motorpositionen in der Realität nicht sprunghaft geschaltet werden, wodurch der optimale Zeitpunkt des Schaltens etwas früher liegt. Die Definition des auslösenden Ereignisses wird so zu einem Optimierungsproblem. In den dargestellten Simulationen erfolgt die Optimierung der Ereignisse manuell in Abhängigkeit von den Gelenkkoordinaten $\mathbf{q}_g$ und der polaren Schrittweite α . Zwischen den Zuständen der Standphasen sind jeweils zwei weitere Zustände eingefügt, um die Beine anzuheben und auszustrecken (**Bild 8**).

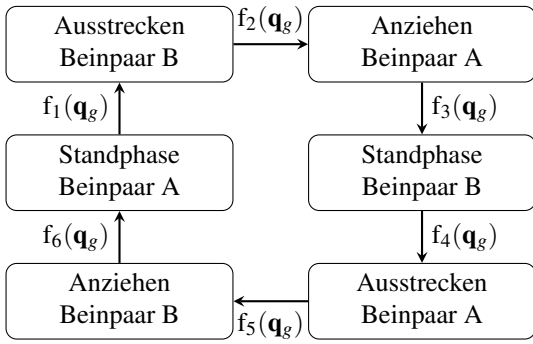


Bild 8 Zustandsmaschine für das Laufmuster Traben.

In manuell variierten Simulationen zeigt sich, dass das Ausstrecken der frei schwingenden Beine schon vor dem Anziehen der Standbeine geschaltet werden muss, damit die frei schwingenden Beine beim Aufsetzen gestreckt sind. Die Beine werden 25 % weiter nach hinten geführt als nach vorne. Das führt dazu, dass die Beine den Boden weiter ausgestreckt verlassen als erreichen, was es ermöglicht, trotz des Fokus auf die polare Mode einen größeren Teil der radial gespeicherten Energie zurückzuführen. Dies resultiert in einer Flugphase, ohne dass die Motoren in radialer Richtung Energie einprägen müssen.

6 Validierung

Zur Validierung ist die Starrkörperdynamik der Regelstrecke mit einer C++ Implementierung des Vorwärtsdynamikalgorithmus von Featherstone [11] in MATLAB™ / Simulink™ umgesetzt. Der Dämpfungsregler aus Abschnitt 5.1 wird für die Simulationen des Laufmusters Traben verwendet.

6.1 Gehen

Wie in **Bild 9** zu sehen ist, schwankt die Rumpf-Geschwindigkeit beim Gehen in der Simulation leicht, bleibt aber stabil. Auch die y -Neigung ist gering, es wird jedoch eine seitliche Pendelbewegung in Form einer schwingenden x -Neigung angeregt (**Bild 10**). Mit der y -Neigung wird hier eine Nickbewegung des Roboters in der x_1z_1 -Ebene um die y_1 -Achse beschrieben. Die x -Neigung meint analog eine seitliche Kippbewegung des Roboters in der y_1z_1 -Ebene um die x_1 -Achse. Der Roboter schwingt damit um die y -Achse vor und zurück sowie um die x -Achse nach links und rechts. Letzteres ist auf die Reihenfolge zurückzuführen, in der die Füße angehoben und abgesetzt werden. Zweimal pro Zyklus werden beide Füße auf einer Seite des Roboters angehoben, nie aber beide vorderen oder beide hinteren Füße gleichzeitig. Diese Pendelbewegung kann genutzt werden. Während die Beine auf der linken Seite des Roboters angezogen werden, ist er nach rechts geneigt. So wird ein großer Teil der in den linken Federn gespeicherten Spannenergie in die Federn der rechten Beine übertragen und somit nicht durch das Anziehen der Beine vernichtet. Dieser Prozess wiederholt sich in beide Richtungen symmetrisch, sodass die Spannenergie zwischen den Federn hin und her pendelt. Die x -Rotationsschwingung wird folglich genutzt, um Energie zu sparen.

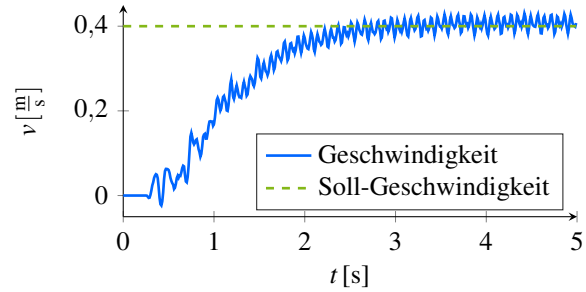


Bild 9 Rumpf-Geschwindigkeit beim Gehen.

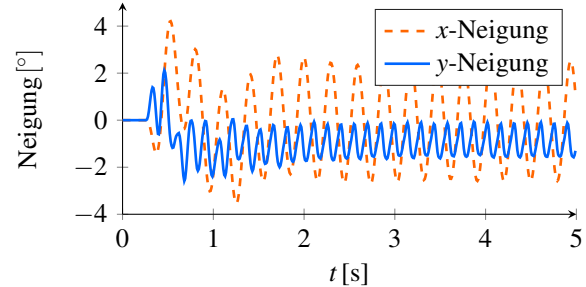


Bild 10 Rumpf-Neigung beim Gehen.

6.2 Traben

Beim Traben ergibt sich in der Simulation gemäß **Bild 11** eine Rumpf-Geschwindigkeit, die mehr als fünf mal so hoch ist wie die des Gehens. Die Soll-Geschwindigkeit wird in Form einer Rampe vorgegeben und mit kleinen Schwankungen erreicht. Aufgrund der geringen Beinmassen stellt sich eine Schrittfrequenz ein, die hoch genug ist, um den Roboter zur Balance in einer quasi-statischen Konfiguration zu betrachten, als stünde er auf allen vier Beinen gleichzeitig. In diesem Fall reicht der Dämpfungsregler vollkommen zur Stabilisierung des Systems (**Bild 12**). Er wird hauptsächlich während des Einschwingprozesses beim Anlaufen benötigt.

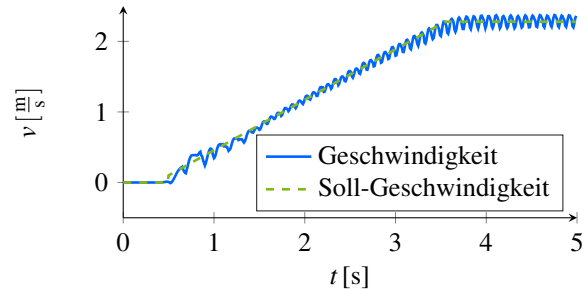


Bild 11 Rumpf-Geschwindigkeit beim Traben (polare Mode).

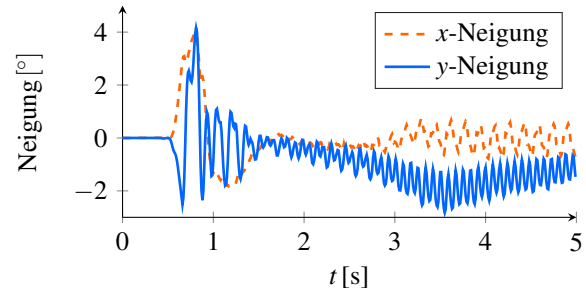


Bild 12 Rumpf-Neigung beim Traben (polare Mode).

Da die Ruhelagen der Standbeine bei jeder Geschwindigkeit $r_0 = 0,159\text{m}$ entsprechen, kann aus dem Höhenprofil des Rumpfs (**Bild 13**) auf die radial gespeicherte Energie geschlossen werden. Je tiefer der Rumpf liegt, umso stärker werden die Standbeine in radialer Richtung gestaucht und es wird mehr Energie in den zugehörigen Federn zwischengespeichert. Es fällt auf, dass die gespeicherte Energie mit wachsender Geschwindigkeit zunimmt. Diese Energie kann dem System in der Laufbewegung nicht vollständig zurückgeführt werden. Die Beine müssen von den Motoren aktiv angehoben werden, bevor sie vollständig gestreckt sind, um sie wieder nach vorne zu führen. Auf diese Weise wird ein Teil der radial gespeicherten Energie vernichtet.

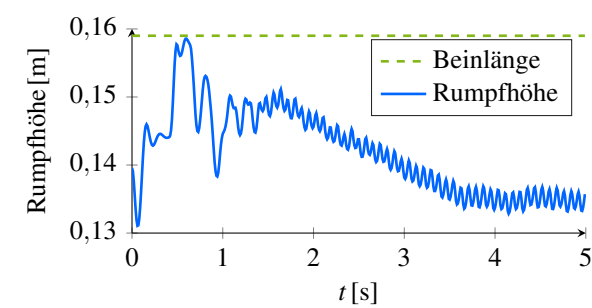


Bild 13 Rumpf-Höhe beim Traben (polare Mode).

Um die radiale Speicherung der Energie entlang der z_1 -Mode vollständig nutzen zu können, müssen die Standbeine des Roboters ausgestreckt sein, bevor sie vollständig nach hinten geschwungen sind. Dies wird beispielsweise erreicht, wenn die mechanischen Eigenschaften des Beins so geändert werden, dass die Frequenz der radialen Mode des stehenden Beins gegenüber der Frequenz der polaren Mode des frei schwingenden Beins steigt. Dazu kann unter anderem das Gewicht des Rumpfs gesenkt werden. Durch ein nun wieder symmetrisches Schwingen der Beine ermöglicht die so verkürzte Kontaktphase mit dem Boden die Einführung einer ausgeprägteren Retraktionsphase, in der die Füße vor dem Aufsetzen entgegen der Laufrichtung beschleunigt werden.

7 Fazit und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag werden die elastischen Moden einzelner Beine sowie des gesamten seriell-elastisch angetriebenen Vierbeiners in mehreren aufgabenbezogenen Kontaktsituationen und Beinkonfigurationen untersucht. Darauf aufbauend werden beispielhaft die Zustandsmaschinen für Gehen sowie Traben erarbeitet und implementiert, die durch zeitdiskretes Schalten der Motorpositionen eine dynamische Bewegung ermöglichen. Das Auslegungskonzept des Roboters wird für dynamische Gangarten in der Simulation validiert. Beim Traben kann entweder die vertikale Mode des Gesamtsystems oder die polare Mode der einzelnen Beine genutzt werden. Zur Anregung des Systems entlang einer der Moden ist ein Zweipunktreger eine effektive Wahl. Die nicht vorgestellten Implementierungen des Reglers für weitere dynamische Gangarten bestätigen die Eignung des Regelungsansatzes. Zur Vereinigung der beiden Ansätze (zeitgleiche Nutzung beider Mo-

den) wird die Abstimmung der inhärenten Frequenzen von vertikaler und polarer Mode des Roboters vorgeschlagen. Zur Balance wird anhand geometrischer Überlegungen ein Dämpfungsregler hergeleitet, welcher in der Lage ist, die meisten Laufmuster mit einem linearen Regelungsgesetz zu stabilisieren. Für das Traben unter Anregung der vertikalen Mode ist andererseits ein Mechanismus zur Stabilisierung der inversen Pendeldynamik erforderlich. Hierfür werden in weiterführenden Arbeiten iterative Korrekturmetho- den mit niedrigen Reglerv Verstärkungen untersucht. Die Verifikation der Ansätze durch Umsetzung der Gangarten auf einem realen Roboter stellt den nächsten Schritt dar. Ist dies erfolgreich, kann nach einer Darstellung der Zustandsmaschinen gesucht werden, die es erlaubt, während des Betriebs zwischen den Laufmustern zu wechseln.

8 Literatur

- [1] D. Lakatos et al. “Targeted jumping of compliantly actuated hoppers based on discrete planning and switching control”. In: *Intelligent Robots and Systems (IROS), 2015 IEEE/RSJ International Conference on*. IEEE. 2015, pp. 5802–5808.
- [2] T. J. Roberts. “Contribution of elastic tissues to the mechanics and energetics of muscle function during movement”. In: *Journal of Experimental Biology* 219.2 (2016), pp. 266–275.
- [3] R. M. Alexander. “Three uses for springs in legged locomotion”. In: *The international journal of Robotics Research* 9.2 (1990), pp. 53–61.
- [4] D. Lakatos and A. Albu-Schäffer. “Modal matching: An approach to natural compliant jumping control”. In: *IEEE Robotics and Automation Letters* 1.1 (2016), pp. 274–281.
- [5] J. Buchli and A. Ijspeert. “Self-organized adaptive legged locomotion in a compliant quadruped robot”. In: *Autonomous Robots* 25.4 (2008), pp. 331–347.
- [6] C. Gehring et al. “Control of dynamic gaits for a quadrupedal robot”. In: *IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*. 2013, pp. 3287–3292.
- [7] M. Hutter et al. “Quadrupedal locomotion using hierarchical operational space control”. In: *The International Journal of Robotics Research* (2014), p. 0278364913519834.
- [8] D. J. Hyun et al. “Implementation of trot-to-gallop transition and subsequent gallop on the MIT Cheetah I”. In: *The International Journal of Robotics Research* 35.13 (2016), pp. 1627–1650.
- [9] W. Xi, Y. Yesilevskiy, and C. D. Remy. “Selecting gaits for economical locomotion of legged robots”. In: *The International Journal of Robotics Research* (2015).
- [10] W. Khalil and E. Dombre. *Modeling, identification and control of robots*. Butterworth-Heinemann, 2004.
- [11] R. Featherstone. *Rigid body dynamics algorithms*. Springer, 2014.

Zeitoptimale Regelung des Mastaufbaus einer Autobetonpumpe unter statischen, kinodynamischen und geometrischen Nebenbedingungen

Time-optimal unfolding of a truck-mounted concrete pump boom under static, kinodynamic and geometric constraints

Maximilian Krämer, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, maximilian.kraemer@tu-dortmund.de

Christoph Rösman, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, christoph.roesmann@tu-dortmund.de

Freia Irina John, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, freia.john@tu-dortmund.de

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Bertram, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, torsten.bertram@tu-dortmund.de

Kurzfassung

Der Mastaufbau von mobilen Autobetonpumpen wird aktuell durch einen Maschinisten manuell ausgeführt. Strenge Sicherheitsvorkehrungen und immer komplexer werdende Maschinen führen hierbei zu einem Anstieg der Ausfaltzeit. Im vorliegenden Beitrag wird daher zur Reduzierung der Ausfaltzeit eine modellprädiktive Regelung für den automatisierten zeitoptimalen Mastaufbau einer mobilen Autobetonpumpe realisiert. Der Ausfaltvorgang unterliegt einer Reihe von sicherheitsspezifischen und technischen Nebenbedingungen, die im modellprädiktiven Regler berücksichtigt werden müssen. Zu den sicherheitsspezifischen Nebenbedingungen zählen Standsicherheit, Kollisionsvermeidung und Beschränkung der Segmentgeschwindigkeiten. Auf technischer Seite finden die maximalen Volumenströme des hydraulischen Systems Beachtung. Durch die Analyse der Ausfaltvorgänge in der Simulation werden beachtliche, zunächst theoretische Einsparpotentiale des automatisierten Mastaufbaus aufgezeigt.

Abstract

Currently unfolding the boom of a truck mounted concrete pump is done manually by people from the construction crew. Strict safety constraints and the rising machine complexity lead to increasing durations for the whole unfold process. Consequently this paper realises a model predictive controller for automated, time-optimal unfolding in order to lower this duration. The unfold process is subject to safety related and technical constraints which need to be included within the model predictive controller. On one hand, safety related constraints like tip over stability, collision avoidance and speed limitations are taken into account. On the other hand, technical constraints like oil volume flow of the hydraulic system are considered. The analysis of time-optimal unfolding processes in simulation demonstrates the capabilities of the proposed approach and indicates significant potential savings in terms of the required unfolding duration.

1 Einleitung

Mobile Autobetonpumpen wie in **Bild 1** sind Baumaschinen, die aus einer Betonpumpe und einem Betonverteilmast mit Förderleitungen bestehen und zu den Großraummanipulatoren zählen. Der Betonverteilmast, bestehend aus mehreren Gelenken und Segmenten, erlaubt eine zielgerichtete und flexible Ausrichtung des Endschlauchs an der Baustelle. Marktübliche Maschinen besitzen heutzutage eine Reichweite im Bereich von 60m, um auch weiträumige oder schwierig zu erreichende Gebiete abdecken zu können. Die hohen Mastreichweiten führen jedoch zu mehr Segmenten beziehungsweise Gelenken und damit zu steigenden Kollisionsmöglichkeiten sowie komplexeren Mastbewegungen. Zudem sind partielle Abstützungen möglich, um die Maschine auch bei reduziertem Platzangebot betreiben zu können. Dies führt zu Einschränkungen des Arbeitsraums der Maschine aufgrund mangelnder Standsicherheit.

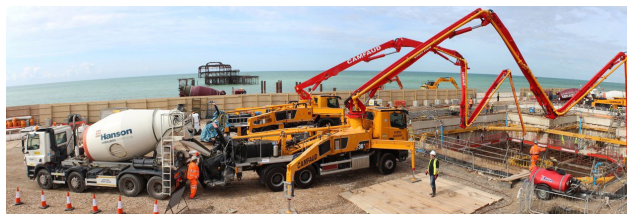


Bild 1 Zwei mobile Autobetonpumpen mit Betonmischer im Einsatz an einer Baustelle [1].

Aktuell wird der Betonverteilmast durch einen Maschinisten bedient, der wegen möglicher Sicherheitsrisiken hinsichtlich Kollisionen und Standsicherheit während des Ausfaltvorgangs phasenweise vorgegebene Befehle ausführen muss und darüber hinaus meist hohe Sicherheitsabstände verwendet. In Folge dessen wird die Maschine nahezu sequenziell bedient. Zusätzlich werden die Tangentialgeschwindigkeiten der Segmente begrenzt, um Perso-

nen in unmittelbarer Nähe zum Endschlauch nicht zu gefährden. Da eine Winkelsensorik oft fehlt, werden hierzu die maximalen Gelenkwinkelgeschwindigkeiten im vollständig ausgeklappten Zustand statisch berechnet, was insbesondere im Kontext steigender Mastreichweiten für eine pauschale und ineffiziente Reduzierung der maximalen Gelenkwinkelgeschwindigkeiten sorgt.

Die vorgegebenen Mastbewegungen sowie die teils sequenzielle Bedienung durch den Maschinisten und die Beschränkung der Gelenkwinkelgeschwindigkeiten wirken sich negativ auf die Ausfahrtzeit aus. Der vorliegende Beitrag setzt an dieser Stelle mit der Optimierung des Ausfahrtvorgangs hinsichtlich der Ausfahrtzeit an und zeigt das theoretische Einsparpotential eines zeitoptimalen, automatisierten Ausfahrtvorgangs gegenüber der bisherigen Ausfahrtzeit auf. Im Kontext der Automatisierung von Arbeitsvorgängen bei Autobetonpumpen sind insbesondere Regelungen zur automatischen Schwingungsdämpfung des Betonverteilmasts von [2] zu nennen. Darüber hinaus existieren Ansätze zum automatischen Gießen [3, 4] und zu kartesischen Regelungen des Endschlauchs [5]. Bislang gibt es nach Kenntnisstand der Autoren keine Veröffentlichungen, die sich speziell mit dem zeitoptimalen Mastaufbau mobiler Autobetonpumpen befassen.

Die Realisierung einer automatisierten und zeitoptimalen Ausfaltung fällt thematisch in die Bereiche der Trajektorienplanung und Roboterregelung. Die beiden Teilbereiche können voneinander entkoppelt oder gekoppelt behandelt werden. Im entkoppelten Fall wird erst eine Trajektorienplanung durchgeführt und die resultierende Trajektorie anschließend mithilfe eines Folgereglers umgesetzt. Einige Verfahren der Trajektorienplanung wie von [6, 7] arbeiten mit Ansätzen aus der optimalen Regelung, indem sie ein Optimalsteuerungsproblem definieren und dieses anschließend bezüglich der optimalen Trajektorie lösen. Wurde bereits ein geometrischer Pfad mit einer vorgelagerten Pfadplanung ermittelt, lässt sich die Trajektorie über das Aufstellen des optimalen Zeitprofils mit dem *Time-Scaling* Ansatz von [8] ermitteln. In [9] wird dies für die Berechnung einer optimalen Trajektorie des Flugzeugwaschrobbers SKYWASH verwendet. Eine mögliche Berechnungsweise kollisionsfreier Pfade für Schwerlastmanipulatoren, die als Eingabe für den *Time-Scaling* Ansatz verwendet werden können, wird von [10] gegeben. Im Kontext mobiler Schwerlastmanipulatoren werden von [11, 12] Ansätze zum Folgen von Endeffektortrajektorien über die inverse Kinematik vorgestellt.

Bei der gekoppelten Variante wird die optimale Steuerfolge direkt aus der optimalen Trajektorie ermittelt und als Stellgröße verwendet. Das Konzept wird anschließend durch eine Rückführung zu einem Regler erweitert, bei dem in jeder Iteration der Regelschleife die optimale Steuerfolge erneut ermittelt wird. Die gekoppelte Variante kann in dieser Form als modellprädiktive Punkt-zu-Punkt Regelung betrachtet werden. Sie besitzt den Vorteil, dass die tatsächliche Bewegung Teil des primären Optimierungsproblems ist und Änderungen der Umgebung laufend erfasst werden. Ein Nachteil ist jedoch die Verlagerung der aufwändigen Trajektorienplanung in die Regelschleife. Die zeitoptimale

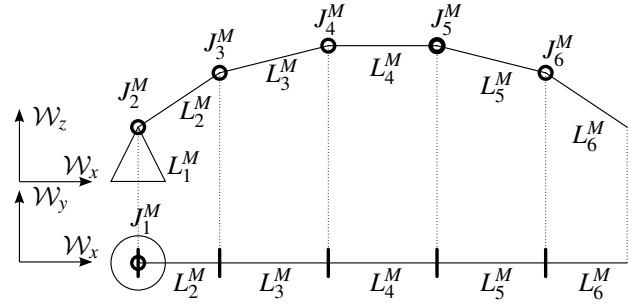


Bild 2 Benennung der Gelenke J_i^M und Armkörper L_i^M für $i = 1, 2, \dots, 6$ des Roboterarms.

Steuerfolge der modellprädiktiven Punkt-zu-Punkt Regelung wird beispielsweise in [13–15] über die Lösung eines Optimalsteuerungsproblems ermittelt.

Der vorliegende Beitrag verwendet zur Realisierung des zeitoptimalen Mastaufbaus das *Timed-Elastic-Bands for Model Predictive Control*-Framework von [14], das die gekoppelte Variante vom Planen und Folgen mit den Vorteilen einer inhärenten Rückführung (Regelung) kombiniert. Dafür werden die Anforderungen an den zeitoptimalen Mastaufbau in Form eines Optimalsteuerungsproblems definiert, worin die modellierte Starrkörperkinematik von Mast und Stützen gemäß Abschnitt 2 verwendet wird. Abschnitt 3 führt das Optimalsteuerungsproblem ein und Abschnitte 3.1 bis 3.4 betrachten die Nebenbedingungen zur Berücksichtigung von Kollisionen, Standsicherheit, Segmentgeschwindigkeiten und Pumpenvolumenströmen näher. Der modellprädiktive Regler mit Initialisierung und der Aufbau des Regelkreises werden in Abschnitt 4 eingeführt. Die Evaluierung der durchgeführten Simulationen unter verschiedenen Zielkonfigurationen und Abstützungen wird in Abschnitt 5 präsentiert. Abschnitt 6 fasst den Beitrag abschließend zusammen und gibt einen Ausblick.

2 Modellierung

Der Betonverteilmast der betrachteten Betonpumpe besitzt sechs hydraulische Aktoren, von denen einer für Schwenkbewegungen und fünf für Hub- und Senkbewegungen zuständig sind. Er wird im Folgenden über einen Roboterarm M modelliert, bestehend aus $n_M = 6$ Armkörpern L_i^M und Gelenken J_i^M mit $i = 1, 2, \dots, n_M$. **Bild 2** verdeutlicht die Benennung der Armkörper und Gelenke anhand eines abstrahierten Roboterarms. Dabei sind Drehachsen der Gelenke senkrecht zur Bildebene als fettgedruckte Kreise dargestellt und der Drehschemel als Dreieck. Die Armkörper der Betonpumpe weisen in der Realität Elastizitäten auf, die aufgrund der resultierenden Komplexität des Modells, insbesondere im Hinblick auf die Verwendung in einem modellprädiktiven Regler, zunächst vernachlässigt werden.

Zur Beschreibung des kinematischen Modells des Betonverteilmasts wird die Denavit-Hartenberg Konvention verwendet. Dafür wird ein Koordinatensystem $\mathcal{K}_i^M$ in jeden Armkörper L_i^M gelegt. Die direkte Kinematik wird als homogene Transformation ${}^W\mathbf{T}_{\mathcal{K}_i^M}(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{4 \times 4}$ vom Weltkoordinatensystem $\mathcal{W}$ in das i -te Armkoordinatensystem an-

gegeben:

$${}^{\mathcal{W}}\mathbf{T}^{\mathcal{K}_i^M}(\mathbf{q}) = {}^{\mathcal{W}}\mathbf{T}^{\mathcal{K}_0^M} \prod_{k=1}^i \left[{}^{\mathcal{K}_{k-1}^M} \mathbf{T}^{\mathcal{K}_k^M}(q_k) \right]. \quad (1)$$

Hierbei sind $\mathbf{q} = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_{n_M}]^T$ der Gelenkwinkelvektor, ${}^{\mathcal{W}}\mathbf{T}^{\mathcal{K}_0^M} \in \mathbb{R}^{4 \times 4}$ die Basistransformation des Masts und ${}^{\mathcal{K}_{k-1}^M} \mathbf{T}^{\mathcal{K}_k^M}(q_k) \in \mathbb{R}^{4 \times 4}$ die Transformationen zwischen den Armkoordinatensystemen. Die direkte Kinematik der vier Stützen ($\rho = 1, 2, 3, 4$) erfolgt für jede einzeln auf analoge Weise. Die Endeffektoren der Stützroboter im Weltkoordinatensystem bilden die Auflagepunkte der Stützen auf dem Untergrund.

3 Optimalsteuerungsproblem

Im weiteren Verlauf ist $\mathbf{x}(t) \in \mathbb{R}^n$ der Systemzustand eines Systems n -ter Ordnung mit m Eingängen und $\mathbf{u}(t) \in \mathbb{R}^m$ die Eingangsgröße jeweils zum Zeitpunkt t . Das allgemeine Systemverhalten wird mit der Systemdynamik $\mathbf{f}: (\mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m) \mapsto \mathbb{R}^n$ über die Vektordifferentialgleichung beschrieben:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)). \quad (2)$$

Über das hydraulische System können quasi-statische Volumenströme und damit Gelenkwinkelgeschwindigkeiten direkt eingepreßt werden. Für den Betonverteilmast werden daher nur Gelenkwinkelgeschwindigkeiten $\dot{q}_i$ und Gelenkwinkel q_i betrachtet, womit die Systemnebenbedingung über einen Integrator für jedes Gelenk beschrieben werden kann:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{u}(t) = \mathbf{0}. \quad (3)$$

Damit gilt für die $n = n_M = 6$ Zustände und $m = n_M = 6$ Stellgrößen:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(t) &= [x_1(t) \ x_2(t) \ \dots \ x_n(t)]^T \\ &:= \mathbf{q}(t) = [q_1(t) \ q_2(t) \ \dots \ q_{n_M}(t)]^T, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{u}(t) &= [u_1(t) \ u_2(t) \ \dots \ u_n(t)]^T \\ &:= \dot{\mathbf{q}}(t) = [\dot{q}_1(t) \ \dot{q}_2(t) \ \dots \ \dot{q}_{n_M}(t)]^T. \end{aligned} \quad (5)$$

Das Gütemaß $B \in \mathbb{R}^+$ bewertet die Ausfahrtzeit, Glattheit und den Aufwand der Bewegung:

$$B = \int_{t_s}^{t_e} [\varepsilon + \dot{\mathbf{u}}^T(t) \mathbf{I}_\eta \dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{u}^T(t) \mathbf{I}_l \mathbf{u}(t)] dt. \quad (6)$$

Dabei ist t_s die Startzeit und t_e die Endzeit. Die Matrizen $\mathbf{I}_\eta \in \mathbb{R}^{n \times n}$ und $\mathbf{I}_l \in \mathbb{R}^{n \times n}$ sind positiv definite Diagonalmatrizen, die zusammen mit dem Parameter $\varepsilon > 0$ eine Gewichtung der unterschiedlichen Kriterien ermöglichen. Als Randbedingungen werden der gewünschte Anfangs- und Endzustand verwendet:

$$\mathbf{x}(t_s) - \mathbf{x}_s = \mathbf{0}, \quad \mathbf{x}(t_e) - \mathbf{x}_e = \mathbf{0}. \quad (7)$$

Neben den Randbedingungen existieren konstruktionsbedingte Winkelbedingungen:

$$\mathbf{x}_{\max} - \mathbf{x}(t) \geq \mathbf{0}, \quad \mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_{\min} \geq \mathbf{0}. \quad (8)$$

Mit $n_l \in \mathbb{N}$ als Anzahl der weiteren Nebenbedingungen an die Zustände und Eingangsgrößen aus den Abschnitten 3.1 bis 3.4 werden diese zusammengefasst notiert:

$$\mathbf{w}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) = [w_1 \ w_2 \ \dots \ w_{n_l}]^T \geq \mathbf{0} \in \mathbb{R}^{n_l}. \quad (9)$$

Das Optimalsteuerungsproblem lautet damit:

$$\min_{\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t_e} \int_{t_s}^{t_e} [\varepsilon + \dot{\mathbf{u}}^T(t) \mathbf{I}_\eta \dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{u}^T(t) \mathbf{I}_l \mathbf{u}(t)] dt, \quad (10)$$

unter den Nebenbedingungen für $t \in [t_s, t_e]$:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{u}(t) = \mathbf{0}, \quad (11)$$

$$\mathbf{x}(t_s) - \mathbf{x}_s = \mathbf{0}, \quad \mathbf{x}(t_e) - \mathbf{x}_e = \mathbf{0}, \quad (12)$$

$$\mathbf{x}_{\max} - \mathbf{x}(t) \geq \mathbf{0}, \quad \mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_{\min} \geq \mathbf{0}, \quad (13)$$

$$\mathbf{w}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \geq \mathbf{0}. \quad (14)$$

Gelöst ergeben sich die optimale Trajektorie $\mathbf{x}^*(t)$, die optimale Steuerfolge $\mathbf{u}^*(t)$ und die optimale Endzeit t_e^* .

3.1 Kollisionsvermeidung

Die Kollisionsvermeidung umfasst Fahrzeug, Stützen, Mast sowie Untergrund und lässt sich später auch auf unbekannte Hindernisse erweitern. Kollisionen zwischen den einzelnen Mastsegmenten treten bei der betrachteten Maschine konstruktionsbedingt nicht auf. Kollisionen zwischen Mastsegmenten und statischen Komponenten, wie Fahrerhaus, Grundrahmen, Stützen sowie Untergrund können allerdings durch unsachgemäße Bedienung der Maschine vorkommen. Um die Komplexität der Kollisionsvermeidung zu reduzieren, werden die Objekte durch Hüllkörper ersetzt und die Kollisionsvermeidung anschließend nur über diese durchgeführt. Dabei müssen die Hüllkörper möglichst effizient um die Objekte gelegt werden, um in der Transportstellung keine scheinbaren Kollisionen hervorzurufen. Einen akzeptablen Kompromiss aus Komplexität und Hülleffizienz bilden die orientierten Hüllquader (*Oriented Bounding Box*), die ihre Orientierung an die des Objekts anpassen.

Für die Mastsegmente L_i^M werden die Hüllkörper H_i^M in den Koordinatensystemen $\mathcal{K}_i^M$ für $i = 2, 3, \dots, n_M$ definiert. Von den Hüllkörpern umschlossen sind jeweils weite Teile des Stahlsegments und die kompletten Förderleitungen. Der Armkörper L_1^M kann mit keinem der statischen Objekte kollidieren und bleibt daher unberücksichtigt. Die Segmente der Stützen werden von den Hüllkörpern $H_1^{(\rho)}$ umschlossen und überdecken jeweils die gesamten Stützkonstruktionen vom Stützgelenk bis zum Stützfuß. Aufgrund der Geometrie wird das Fahrerhaus in einen eigenen Hüllkörper H_1^F , ebenso wie der restliche hintere Fahrzeugaufbau in H_2^F eingelassen. **Bild 3** zeigt eine Gesamtübersicht über alle Hüllkörper des Systems.

Die Hüllkörper werden mit Hilfe der direkten Kinematik im Weltkoordinatensystem dargestellt und dort als $\hat{H}$ bezeichnet. Um Kollisionen zwischen Mastsegmenten und Fahrzeug zu vermeiden, wird mit $T_{1,i} \in \mathbb{R}^+$ als Mindestabstand eine Nebenbedingung auf Basis einer Distanzfunkti-

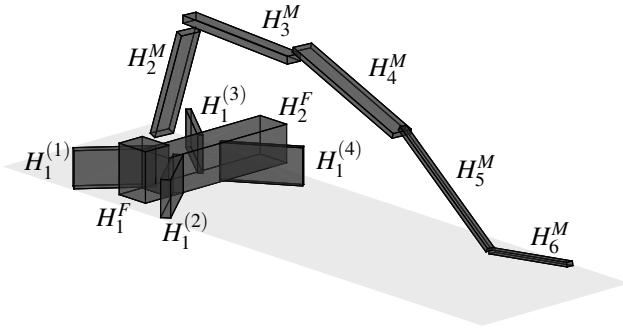


Bild 3 Hüllkörpermodell in Vollkonfiguration.

on aufgestellt:

$$w_{1,i}(\mathbf{q}) = \mu_{i,\min} - T_{1,i} \geq 0 \text{ mit } i = 2, 3, \dots, n_M, \quad (15)$$

$$\mu_{i,\min} = \min \left\{ \mu \left(\hat{H}_i^M(\mathbf{q}) | \hat{H}_1^{(1)}, \hat{H}_1^{(2)}, \hat{H}_1^{(3)}, \hat{H}_1^{(4)} \right), \quad (16)$$

$$\mu \left(\hat{H}_i^M(\mathbf{q}) | \hat{H}_1^F, \hat{H}_2^F \right) \} - T_{1,i} \geq 0. \quad (17)$$

Die Distanzfunktion $\mu(\cdot)$ berechnet paarweise den Abstand zwischen den Hüllkörpern aus ihren Argumenten und stammt aus [16]. Kollisionen werden einheitlich als Distanz von $\mu(\cdot) = -1$ ausgegeben.

Um Kollisionen mit dem Untergrund in der xy -Ebene bei $z = 0$ zu vermeiden, werden die z -Koordinaten $d_{z,i}(\mathbf{q})$ der Ursprünge $\mathbf{d}_i(\mathbf{q}) = \left[{}^W\mathbf{T}^{\mathcal{K}_i^M}(\mathbf{q}) \right]_{\mathbf{t}}$ für $i = 1, 2, \dots, 6$ im Weltkoordinatensystem über die direkte Kinematik ermittelt und über eine Nebenbedingung oberhalb eines Schwellwerts $T_{2,i} \in \mathbb{R}^+$ gehalten:

$$w_{2,i}(\mathbf{q}) = d_{z,i}(\mathbf{q}) - T_{2,i} \geq 0 \text{ mit } i = 1, 2, \dots, n_M. \quad (18)$$

Da die Höhe der Koordinatensysteme $\mathcal{K}_i^M$ nicht zwangsläufig den niedrigsten Punkt eines Segments darstellt, muss ein ausreichend großer Schwellwert verwendet werden.

3.2 Standfestigkeit

Für die Maschine werden statische und dynamische Schwerpunkte sowie Massen unterschieden. Statisch meint hier, dass die Werte sich innerhalb ihres Bezugssystems nicht verändern, wie beispielsweise bei den Stützsegmenten, Mastsegmenten oder dem fahrbaren Untersatz. Zu den dynamischen Schwerpunkten und Massen zählen die der Mastzylinder, bei denen sich je nach ausgefahrter Länge sowohl der Schwerpunkt als auch die Masse des Öls verändert. Der Schwerpunkt $\mathbf{c}^G(\mathbf{q})$ des Gesamtaufbaus, wird durch Überlagerung aller statischen und dynamischen Schwerpunkte mit Hilfe der direkten Kinematik im Weltkoordinatensystem berechnet.

Für die Standfestigkeit wird angenommen, dass sich das Fahrzeug ohne Schräglage in der xy -Ebene des Weltkoordinatensystems befindet und die Abstützpunkte in Höhe Null liegen. Es ist $\hat{\mathbf{c}}^G(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^3$ der auf die xy -Ebene des Weltkoordinatensystems projizierte Schwerpunkt:

$$\mathbf{c}^G(\mathbf{q}) = [c_x^G(\mathbf{q}) \ c_y^G(\mathbf{q}) \ c_z^G(\mathbf{q})]^T, \quad (19)$$

$$\hat{\mathbf{c}}^G(\mathbf{q}) = [c_x^G(\mathbf{q}) \ c_y^G(\mathbf{q}) \ 0]^T. \quad (20)$$

Darüber hinaus ist $\delta_k \in \mathbb{R}$ der vorzeichenbehaftete Abstand zwischen dem projizierten Schwerpunkt $\hat{\mathbf{c}}^G(\mathbf{q})$ und

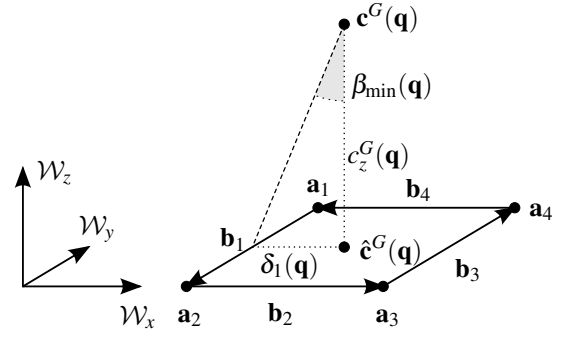


Bild 4 Zusammensetzung des Standfestigkeitsmaßes $\beta_{\min}(\mathbf{q})$.

der nächstgelegenen Kante des Abstützpolygons:

$$\delta_k(\mathbf{q}) = \frac{(\hat{\mathbf{c}}^G(\mathbf{q}) - \mathbf{a}_k) \times \mathbf{b}_k}{\|\mathbf{b}_k\|} \text{ mit } k = 1, 2, 3, 4. \quad (21)$$

Hierbei sind $\mathbf{a}_k \in \mathbb{R}^3$ und $\mathbf{b}_k \in \mathbb{R}^3$ jeweils die Stütz- und Richtungsvektoren der Kanten des Abstützpolygons. Da ein hochgelegener Schwerpunkt anfälliger gegenüber Störkräften ist als ein niedriger, wird im Folgenden neben dem klassischen Abstand zur nächsten Kante des Abstützpolygons ebenfalls die Höhe $c_z^G(\mathbf{q})$ des Schwerpunkts berücksichtigt. Der Zusammenhang zwischen $\delta_k(\mathbf{q})$ und $c_z^G(\mathbf{q})$ wird über den Winkel $\beta_k(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}$ ausgedrückt:

$$\beta_k(\mathbf{q}) = \text{atan}_2(\delta_k(\mathbf{q}), c_z^G(\mathbf{q})). \quad (22)$$

Der kleinste Winkel $\beta_{\min}(\mathbf{q})$ bildet das Schwerpunktmaß:

$$\beta_{\min}(\mathbf{q}) = \min_{\beta_k(\mathbf{q})}(\beta_k(\mathbf{q})). \quad (23)$$

Bild 4 veranschaulicht das vorgestellte Schwerpunktmaß und die benötigten Größen. Mit dem Schwellwert $0 < T_3 < \frac{\pi}{2}$ als Mindestwinkel in rad lautet die resultierende Nebenbedingung:

$$w_3(\mathbf{q}) = \beta_{\min}(\mathbf{q}) - T_3 \geq 0. \quad (24)$$

3.3 Segmentgeschwindigkeiten

Die maximalen Tangentialgeschwindigkeiten der Segmente sind aus Sicherheitsgründen beschränkt. Die Tangentialgeschwindigkeiten des Mastendes werden aktuell aufgrund mangelnder Winkelsensorik unter Annahme eines vollständig ausgestreckten Masts in pauschale Gelenkwinkelgeschwindigkeiten umgerechnet. Daraus ergeben sich im Sinne des Optimalsteuerungsproblems die Stellgrößenbeschränkungen:

$$\mathbf{u}_{\max} - \mathbf{u}(t) \geq \mathbf{0}, \quad \mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_{\min} \geq \mathbf{0}. \quad (25)$$

In der Transportstellung ist die obige Annahme und damit die Stellgrößenbeschränkung maximal ungeeignet. Gerade für den Ausfahrvorgang ist daher eine konfigurationsabhängige Beschränkung der Stellgrößen von Vorteil, die im Folgenden ebenfalls realisiert wird. Die Gelenkwinkelgeschwindigkeit $\dot{q}_i$ löst dabei am Koordinatenursprung von $\mathcal{K}_k^M$ die Tangentialgeschwindigkeit $\mathbf{v}_{i,k}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ aus:

$$\mathbf{v}_{i,k}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \dot{q}_i \|\mathbf{z}_{i-1}(\mathbf{q}) \times \mathbf{r}_{i-1,k}(\mathbf{q})\|_2 \quad (26)$$

$$\text{mit } i = 1, 2, \dots, n_M \text{ und } k = i, i+1, \dots, n_M.$$

Darin beschreibt $\mathbf{z}_{i-1} \in \mathbb{R}^3$ den Einheitsvektor entlang der z -Achse von $\mathcal{K}_{i-1}^M$ relativ zum Weltkoordinatensystem:

$$\mathbf{z}_{i-1}(\mathbf{q}) = \left[\mathcal{W}\mathbf{T}^{\mathcal{K}_{i-1}^M}(\mathbf{q}) \right]_z. \quad (27)$$

Ferner ist $\mathbf{r}_{i-1,k} \in \mathbb{R}^3$ der Vektor zwischen den Koordinatensprüngen von $\mathcal{K}_{i-1}^M$ und $\mathcal{K}_k^M$ relativ zum Weltkoordinatensystem:

$$\mathbf{r}_{i-1,k}(\mathbf{q}) = \left[\mathcal{W}\mathbf{T}^{\mathcal{K}_k^M}(\mathbf{q}) \right]_{\mathbf{t}} - \left[\mathcal{W}\mathbf{T}^{\mathcal{K}_{i-1}^M}(\mathbf{q}) \right]_{\mathbf{t}}. \quad (28)$$

Die zugehörige Nebenbedingung wird wie folgt definiert:

$$w_{4,i,k}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = T_{4,i,k} - |v_{i,k}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})| \geq 0 \quad (29)$$

mit $i = 1, 2, \dots, n_M$ und $k = i, i+1, \dots, n_M$.

3.4 Volumenstrom

Die Hydraulikanlage der Maschine unterliegt technischen Beschränkungen, die in erster Linie den verfügbaren Volumenstrom widerspiegeln. Dabei ist zum einen der globale Volumenstrom $Q_g \in \mathbb{R}^+$ durch die maximale Förderleistung der Hydraulikpumpe beschränkt und zum anderen sind die Einzelvolumenströme $Q_i \in \mathbb{R}^+$ mit $i = 1, 2, \dots, n_M$ an den Hydraulikzylindern durch die Ventile limitiert. Die Zylinderhubfunktion $\mathbf{h} : \mathbf{q} \rightarrow \mathbf{s}$ bildet die Gelenkwinkel $\mathbf{q}$ in die linearen Positionen $\mathbf{s} \in \mathbb{R}^{n_M}$ der Zylinder ab. Mit ihr werden die Lineargeschwindigkeiten $\dot{s}_i$ der Zylinder berechnet:

$$\dot{\mathbf{s}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \frac{d\mathbf{h}}{d\mathbf{q}} \frac{d\mathbf{q}}{dt} = \mathbf{J}_h(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}}, \quad (30)$$

$$\dot{\mathbf{s}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = [\dot{s}_1 \quad \dot{s}_2 \quad \dots \quad \dot{s}_{n_M}]^T. \quad (31)$$

Es ist $\mathbf{J}_h(\hat{\mathbf{q}}) \in \mathbb{R}^{n_M \times n_M}$ die Hub-Jacobimatrix. Über die Lineargeschwindigkeit $\dot{s}_i \in \mathbb{R}$ des i -ten Zylinders wird der zugehörige Volumenstrom Q_i berechnet:

$$Q_i = \begin{cases} \dot{s}_i |A_i^+|, & \dot{s}_i \geq 0 \\ \dot{s}_i |A_i^-|, & \dot{s}_i < 0 \end{cases} \quad \text{mit } i = 2, 3, \dots, n_M. \quad (32)$$

Hierbei ist $A_i^+ \in \mathbb{R}^+$ die Kolbenfläche und $A_i^- \in \mathbb{R}^+$ die Ringfläche des Differentialzylinders. Der Volumenstrom Q_1 des ersten Gelenks J_1^M wird aufgrund des Hydraulikmotors proportional zur Drehgeschwindigkeit $\dot{q}_1$ berechnet:

$$Q_1 = \bar{Q}_1 |\dot{q}_1|. \quad (33)$$

Der globale Volumenstrom ist:

$$Q_g = \sum_{i=1}^{n_M} Q_i. \quad (34)$$

Die Nebenbedingungen lauten damit:

$$w_{5,i}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = T_{5,i}(\dot{s}_i) - Q_i(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \geq 0 \quad (35)$$

mit $i = 1, 2, \dots, n_M$,

$$w_6(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = T_6 - Q_g(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \geq 0. \quad (36)$$

Die Schwellwerte $T_{5,i}(\dot{s}_i) \in \mathbb{R}^+$ sind abhängig davon, in welche Richtung sich der Aktor bewegt.

4 Versuchsaufbau

Zur Erläuterung des Versuchsaufbaus werden die Implementierung des modellprädiktiven Reglers und der Aufbau des Regelkreises in Abschnitt 4.1 behandelt. Abschnitt 4.2 geht genauer auf die Initialisierung des Reglers ein.

4.1 Simulation

Das Optimalsteuerungsproblem wird in das Framework eines modellprädiktiven Reglers von [14] eingebettet. Darin wird es in jeder Regelschleife über den direkten Kollokationsansatz in ein endliches Optimierungsproblem überführt und mit dem *Interior Point Solver* von [17] gelöst. Für die Regelstrecke wird analog zu Abschnitt 3 ebenfalls ein Integrator für jedes Gelenk verwendet. Die Regelstrecke besitzt eine kaskadierte Stellgrößenbeschränkung mit der die Gelenkgeschwindigkeiten und von diesen ableitbare Größen wie die Segmentgeschwindigkeiten und der Volumenstrom innerhalb ihrer Grenzen gehalten werden.

Zur Durchführung von Simulationen werden der modellprädiktive Regler und die Regelstrecke zu einem geschlossenen Regelkreis verbunden. Die Komponenten des Regelkreises werden in die grafische C++ Simulationsumgebung von [14] eingebettet und sind dafür in C++ implementiert.

4.2 Initialisierung

Der Solver des numerischen Optimierungsproblems verwendet unter anderem die Gradienten der Nebenbedingungen und des Gütemaßes, um iterativ die optimale Lösung zu bestimmen. Da die verwendete Distanzfunktion zur Kollisionsvermeidung aus Abschnitt 3.1 im Falle einer Kollision den Wert -1 ausgibt, verschwinden in dieser Konfiguration die Gradienten und es ist dem Optimierer nicht möglich, durch eine Veränderung der Lösung Kollisionen zu vermeiden. Aus diesem Grund dürfen bei der initialen Trajektorie nur kollisionsfreie Zustände $\mathbf{x} \notin C$ auftreten mit:

$$C := \{\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n \mid w_{1,i}(\mathbf{x}) < 0\} \quad \text{für } i = 2, 3, \dots, n_M. \quad (37)$$

In der Initialisierungsstrategie werden mit Hilfe eines gemeinsamen Zwischenzustands $\mathbf{x}_z \in \mathbb{R}^n$ zwei Geraden gesucht, die jeweils kollisionsfrei sind und Start- sowie Zielzustand verbinden. Diese beiden Geraden ergeben zusammen die Initialisierung $\mathbf{x}_{\text{init},k}$:

$$\mathbf{x}_{\text{init},k} = \begin{cases} \mathbf{x}_s + \frac{k}{N_1-1}(\mathbf{x}_z - \mathbf{x}_s), & k = 0, 1, \dots, N_1-1 \\ \mathbf{x}_z + \frac{k-N_1+1}{N_2-1}(\mathbf{x}_e - \mathbf{x}_z), & k = N_1, N_1+1, \dots, N_2-1 \end{cases}. \quad (38)$$

Die beiden Geraden bestehen jeweils aus $N_1 \in \mathbb{N}$ beziehungsweise $N_2 \in \mathbb{N}$ Zuständen in äquidistanten Zeitabständen $\Delta t \in \mathbb{R}^+$. **Bild 5** zeigt einen möglichen Zwischenzustand und die resultierende Initialisierung.

Unter allen gültigen Zuständen $\mathbf{x}_z$ wird der Zustand $\mathbf{x}_z^*$ mit der geringsten Gesamtlänge der beiden Geraden gesucht:

$$\mathbf{x}_z^* = \arg \min_{\mathbf{x}_z} \|\mathbf{x}_s - \mathbf{x}_z\|_2 + \|\mathbf{x}_z - \mathbf{x}_e\|_2. \quad (39)$$

Um nicht im gesamten $\mathbb{R}^n$ nach $\mathbf{x}_z^*$ zu suchen, werden die Dimensionen des Suchraums reduziert. Die Analyse von

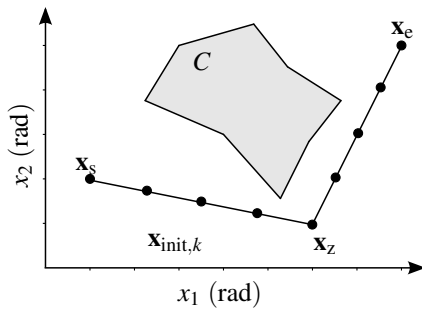


Bild 5 Kollisionsfreie Initialisierung über zwei Geraden.

Ausfaltungsvorgängen der Maschine zeigt, dass für den Zwischenzustand die Gelenkwinkel x_5 und x_6 in ihrer jeweiligen Transportstellung $x_{5,s}$ und $x_{6,s}$ verbleiben können. Darüber hinaus hat das erste Gelenk x_1 keine exklusiven Auswirkungen auf mögliche Kollisionen und wird in der Zwischenkonfiguration daher auf den Zielwinkel $x_{1,e}$ gesetzt:

$$\hat{\mathbf{x}}_z = [x_{1,e} \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_{5,s} \quad x_{6,s}]^T. \quad (40)$$

Zur weiteren Reduzierung wird an die drei freien Gelenkwinkel die Forderung gestellt, im Zwischenzustand mindestens die Hälfte des Zielwinkels erreicht zu haben:

$$x_2 \leq \frac{x_{2,e}}{2}, \quad x_3 \geq \frac{x_{3,e}}{2}, \quad x_4 \geq \frac{x_{4,e}}{2}. \quad (41)$$

Der optimale Zwischenzustand $\hat{\mathbf{x}}_z^*$ wird durch *Sampling* im reduzierten dreidimensionalen Zustandsraum auf einem Raster ermittelt. Das Raster muss einerseits fein genug sein, um keine Kollisionen in den Zwischenräumen zu übersehen und andererseits so grob wie möglich, um die Rechenzeit zu senken.

5 Evaluierung

Die Startkonfiguration jedes Ausfaltungsvorgangs ist die Transportstellung aus **Bild 6a**, während die Zielkonfigurationen entweder die Teilkonfiguration aus **Bild 6b** oder die Vollkonfiguration aus **Bild 6c** ist. Die Teilkonfiguration stellt einen Kompromiss zwischen automatisierter und manueller Ausfaltung dar. Die Erweiterung der Initialisierung wird über zusätzliche Zielkonfigurationen (ohne Abbildung) auf korrekte Funktionsweise überprüft. Im weiteren Verlauf wird zwischen der Teilabstützung aus **Bild 7a** und der Vollabstützung aus **Bild 7b** unterschieden.

Als Einsparpotential wird die Differenz der Ausfaltzeit zwischen optimierten Trajektorien und den durch einen Maschinisten generierten Trajektorien verstanden. Die Ausfaltzeit ist dabei die Zeit zwischen der ersten und letzten Stellgröße. Es werden nur Open-Loop Trajektorien des modellprädiktiven Reglers verwendet, da diese nach [18] bei identischem Prädiktions- und Streckenmodell, gleichbleibender Endzustandsnebenbedingung sowie unter Abwesenheit von äußeren Einflüssen bei einem statischen Optimierungsproblem identisch zu den Closed-Loop Trajektorien sind. Die Ergebnisse werden im Folgenden für verschiedene Varianten der Maschine erhoben. Variante A verwendet die Maschine, so wie sie derzeit eingesetzt wird, mit pauschaler Begrenzung der Gelenkwinkelgeschwindigkeiten. In Variante B wird stattdessen die konfigurations-

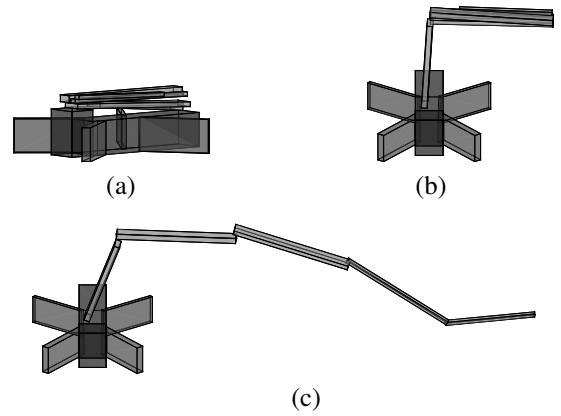


Bild 6 Startkonfiguration (a), Teilkonfiguration (b) und Vollkonfiguration (c).

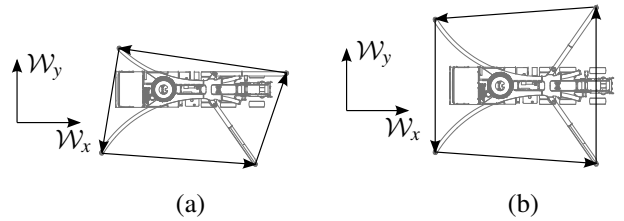


Bild 7 Abstützpolygone der Teilabstützung (a) und Vollabstützung (b).

tionsabhängige Beschränkung der Tangentialgeschwindigkeiten verwendet. In Variante C werden zusätzlich zu Variante B durch Austausch hydraulischer Komponenten die Volumenstromgrenzen erhöht.

5.1 Variante A

Die Ausfaltzeiten des Maschinisten belaufen sich bei der Vollkonfiguration unter Teilabstützung auf $t_e = 383$ s und unter Vollabstützung auf $t_e = 273$ s. Durch den modellprädiktiven Regler fallen die theoretischen Ausfaltzeiten unabhängig von der Abstützung mit $t_e = 170,5$ s geringer aus. Es werden gegenüber dem Maschinisten damit Einsparungen von 55,5 % unter Teilabstützung und 37,5 % unter Vollabstützung erzielt. Während der Maschinist bei Teilabstützung durch phasenweise vorgegebene Mastbewegungen eingeschränkt wird und damit länger braucht als unter Vollabstützung, nutzt der modellprädiktive Regler die Informationen der Standsicherheit aus und ermittelt in beiden Fällen die selbe Trajektorie. Die Evaluierung weiterer Varianten betrachtet aus diesem Grund nur die Teilabstützung. **Bild 8** zeigt die optimierte Trajektorie für die Ausfaltung in Vollkonfiguration. Zu erkennen ist die gleichzeitige und zielgerichtete Bewegung aller Gelenke in die Zielkonfiguration. Die zugehörigen auf ihre Maximalwerte normierten, optimalen Gelenkwinkelgeschwindigkeiten in **Bild 9** zeigen, dass über den gesamten Zeitraum abwechselnd mindestens ein Gelenk im Grenzbereich betrieben wird. Für die Ausfaltung in die Teilkonfiguration benötigt der Maschinist bei Teilabstützung $t_e = 257$ s (Vollabstützung $t_e = 180$ s). Der modellprädiktive Regler erzielt unabhängig von der Abstützung eine Ausfaltzeit von $t_e = 138,4$ s. Damit belaufen sich die Einsparungen hier auf 46,1 % in der Teilabstützung (23,1 % in der Vollabstützung).

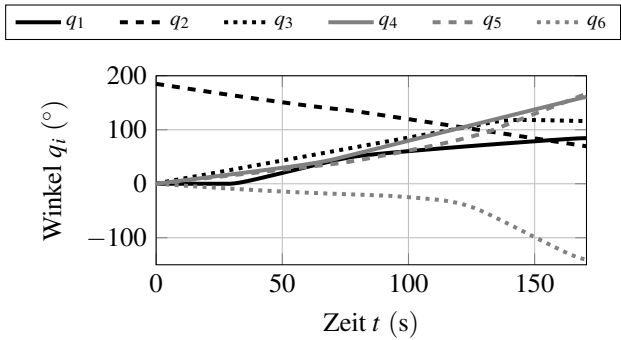


Bild 8 Optimierte Zustandstrajektorie für die Ausfaltung in Vollkonfiguration (Variante A).

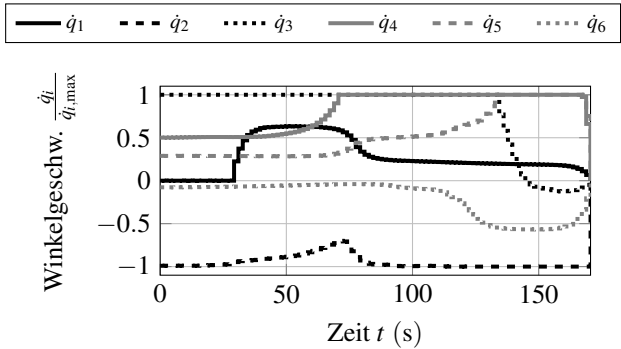


Bild 9 Auf die Maximalwerte normierte Winkelgeschwindigkeiten für die Ausfaltung in Vollkonfiguration (Variante A).

5.2 Variante B

Durch die Verwendung der konfigurationsabhängigen Tangentialgeschwindigkeiten werden höhere Gelenkwinkelgeschwindigkeiten erzielt als in Variante A, wodurch der modellprädiktive Regler eine niedrigere Ausfaltungzeit benötigt. Diese beträgt für die Vollkonfiguration $t_e = 145,4\text{s}$ und $t_e = 110,0\text{s}$ für die Teilkonfiguration. Damit sind gegenüber Variante A weitere Einsparungen von 14,7% in der Vollkonfiguration und 20,5% in der Teilkonfiguration möglich. **Bild 10** und **11** zeigen die auf die Maximalwerte normierten Volumenströme beim Ausfaltungsvorgang in die Vollkonfiguration. Es ist zu erkennen, dass zu jeder Zeit mindestens ein lokaler oder der globale Volumenstrom im Grenzbereich ist. Die Verbesserung fällt für die Teilkonfiguration höher aus, da sich der Gesamtvolumenstrom in diesem Fall nur auf drei Gelenke verteilen muss.

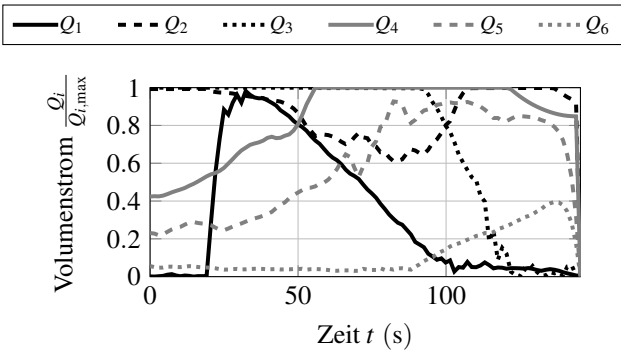


Bild 10 Auf die Maximalwerte normierte Einzelvolumenströme für die Ausfaltung in Vollkonfiguration (Variante B).

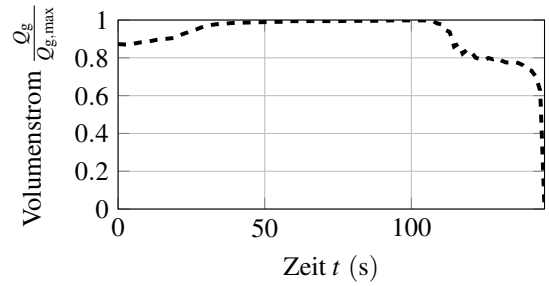


Bild 11 Auf den Maximalwert normierter Gesamtvolumenstrom für die Ausfaltung in Vollkonfiguration (Variante B).

5.3 Variante C

Durch die Erhöhung der Volumenstromgrenzen werden die Limitierungen aus Variante B verringert und die Gelenkwinkelgeschwindigkeiten weiter erhöht. Die Ausfaltungzeit beträgt für die Vollkonfiguration $t_e = 108,5\text{s}$ und $t_e = 55,8\text{s}$ für die Teilkonfiguration. Damit werden gegenüber Variante B weitere 25,4% in der Vollkonfiguration und 49,3% in der Teilkonfiguration eingespart. Der globale Volumenstrom für den Ausfaltungsvorgang in die Vollkonfiguration limitiert den Ausfaltungsvorgang entsprechend **Bild 12** im Intervall von $t = 0\text{s}$ bis $t = 79\text{s}$. Im Intervall von $t = 79\text{s}$ bis $t = 108,5\text{s}$ wird der Ausfaltungsvorgang von den Tangentialgeschwindigkeiten aufgrund der steigenden Distanzen zur Basis begrenzt. Die Verbesserung fällt für die Teilkonfiguration aus den selben Gründen wie unter Variante B erneut höher aus.

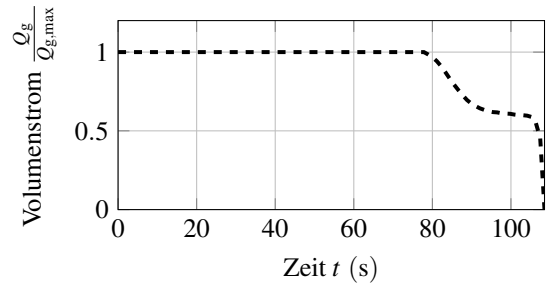


Bild 12 Auf den Maximalwert normierter Gesamtvolumenstrom für die Ausfaltung in Vollkonfiguration (Variante C).

6 Zusammenfassung

Der vorliegende Beitrag präsentiert eine modellprädiktive Regelung für den zeitoptimalen Mastaufbau einer mobilen Autobetonpumpe unter Nebenbedingungen. Zu den Nebenbedingungen zählen Standsicherheit, Kollisionsvermeidung, Beschränkung der Segmentgeschwindigkeiten und maximale Einzelvolumenströme sowie der maximale Gesamtvolumenstrom des hydraulischen Systems. Zur Realisierung des modellprädiktiven Reglers wird die Problemstellung des zeitoptimalen Mastaufbaus über ein Optimalsteuerungsproblem definiert. Anschließend wird dieses in ein vorhandenes Framework zur zeitoptimalen modellprädiktiven Punkt-zu-Punkt Regelung eingebettet und durch eine Initialisierungsstrategie ergänzt. Die ermittelten Ausfaltungzeiten der Evaluierung sind in **Bild 13** sowie **14** zusammengefasst und verdeutlichen das zunächst theoretische Einsparpotential des automatisierten

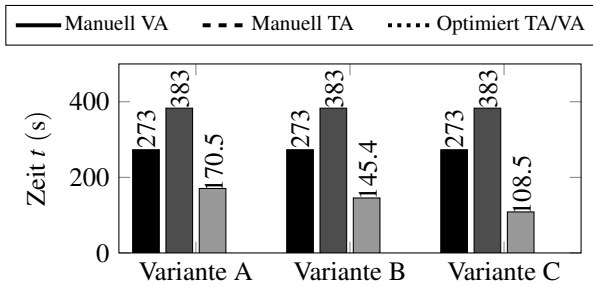


Bild 13 Gegenüberstellung der Ausfallzeiten in die Vollkonfiguration für Teil- (TA) und Vollabstützung (VA).

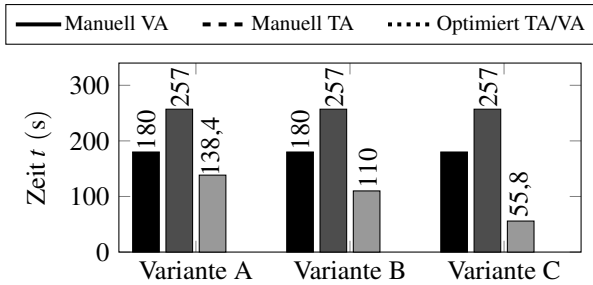


Bild 14 Gegenüberstellung der Ausfallzeiten in die Teilkonfiguration für Teil- (TA) und Vollabstützung (VA).

Mastaufbaus für die Voll- sowie Teilkonfiguration. Da es sich nur um Simulationsergebnisse handelt müssen diese Zahlen sowie die Gültigkeit der modellierten Nebenbedingungen noch auf einem realen System verifiziert und validiert werden. Dazu müssen die bisher auf Austauschbarkeit ausgelegten Implementierungen hinsichtlich ihrer Echtzeitfähigkeit optimiert werden.

7 Literatur

- [1] Camfaud Concrete Pumps. *Brighton i360*. Hrsg. von Camfaud Concrete Pumps Ltd. 19. Nov. 2016. URL: <http://www.camfaud.co.uk/?p=2282> (besucht am 19. 11. 2016).
- [2] J. Henikl u. a. „Infinite-dimensional decentralized damping control of large-scale manipulators with hydraulic actuation“. In: *Automatica* (2016), S. 101–115.
- [3] S. Nabulsi, A. Rodriguez und O. Rio. „Robotic machine for high-quality shotcreting process“. In: *IEEE german conference on robotics*. 2010.
- [4] S.-W. Zhou, L.-X. Guo und S.-Q. Zhang. „Study on automatic spray of distribution boom system of truck-mounted concrete pump“. In: *The open mechanical engineering journal* 2 (1 2008), S. 84–92.
- [5] W. Lalo u. a. „A linear optimization approach to inverse kinematics of redundant robots with respect to manipulability“. In: *The 25th international symposium on automation and robotics in construction (ISARC)*. 2008, S. 175–180.
- [6] S. Bjorkenstam u. a. „Energy efficient and collision free motion of industrial robots using optimal control“. In: *2013 IEEE international conference on*

- automation science and engineering (CASE)*. 2013, S. 510–515.
- [7] C. Landry u. a. „Path planning and collision avoidance for robots“. In: *Numerical algebra, control and optimization 2* (3 2012), S. 437–463.
- [8] J. E. Bobrow, S. Dubowsky und J. S. Gibson. „Time-optimal control of robotic manipulators along specified paths“. In: *The international journal of robotics research* 4.3 (1985), S. 3–17.
- [9] A. Komainda. *Methoden und Verfahren zur Online-Bahnplanung redundanter Schwerlastmanipulatoren*. Bd. 993. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8, Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verl., 2003. 156 S.
- [10] A. Buschmann. *Komponenten der globalen Bahnplanung für Schwerlasthandhabungssysteme*. Bd. 785. Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 8, Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verl., 1999.
- [11] M. Schlemmer. *Eine SQP-Rückwärtskinematik zur interaktiven, semi-autonomen Bahnführung kinematisch redundanter Manipulatoren*. Bd. 825. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8, Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verl., 2000.
- [12] W. Lalo, D. Schramm und C. Woernle. *Ein Beitrag zur Entwicklung von Assistenzsystemen für serielle und parallele Roboter am Beispiel von Autobetonpumpen und seilbasierten Regalbediengeräten*. Duisburg, Essen: Universitätsbibliothek Duisburg-Essen, 2014.
- [13] C. Rösmann u. a. „Trajectory modification considering dynamic constraints of autonomous robots“. In: *ROBOTIK 2012; 7th German Conference on Robotics*. Mai 2012, S. 1–6.
- [14] C. Rösmann, F. Hoffmann und T. Bertram. „Timed-Elastic-Bands for time-optimal point-to-point nonlinear model predictive control“. In: *2015 european control conference (ECC)*. 2015, S. 3352–3357.
- [15] L. van den Broeck, M. Diehl und J. Swevers. „A model predictive control approach for time optimal point-to-point motion control“. In: *Mechatronics* 21 (7 2011), S. 1203–1212.
- [16] S. A. Ehmann und M. C. Lin. „Accelerated proximity queries between convex polyhedra by multi-level Voronoi marching“. In: *International conference on intelligent robots and systems (IROS)*. 2000, S. 2101–2106.
- [17] A. Wächter und L. T. Biegler. „On the implementation of an interior-point filter line-search algorithm for large-scale nonlinear programming“. In: *Mathematical programming* 106 (1 2006), S. 25–57.
- [18] R. Bellman. „The theory of dynamic programming“. In: *Bulletin of the american mathematical society* 60 (6 1954), S. 503–516.

Krümmungsradius des Abrollverhaltens beim Fuß-Boden Kontakt in der Sagittalebene während des menschlichen Ganges

Rolling Curvature of Foot-Ground Interaction in the Sagittal Plane During Normal Walking

Lennart Caspers*, Mario Siebler†, Harald Hefter°, Andrés Kecskeméthy*

* Lehrstuhl für Mechanik und Robotik, Universität Duisburg-Essen, Duisburg

† Neurologie, Fachklinik Rhein/Ruhr für Herz/Kreislauf- und Bewegungssystem GmbH & Co. KG, Essen

° Klinik für Neurologie, Heinrich-Heine-Universität Düsseldorf, Düsseldorf

Kurzfassung

Modelling of the foot-ground interaction is a topic of increasing interest in biomechanics of human motion, as it is essential for forward dynamics. Currently, most approaches use an array of soft spheres attached to a hind- and forefoot rigid body, respectively, that are interconnected by a revolute joint parametrizing the metatarsal joint, e.g. [1], and foot placement with respect to the ground is computed by dynamical equilibrium. This is accurate enough but (a) requires significant computation effort to find equilibrium configurations, and (b) induces superfluous high-frequency oscillations of the foot segments with respect to each other and the ground, both slowing down forward dynamics integration schemes. Recently, an alternative approach using surrogate disk-plane contact elements with exponentially decaying radius as a function of tilt angle was proposed [2] which was shown to be more efficient and biofidelic than the sphere-plane models for dynamic situations during walking and running using regularized contact models [3]. Focusing further on this approach, the present paper considers a kinematical fit of the “rolling” properties of the foot during walking in the sagittal plane by measuring and processing the progression of the Centre of Pressure (CoP) as a function of the heel tilt angle α , shown in figure 1 (b). This yields a cam-like rolling model in which the relation between foot inclination angle and CoP progression is not determined via dynamic equilibrium of soft spheres but as a kinetostatic transmission element at position, velocity, acceleration, and force levels, respectively.

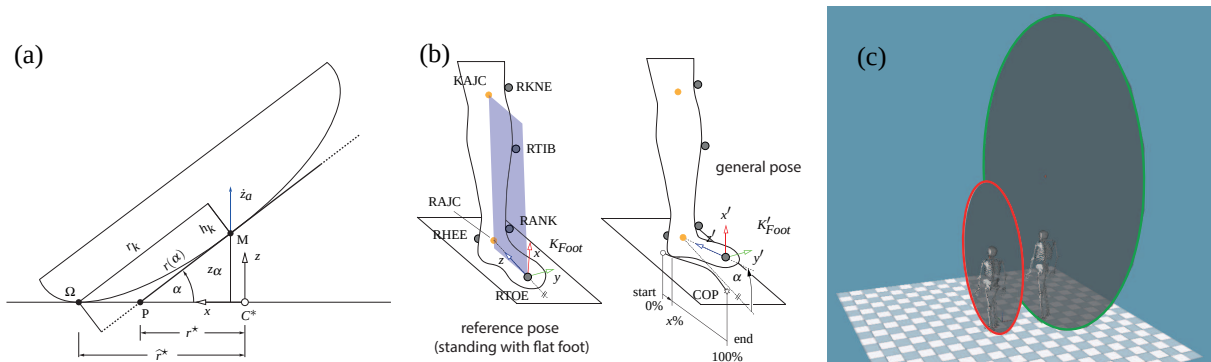


Bild 1 Foot rolling behaviour inclination angle and curvature radius: (a) Exponential radius rolling surface in the sagittal plane (b) definition of foot inclination angle α and CoP progression x as percentage of total footprint length, (c) rolling curvature radius visualization of foot rolling behaviour of healthy person (left) and stroke patient, unaffected leg (right).

The analysis from experimental data shows that there seems to exist a generic and more or less recurrent foot-ground kinematical rolling behaviour in the sagittal plane. Hereby, measurements were carried out using Vicon marker-tracking cameras and the Vicon Plug-in-Gait model [5] for foot inclination angle determination for 7 healthy walkers and 22 stroke patients. The results are shown in figure 2 for (a) healthy walkers, (b) stroke patients on affected leg and (c) stroke patients on non-affected leg, displaying average angle over CoP progression (blue curve) and its standard deviation as well as average curvature radius (red curve) and its standard deviation. The experimental results suggest that healthy persons undergo a changing rolling curvature radius from small to approximately body size back to small during the foot contact, which stroke patients feature a large curvature radius of approximately double body size which prevails along most of the foot contact, illustrated in figure 1 (c).

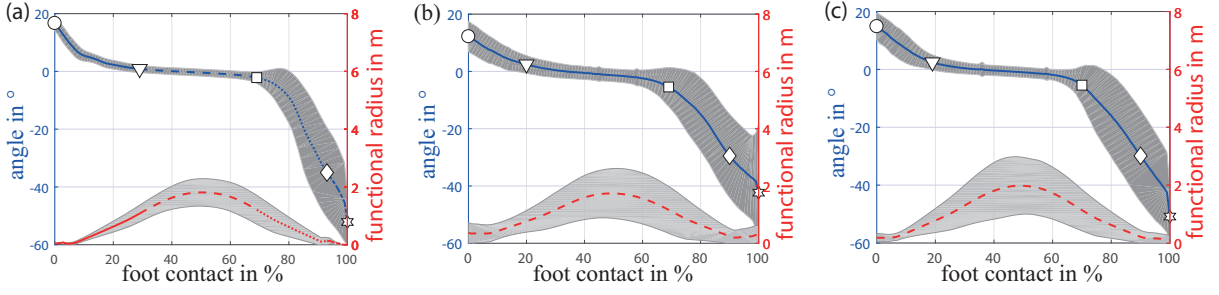


Bild 2 Foot rolling behaviour measures in the sagittal plane of: (a) 7 healthy persons, (b) 22 stroke patients affected side, (c) 22 stroke patients non-affected side

In the paper it is also analysed how the rolling radius progression in the sagittal plane can be fitted by exponentially-shaped curvature profiles. As proposed in [2], a virtual planar contact disk with exponentially decaying radius $r(\alpha) = \rho(1 - e^{-C\alpha})$ can be introduced such that its rim touches the ground without slip at the immaterial contact point P , see figure 1 (a), ρ , C being shaping parameters. From this the physical rolling point can be determined as follows. Let r^* be the distance of the immaterial contact point P from the footprint center C^* corresponding to P for $\alpha = 0$. For an infinitesimal increase $d\alpha$, point P progresses by $dr^* = r' \cos \alpha d\alpha$ outwards, where $(\cdot)' = \partial/\partial\alpha$ and dr^* is the projection of dr on the ground. The material rolling point Ω currently having velocity zero of the yet unknown material rolling surface must be at a distance $\hat{r}^*$ from the point C^* such that the vertical velocity component $\dot{z}_a = d\{r(\alpha) \sin \alpha\}/dt$ of the virtual disk center is equal to its vertical roll velocity component $[\hat{r}^* - (r^* - r \cos \alpha)]\dot{\alpha}$. Thus, one obtains

$$\hat{r}^* = r^* + r' \sin \alpha \quad , \quad \text{with} \quad r^*(\alpha) = \int_0^\alpha r'(\bar{\alpha}) \cos \bar{\alpha} d\bar{\alpha} = \frac{\rho C}{1+C^2} [\sin \alpha e^{-C\alpha} + C(1 - \cos \alpha e^{-C\alpha})] \quad . \quad (1)$$

By using a linear combination of several virtual exponential radius terms, one obtains analogously

$$r(\alpha) = \sum_{i=1}^N \rho_i \left(1 - e^{-C_i(\alpha - \alpha_{i,0})}\right) \quad (2)$$

with the new shaping parameters ρ_i, C_i and the zero shifts $\alpha_{i,0}$. The expansion for the physical rolling point and its derivative are analogous to Eq. (1) and allows one to shape the curvature over the whole foot contact phase. Note that by the newly introduced exponential radius approach one can compute the rolling point explicitly in terms of the inclination angle α , which is not the case for elliptic or spline functions, while allowing for generic shaping. This extends the heel-contact fit described in [4] to the whole foot-ground contact phase, as is planned to be presented during the workshop. Further work will be devoted to extend the virtual contact disk model to the rotations also in the frontal plane. The virtual disk model might be of interest not only for efficient computer models but also to derive health scores for walking patterns concerning the foot-ground interaction.

Literatur

- [1] Pámies-Vilá, R.; Font-Llagunes, J. M.; Lugiés, U.; Cuadrado, J.: *Parameter identification method for a three-dimensional foot-ground contact model*. Mechanism and Machine Theory (2014), vol. 75, S. 107-116.
- [2] Kecskémthy, A.: *Integrating efficient kinematics in biomechanics of human motions*. In Procedia IUTAM, (University of Waterloo, Canada), June 5-8 2011.
- [3] Millard, M; Kecskémthy, A.: *Ein Literaturbeispiel aus einem Tagungsbeitrag*. In: Tagung Mechatronik 2009. 2./13. Mai 2009 Wiesloch. VDI Wissensforum Düsseldorf 2009. ISBN 978-3-98-12624-5-2. S. 295-302.
- [4] Caspers, L.; Lugiés, U., Kecskémthy, A.: *Foot-ground sagittal rolling behaviour during heel contact and its approximation by an exponential-curvature disk*. In Proceedings of the IMSD, Montreal, Canada, May 29 - June 2 2016, 2016.
- [5] Vicon: *Plug-in-Gait modelling instructions*. Vicon Manual, Vicon® 612 Motion Systems. Oxford Metrics Ltd., Oxford, UK, 2002.

Der harmonisch getriebene Rayleigh-van der Pol Oszillator

Dr.-Ing. René Bartkowiak, Universität Rostock, Lehrstuhl Technische Mechanik/ Dynamik, 18051 Rostock, Deutschland, rene.bartkowiak@uni-rostock.de

Kurzfassung

Die nachfolgenden Herleitungen liefern eine Grundlage zur Untersuchung, ob das Phänomen der Synchronisation zur aktiven Schwingungstilgung mit Hilfe geregelter selbsterregter Oszillatoren genutzt werden kann. Das Treiben eines selbsterregten Oszillators, also die Reaktion auf eine externe Erregerkraft, kann als der einfachste Fall von Synchronisation angesehen werden [1]. Für die aktive Schwingungstilgung von Systemen mit harmonischem Schwingungsverhalten ist es notwendig, dass das aktive Element unter Einwirkung einer harmonischen Erregerkraft ebenfalls harmonische Schwingungen ausführt. Die meisten bekannten Oszillatoren mit stabilem Grenzzyklus weisen jedoch eine nichtharmonische periodische Lösung auf. Im Folgenden werden die Parameter des Rayleigh-van der Pol (RvdP) Oszillators so an eine gegebene harmonische Erregerkraft angepasst, dass die synchronisierte Bewegung ebenfalls harmonisch ist.

Im ersten Schritt wird der freie selbsterregte Oszillator mit asymptotisch stabilem Grenzzyklus hergeleitet. Ausgangspunkt ist ein Feder-Masse System (Masse m , Steifigkeit c) mit einem geregelterm Kraftelement $F_1(x, \dot{x})$ und einer äußeren Erregung $F_2(t) = \hat{F} \sin \Omega t$, siehe Bild 1.

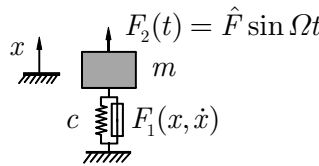


Bild 1 Feder-Masse System mit einem geregelterm Kraftelement und einer äußeren Erregung.

Die Bewegungsgleichung lautet

$$\ddot{x} + \omega^2 x = \frac{F_1(x, \dot{x})}{m} + \frac{\hat{F}}{m} \sin \Omega t, \quad \omega^2 = \frac{c}{m}. \quad (1)$$

Für asymptotisch stabile periodische Bewegungen des freien Systems, also $\hat{F} = 0$, wird ein Regelgesetz für das Kraftelement basierend auf der Speed-Gradient Methode [2] entworfen. Durch Definition der Zielfunktion

$$Q = \frac{1}{2} (H(x, \dot{x}) - H_0)^2 \quad (2)$$

mit der Gesamtenergie des Systems $H = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} c x^2$ und der konstanten Sollenergie $H_0 > 0$ wird das Regelgesetz

$$F_1 = -\gamma \frac{\partial Q}{\partial F_1} = -\gamma (H(x) - H_0) \dot{x} = -\frac{\gamma}{2} (m \dot{x}^2 + c x^2 - 2 H_0) \dot{x} \quad (3)$$

mit dem Proportionalitätsfaktor $\gamma > 0$ erhalten. Einsetzen der geregelten Kraft (3) in die Bewegungsgleichung (1) unter Berücksichtigung von $\hat{F} = 0$ und Umstellen liefert die Differentialgleichung eines selbsterregten Oszillators,

$$\ddot{x} + \frac{\gamma}{2} \left(\dot{x}^2 + \omega^2 x^2 - \frac{2 H_0}{m} \right) \dot{x} + \omega^2 x = 0. \quad (4)$$

Durch Einführung der dimensionslosen Zeit $\tau = \omega t$ mit $' \equiv \frac{d}{d\tau} = \frac{1}{\omega} \frac{d}{dt}$ sowie der dimensionslosen Auslenkung $q = \frac{x}{\ell}$ mit $\ell^2 = \frac{2 H_0}{m \omega^2}$ wird die Standardform von Gleichung (4) erhalten

$$q'' + \varepsilon (q'^2 + q^2 - 1) q' + q = 0, \quad \varepsilon = \frac{\gamma H_0}{m \omega}. \quad (5)$$

Die Differentialgleichung (5) mit der exakten stationären Lösung $q(\tau) = \sin(\tau - \tau_0)$ entsprechend [3] ist ein Spezialfall des allgemeinen nichtharmonischen Rayleigh-van der Pol Oszillators, siehe auch [4],

$$q'' + \varepsilon (\mu q'^2 + \nu q^2 - 1) q' + q = 0, \quad \mu + \nu > 0. \quad (6)$$

Jetzt wird das Verhalten des Feder-Masse Systems aus Bild 1 unter Einwirkung der harmonischen Krafteerregung $F_2(t) = \hat{F} \sin \Omega t$ mit $\Omega = \eta \omega$ untersucht. Die aus (5) erhaltene inhomogene Bewegungsgleichung

$$q'' + \varepsilon (q'^2 + q^2 - 1) q' + q = \bar{F} \sin \eta \tau, \quad \bar{F} = \frac{\hat{F}}{m\ell\omega^2} \quad (7)$$

stellt einen getriebenen harmonischen RvdP Oszillator dar. Die Grundkreisfrequenz eines getriebenen Oszillators kann ein rationales Vielfaches der Erregerkreisfrequenz sein, $k/p\Omega$, mit den Windungszahlen k, p , auch genannt Synchronisation der Ordnung k/p . Hier wird ausschließlich die Synchronisation der Ordnung $1/1$ betrachtet. In diesem Fall sind die stationären Lösungen von (7) im Allgemeinen nichtharmonisch.

Im Folgenden werden die Eigenschaften des freien harmonischen RvdP Oszillators (5) genutzt, um die Parameter des getriebenen nichtharmonischen Oszillators (6) in Abhängigkeit der Erregeramplitude $\hat{F}$ und der Erregerkreisfrequenz Ω so anzupassen, dass die stationäre Lösung harmonisch ist. Ausgangspunkt ist der Oszillator (5), bei dem die Parameter so angepasst sind, dass die stationäre Lösung $q(\tau) = n \sin \eta \tau$ lautet,

$$q'' + \varepsilon (q'^2 + \eta^2 q^2 - \eta^2 n^2) q' + \eta^2 q = 0, \quad \varepsilon(\eta) = \frac{\gamma H_0 \eta}{m\Omega}. \quad (8)$$

Partitionieren von (8) liefert

$$q'' + \varepsilon \left(q'^2 + \eta^2 q^2 + \left(\frac{(n+1)}{n\eta\bar{\ell}^3} - \eta^2 n^2 \right) \right) q' + \left(\eta^2 + \frac{\eta(\eta+1)}{n\bar{\ell}} \right) q = \frac{\eta(\eta+1)}{n\bar{\ell}} q + \frac{\varepsilon(n+1)}{n\eta\bar{\ell}^3} q', \quad \bar{\ell} = \frac{\ell}{\eta}. \quad (9)$$

Einsetzen der harmonischen Lösung $q(\tau) = n \sin \eta \tau$ in die rechte Seite von (9) liefert die harmonische Erregerkraft

$$\bar{F} \eta \sin(\eta \tau + \alpha) = \frac{\eta}{\bar{\ell}} \sqrt{(\eta+1)^2 + \frac{\bar{\varepsilon}^2}{\bar{\ell}^4} (n+1)^2} \sin(\eta \tau + \alpha), \quad \bar{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{\eta}, \quad \bar{F} \equiv \frac{\hat{F}}{m\bar{\ell}\Omega^2}, \quad (10)$$

wobei für den Phasenwinkel α gilt

$$\tan \alpha = \frac{\bar{\varepsilon}(n^*+1)}{\bar{\ell}^2(\eta^*+1)}. \quad (11)$$

Die Stabilitätsanalyse für den mit der Erregerkraft (10) getriebenen Oszillator auf der linken Seite von (9) zeigt, dass die Synchronisation der Ordnung $1/1$ asymptotisch stabil ist für alle n und η , für welche gilt

$$\frac{\bar{\varepsilon}(n+1)}{\bar{\ell}^3 n} - 2\bar{\varepsilon}\eta^3 n^2 < 0. \quad (12)$$

Im nächsten Schritt werden die Parameter n und η des Oszillators auf der linken Seite von (9) in Abhängigkeit von einer beliebig vorgegebenen Erregerkraft $F_2(t) = \hat{F} \sin(\Omega t + \alpha^*)$ und einem definierten Phasenwinkel α^* ausgedrückt. Umstellen der Amplitudenbedingung in (10) und der Phasenbedingung in (11) liefert

$$\eta^* = \bar{F} \bar{\ell} \cos \alpha^* - 1, \quad n^* = \frac{\bar{F} \bar{\ell}^3}{\bar{\varepsilon}} \sin \alpha^* - 1. \quad (13)$$

Rücksubstitution auf die ursprünglichen Koordinaten des Systems (1) liefert die geregelte Kraft des Kraftelementes

$$F_1(x, \dot{x}) = -\frac{\gamma}{2} \left(m\dot{x}^2 + m\Omega^2 x^2 - \left(\frac{(n^*+1)}{n^*\eta^*\bar{\ell}^3} - \eta^{*2} n^{*2} \right) 2H_0 \right) \dot{x} - m \left(\Omega^2 + \frac{\Omega(\eta^*+1)}{n^*\bar{\ell}} - \omega^2 \right) x. \quad (14)$$

Durch das Regelgesetz (14) ist die stationäre Lösung des Systems (1) aufgrund einer Erregerkraft $\hat{F} \sin \Omega t$ gegeben durch $x(t) = n^* \eta^* \bar{\ell} \sin(\Omega t - \alpha^*)$ wenn die Stabilitätsbedingung (12) erfüllt ist. Eine gewünschte Amplitude der stationären Lösung $\hat{x}_{\text{soll}}$ kann über die Sollenergie vorgegeben werden durch

$$H_0 = \frac{\Omega^2 m \hat{x}_{\text{soll}}^2}{2 \left(\frac{2\hat{F} \sin \alpha^*}{\Omega^3 \gamma m} - 1 \right)^2 \left(\frac{\hat{F} \cos \alpha^*}{\Omega^2 m} - 1 \right)^2}. \quad (15)$$

Das Regelgesetz (14) kann jetzt auf Anwendbarkeit zur aktiven Schwingungstilgung hin untersucht werden.

Literatur

- [1] Pikovsky A., Rosenblum M., and Kurths J., *Synchronization A Universal Concept in Nonlinear Sciences*, Cambridge University Press, 2001.
- [2] Fradkov, A.L., Miroshnik, I.V., Nikiforov, V.O., *Nonlinear and Adaptive Control of Complex Systems*, Springer-Science+Business Media, B.V., 1999.
- [3] McLachlan, N. W. (1956) Non-Linear Differential equations in Engineering and Physical Science. Oxford, Clarendon Press.
- [4] Nathan, A. (1979) The Rayleigh-van der Pol harmonic oscillator. *International Journal of Electronics*, 46:6, 645-647

Zwangsbedingungen von inversen kinematischen Ketten

Thomas Stigger, Manfred L. Husty

Universität Innsbruck, Institut für Grundlagen der Technischen Wissenschaften, AB Geometrie und CAD, 6020 Innsbruck, Österreich, thomas.stigger@uibk.ac.at, manfred.husty@uibk.ac.at

Kurzfassung

Kinematische Ketten sind konstitutive Bauelemente z.B. von Mechanismen, seriellen und parallelen Manipulatoren. In Husty, Walter [2] wurde gezeigt, dass kinematische Ketten durch algebraische Bedingungsgleichungen (Zwangsbedingungen die eine algebraischen Varietät erzeugen) vorteilhaft beschrieben werden können um später mithilfe dieser Gleichungen die kinematischen Grundaufgaben, wie direkte oder inverse Kinematik, die globale Beschreibung von Singularitäten oder auch verschiedene Arbeitsmodi, zu berechnen.

Algebraische Bedingungsgleichungen lassen sich aber auch im Kalkül der dualen Quaternionen auswerten und interpretieren. So ist bekannt, dass durch Quaternionenkonjugation die inverse Bewegung beschrieben wird [1]. In vorliegender Arbeit wird die Auswirkung der Quaternionenkonjugation auf die Zwangsvarietäten verschiedener kinematischer Ketten studiert. Ziel dieser Untersuchung ist es, die Zwangsbedingungen kinematischer Ketten zu bestimmen, ohne auf klassische, z.B. in [2] beschriebene Algorithmen zurückgreifen zu müssen. In der Arbeit wird gezeigt, wie man einfach anhand der Zwangsbedingungen der ursprünglichen Kette die Varietät der Zwangsbedingungen der inversen Kette durch Konjugation der dualen Quaternionen herleiten kann. Die Konjugation von Quaternionen ist geometrisch betrachtet eine Spiegelung im Kinematischen Bildraum an einer Geraden und an einem 5- dimensionalen Unterraum. Diese Konjugation der Zwangsvarietät erfordert auch eine entsprechende Abbildung der Denavit- Hartenberg Parameter, um die Gestalt der betrachteten kinematische Kette nicht zu verändern. Durch das vorgestellte Verfahren ist es z.B. möglich einfach die Zwangsbedingungen eines "inversen" Mechanismus zu bestimmen, bei dem Basis und Endeffektor vertauscht werden.

Beispielhaft wird die Auswirkung der Quaternionenkonjugation anhand von PR- und RP- Ketten beziehungsweise von PRR- und der RRP- Ketten besprochen. Besonders interessant ist die Auswirkung der Inversenbildung (Quaternionekonjugation) auf den Bewegungsgrad der inversen Bewegung. Im Allgemeinen werden die Grade von Ausgangsbewegung und inverser Bewegung verschieden sein. Eine detaillierte Interpretation für die unterschiedlichen Grade von Bewegung und inverser Bewegung wird anhand der ebenen Ellipsenbewegung und der dazu inversen Oldham- Bewegung gezeigt.

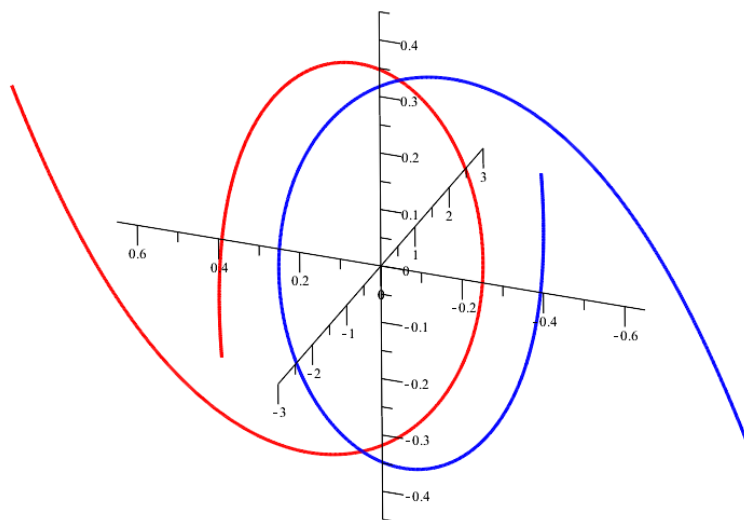


Bild 1 Ellipsen- und Oldham- Bewegung im kinematischen Bildraum

Literatur

- [1] Blaschke, W., Mueller, H.R.: Ebene Kinematik, 1st edn. Verlag von R. Oldenbourg (1956)
- [2] Walter, D.R., Husty, M.L.: On implicitization of kinematic constraint equations. Machine Design and Research **26**, 218–226 (2010)

Neue Berechnungsmethode zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen

New Method for Calculating the Scuffing Load Carrying Capacity of Bevel and Hypoid Gears

Dipl.-Ing. I. Boiadjiev, FZG – Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, Technische Universität München
boiadjiev@fzg.mw.tum.de

Dipl.-Ing. D. Kadach, FZG – Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, Technische Universität München
kadach@fzg.mw.tum.de

Dr.-Ing. M. Klein, BMW AG (ehemaliges Mitglied der FZG, Technische Universität München)
markus.mk.klein@bmw.de

Prof. Dr.-Ing. K. Stahl, FZG – Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, Technische Universität München
stahl@fzg.mw.tum.de

Kurzfassung

Zukunftstrends zeigen, dass die Anforderungen an Kegelrad- und Hypoidgetriebe für höhere Leistungsdichten stetig ansteigen. In allen Anwendungsbereichen spielt die Tragfähigkeit von hochbelasteten Verzahnungen eine wichtige Rolle. Neben den typischen Ermüdungsschäden an Zahnrädern wie z.B. Grübchen, Zahnfußbruch und Flankenbruch werden oft spontane Schäden wie Fressen beobachtet. Solche Fressschäden treten auf, falls die Tragfähigkeit des tribologischen Systems, bestehend aus Zahnrädern und Schmierstoff, überschritten wird. Während bei den Ermüdungsschäden hauptsächlich Spannungen aus der Belastung für die Schäden verantwortlich sind, treten Fressschäden infolge zu hoher Temperatur im Wälzkontakt auf. Beim Fressen handelt es sich um einen Oberflächenschaden in Wälzkontakten, der bei nicht ausreichender Trennung der belasteten Flanken durch einen Schmierfilm bzw. eine tribologische Schutzschicht auftritt und zum Verschweißen der Flankenoberflächen führt. Durch die Relativbewegung werden die Oberflächen nach dem Verschweißen sofort wieder getrennt, was zu den charakteristischen Fressern in Richtung der Gleitgeschwindigkeit führt. Die Folgen von Fressschäden sind eine veränderte Flankenform, lokale Pressungsspitzen und erhöhte innere Dynamik, die zu Folgeschäden und schließlich zum kompletten Ausfall des Getriebes führen kann. Da die Konsequenzen für die Lebensdauer des Getriebes fatal sein können, spielt die Auslegung des tribologischen Systems aus Zahnrädern und Schmierstoff eine wichtige Rolle. Aufgrund von Diskrepanzen zwischen Berechnungs- und Versuchsergebnissen konnten bis jetzt alle verfügbaren Berechnungsmethoden zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit nur eingeschränkt auf Kegelrad- und Hypoidverzahnungen übertragen werden. Obwohl die Anwendung von Stirnradberechnungsmethoden auf Kegelrad- und Hypoidgetriebe grundsätzlich möglich ist, werden in diesen Berechnungsverfahren hypoidspezifische Einflüsse wie Achsversatz, Tragbildposition und –größe nicht berücksichtigt. Basierend auf systematischen theoretischen und experimentellen Untersuchungen wurde aus diesem Grund ein neues einheitliches Berechnungsverfahren entwickelt, das eine treffsichere Beurteilung der Fressgefährdung von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen ermöglicht. Das neu entwickelte Rechenverfahren ist sowohl lokal auf Basis einer Zahnkontaktanalyse unter Last anhand der realen Flanken geometrie als auch normfähig auf Basis einer Ersatz-Stirnradverzahnung anwendbar. Im Falle der lokalen Anwendung bei einer Zahnkontaktanalyse wird mit den lokalen Beanspruchungen eine lokale Kontakttemperatur bestimmt, die einer ebenfalls lokal berechneten Grenztemperatur gegenüber gestellt wird. Liegen in einer früheren Auslegungsphase noch keine genauen Daten zur Mikrogeometrie der Flanke vor, können die maßgeblichen Beanspruchungen in guter Näherung an einer Ersatz-Stirnradverzahnung berechnet werden. Dieses Vorgehen stellt die Basis für die normfähige Rechnung dar, bei der ebenfalls die Fresssicherheiten über der Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirnradverzahnung ermittelt werden. Die Anwendung der neuen Berechnungsmethode auf eine große Anzahl verschiedener Prüfverzahnungen und Getriebe aus der praktischen Anwendung zeigt eine gute Korrelation zwischen Berechnungs- und Versuchsergebnissen. Sowohl der minimal ausgewiesene Sicherheitswert hinsichtlich Fressen als auch sein Ort auf der Flanke zeigen eine gute Übereinstimmung mit dem im Versuch aufgetretenen Fressschaden. Im Rahmen dieser Veröffentlichung werden der Schadensmechanismus Fressen und seine maßgeblichen Einflussparameter speziell im Falle von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen näher erläutert. Weiterhin wird die neu entwickelte Berechnungsmethode und ihre Validierung mit Versuchsergebnissen und Ergebnissen aus der praktischen Anwendung vorgestellt.

Literatur

- [1] Klein, M.: *Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen*. FVA-Heft Nr. 1197. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 2013.
- [2] Klein, M., Stemplinger, J.-P., Michaelis, K., Höhn, B.-R., Stahl, K.: *Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben*. GETLUB – Tribologie- und Schmierstoffkongress. Mannheim. 2014.

Entwicklung eines Simulationsmodells zum Abbilden einer Nadel-Gewebe-Interaktion

Thorsten Speicher, M.Eng., Univ.-Prof. Dr.-Ing. Maik Berger,
Technische Universität Chemnitz, Professur Montage- und Handhabungstechnik, 09126 Chemnitz, Deutschland,
thorsten.speicher@mb.tu-chemnitz.de

Katharina Hauschild, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. habil. Andreas Fricke,
Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes, 66117 Saarbrücken, Deutschland

Dipl.-Ing. (FH) Thomas Heske,
BIP Biomed. Instrumente & Produkte GmbH, 82299 Türkenfeld, Deutschland

Kurzfassung

Die Biopsie ist ein etabliertes minimalinvasives Verfahren im Rahmen der interventionellen Diagnostik, bei der menschliche Gewebeproben für histologische Untersuchungen zur Erkennung bzw. zum Nachweis u. a. karzinogener Gewebe entnommen werden. Eine häufig eingesetzte Methode bei Verdacht auf einen malignen bzw. benignen Tumor im Bereich der Prostata und der weiblichen Brust ist die Stanzbiopsie. Die dort eingesetzten Geräte umfassen ein zweiteiliges Nadelsystem, das aus einem innenliegenden Mandrin und einer außenliegenden Kanüle besteht. Bei der Durchführung einer Biopsie wird das Nadelsystem durch den Facharzt händisch manuell in den Körper eingeführt und mit Hilfe bildgebender Verfahren vor dem Zielbereich positioniert. Erst durch das Betätigen eines Auslösers werden die Komponenten des Nadelsystems nacheinander in den zu untersuchenden Bereich geschossen.

Zur Umsetzung dieser kaskadenförmigen Bewegung wird ein zweiteilig aufgebauter, federantriebener Mechanismus eingesetzt, der zu Beginn vorgespannt werden muss.

Bei der Beobachtung der Nadelbewegung mittels Sonografie sind auffällige Ablenkungen des Systems im Gewebe erkennbar, was eine sichere Punktion und Probenentnahme gefährden. Ursächlich dafür sind die an der Nadelspitze angreifenden unsymmetrischen Kräfte in Verbindung mit den geringen Biegesteifigkeiten des Nadelsystems. Im Rahmen eines öffentlich geförderten Projektes konnten experimentelle Untersuchungen zur Quantifizierung der Nadel-Ablenkungen durchgeführt und ein mathematischer Ansatz zur Simulation dieser Effekte entwickelt werden. Letztendlich liegt ein validiertes Simulationsmodell in der Software Recurdyn vor, das neben einem deformierbaren Eindringkörper zur Abbildung des Nadelsystems ein parametrisiertes Gewebemodell enthält. Es gestattet, die zu erwartende Nadelablenkung vorauszusehen, die dabei auftretenden Eindringkräfte zu erfassen und das Nadelsystem geometrisch zu optimieren.

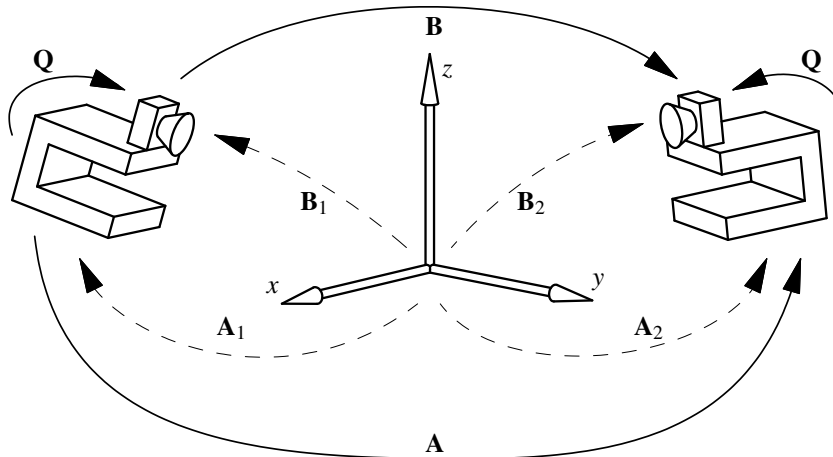
Eine einfache Lösung der Hand-Auge Kalibrierung mittels dualer Quaternionen

Josef Schadlbauer, Manfred L. Husty, Universität Innsbruck, Arbeitsbereich für Geometrie und CAD, 6020 Innsbruck, Österreich, {josef.schadlbauer,manfred.husty}@uibk.ac.at

Paul Zombor-Murray, McGill University Montreal, Department of Mechanical Engineering, Montreal, Canada, paul@cim.mcgill.ca

Kurzfassung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Hand-Auge Kalibrierung (*engl. Hand-Eye calibration*) von Robotern. Diese Kalibrierung ist bei Robotern mit einem optischen Sensor (z.B. einer Kamera), bei der die Position des Sensors im Endeffektorsystem nicht bekannt ist erforderlich. Zur Kalibrierung werden aus zwei Positionen des Endeffektors Fotos des Rastkoordinatensystems (repräsentiert durch ein Objekt darin) gemacht. Aus diesen Fotos kann die Position der Kamera im Raum bezüglich des Rastkoordinatensystems bestimmt werden (Transformationsmatrix B_i). Aus den bekannten Positionen des Endeffektors (Transformationsmatrix A_i), bestimmt durch die direkte Kinematik des Roboters, kann die relative Transformation Q aus zwei Referenzmessungen berechnet werden (vgl. Abbildung unten). Es gilt die Matrixgleichung $A_1QB_1^{-1} = A_2QB_2^{-1}$. Durch elementare Umformungen lässt sich das Problem mit $A = A_1^{-1}A_2$ und $B = B_1^{-1}B_2$ auf die Form $QA = BQ$ bringen.



Einen guten Überblick über die vorhandenen Publikationen bieten Shah et al. in [3]. Im Jahr 1987 wurde eine analytische Methode zur Lösung dieses Problems von Shiu und Ahmad [4] für reine Orientierungen angegeben. Ein erster Ansatz zur Lösung des Orientierungsproblems mit Hilfe von Einheitsquaternionen wurde von Horn [1] gefunden. In [5] wurde ein Algorithmus hergeleitet, der die Matrix Q aus zwei Messungen bestimmt, jedoch ist dieser Algorithmus sehr aufwändig. In letzter Zeit wurde das Problem auch für duale Quaternionen formuliert. Ein Lösungsalgorithmus wurde von Condurache und Burlacu in [2] veröffentlicht.

In dieser Arbeit wird ein neuer und vereinfachter Lösungsweg dieses Problems mittels dualer Quaternionen vorgestellt.

Literatur

- [1] K. P. B. Horn: *Closed-form solution of absolute orientation using unit quaternions*. J. Opt. Soc. Am., 4(4):629–642, 1987.
- [2] D. Condurache and A. Burlacu: *Orthogonal Dual Tensor Method for Solving the $AX = XB$ Sensor Calibration Problem*. Mechanism and Machine Theory, 104:382–404, 2016.
- [3] M. Shah, R. D. Eastman and T. Hong: *An Overview of Robot-Sensor Calibration Methods for Evaluation of Perception Systems*. Proceedings of the Workshop on Performance Metrics for Intelligent Systems, 15–21, 2012.
- [4] Y. C. Shiu and S. Ahmad: *Finding the Mounting Position of a Sensor by Solving a Homogeneous Transform Equation of the Form $AX=XB$* . Proceedings of IEEE Robotics and Automation, 1666–1672, 1987.
- [5] J. Angeles: *Fundamentals of Robotic Mechanical Systems*. Springer, 1997.

Haptische Beurteilung großflächiger Führungsbewegungen mittels konfigurierbaren Ebenen Force Feedback Interface (EFFI)

M.Sc. B. Demirkale; Prof. Dr.-Ing. M. Berger; Dipl.-Ing. C. Teichgräber,
Institut für Füge- und Montagetechnik, Professur Montage- und Handhabungsstechnik,
Technische Universität Chemnitz, 09107 Chemnitz, Deutschland,
bilgehan.demirkale@s2013.tu-chemnitz.de

Kurzfassung

Zur Gewährleistung der Funktion von handbetätigten Produkten müssen Bewegungen mittels Mechanismen erzeugt werden. Diese Produkte – z. B. Küchenschränke, Schubladen, Klappbetten – stellen eine Schnittstelle zum Nutzer dar und müssen dem Bediener beim Betätigen einen angenehmen und komfortablen haptischen Eindruck übermitteln. Durch die Nutzung der verschiedenen Hilfsprogramme, wie z. B. Computer Aided Design (CAD) und Mehrkörpersimulation (MKS), kann der Entwickler kinetische und kinematische Eigenschaften eines Mechanismus simulieren. Jedoch sind die zu erwartenden realen Eigenschaften und haptischen Effekte bei alleiniger Nutzung der oben erwähnten Methoden zur virtuellen Produktentwicklung nicht immer exakt vorhersagbar. Dies gilt insbesondere für handbetätigte Mechanismen oder Maschinen, deren gewünschte Bedieneigenschaften schwer quantifizierbar sind.

Zur frühzeitigen Beantwortung grundlegender bedientechnischer Fragestellungen noch während des Konstruktionsprozesses sollte entweder auf reale oder virtuelle Prototypen zurückgegriffen werden. Die Erstellung realer Prototypen ist im Vergleich zu virtuellen Prototypen sehr teuer, zeit- und kostenaufwendig. Darüber hinaus verkörpert jeder reale Prototyp nur eine Entwurfsvariante. Wegen großen Nachteilen der realen Prototypen kommen sogenannte „haptische Feedback-Systeme“ zum Einsatz, die aus mehreren gesteuerten Antriebsachsen, Sensoren und einem Benutzerinterface bestehen. Mit Hilfe solcher haptischen Systeme können dem Entwickler schnell und mit hoher Flexibilität die haptischen Eindrücke zum Bewegungs- und Führungsverhalten des entwickelten Mechanismus in der frühen Entwicklungsphase bereitgestellt werden.

Zwar sind Arbeiten bekannt, welche aufgrund ihrer Konstruktionen nur in gewissen Grenzen Kräfte bzw. Momente sowie Trajektorien nachgebildet werden können. Daneben ist die Entwicklung der haptischen Geräte häufig auf eine Anwendung bzw. ein Produkt beschränkt. Außerdem bestehen viele haptische Systeme aus komplexen und speziellen Teilen und benötigen spezielle Software- und Programmierungslösungen, die Erhöhung der Zeit- und Kostenaufwende verursacht.



Bild 1. Ebenes Force Feedback Interface „EFFI“

Zum haptischen Rendering von Führungsbewegungen in einem weitreichenden Arbeitsraum dient ein konzeptionell ebenes Force Feedback Interface „EFFI“ als zuverlässiger und robuster linear-aktuatorischer Versuchsstand, der grundsätzlich aus 2 Elektromechanische Hubzylinder besteht (s. Bild1). Besonderes Augenmerk ist hier, dass mit dem EFFI haptisches Rendering der ebenen Mechanismen mit großen Kräften und Bewegungsbereichen durchgeführt werden

können. Im Gegensatz zu anderen bekannten Systemen ist der kinematische Aufbau vom EFFI konfigurierbar, kompakt und einfach, welcher ermöglicht einerseits Realisierung und Simulation der verschiedenen Mechanismen bzw. verschiedene Bewegungsaufgaben und Trajektorien, andererseits minimiert Komplexität und Störfaktoren, wie Toleranz- und Reibeeinflüsse, Lagerspiel des Systems. Zusätzlich wird das haptische System auf Programmierungsebene nutzerfreundlich implementiert und ermöglicht so dem Entwickler schnelle Parameter- und Konstruktionsstudien für real zu entwickelnde Mechanismen und Baugruppen mit verifizierbaren haptischen Bewertungsfaktoren.

Im Vortrag werden die erwähnten Aspekte und Problemstellungen aufgegriffen, effiziente Lösungsansätze vorgestellt und an Beispielen das haptische Rendering von Mechanismen mit nichtlinearem Führungsverhalten präsentiert.

Additive Fertigung – Machbarkeit der Robotergeführten Objektbewegung

Additive Manufacturing – Feasibility of Robot-guided Motion Design

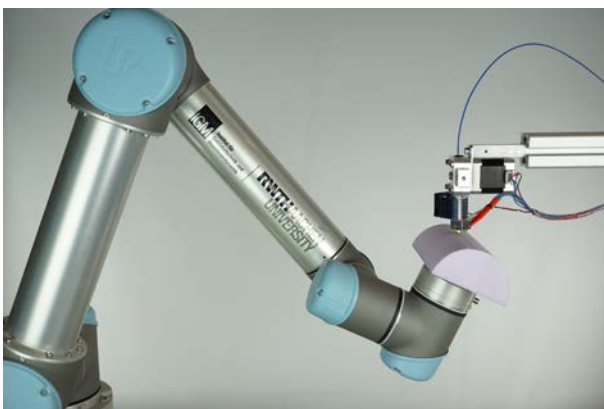
Prof. Dr.-Ing. M. Hüsing, Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.Ing Michael Lorenz, Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.Ing Tim Detert, Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Burkhard Corves

RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 52072 Aachen, Deutschland,
huesing@igm.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Der Einsatz generativer Fertigungsverfahren zählt zu den Schlüsseltechnologien des Ansatzes der Industrie 4.0. Im Gegensatz zu abtragenden Fertigungsverfahren bedienen sich die auch als 3D-Druck bezeichneten, generativen Verfahren eines Prozesses, bei dem Produkte schichtweise, durch additiven Materialauftrag aufgebaut werden. Herkömmliche 3D-Drucker erzeugen dabei einzelne Materiallagen in je einer Ebene, während das entstehende Objekt zur Erzeugung der nachfolgenden Schichten in der dritten Dimension nachgeführt wird. Die verfahrensbedingte Limitierung des Materialauftrags auf den schichtweisen Produktaufbau führt – insbesondere bei kunststoffbasierten Verfahren, wie beispielsweise dem *Schmelzsicht*-Verfahren – zu unvermeidbaren Materialinhomogenitäten und zu einer richtungsabhängigen Beeinträchtigung der Bauteilfestigkeit [1]. Zur Vermeidung der erwähnten Nachteile sieht ein neuer Ansatz der generativen Fertigung die Kombination klassischer Materialauftragsverfahren mit einer innovativen, robotergeführten Objektpositionierung und -bewegung vor. Eine sechsdimensionale Positionierung beziehungsweise Orientierung des entstehenden Produkts unter einem feststehenden Druckkopf erlaubt dabei die freie Ablage des Druckmaterials und die spezifische Ausrichtung von Materialschichten in unkritischen Belastungsrichtungen. Überdies können nach Belieben Freiformflächen bedruckt und unkonventionelle Geometrien erzeugt werden, wodurch sich im Rahmen der kunststoffbasierten, generativen Fertigung neue Anwendungsfelder erschließen lassen.

In ersten Untersuchungen wurde die Machbarkeit eines Materialauftragsprozesses mit robotergeführter Objektpositionierung und -bewegung gezeigt. Dabei wird ein beliebiger Grundkörper (siehe Abb. 1a) mittels eines konventionellen, seriellen Industrieroboters unter einem nicht bewegten Druckkopf geführt. Der verwendete Druckkopf arbeitet nach dem *Fused Layer Modeling* (FLM) Verfahren, bei dem Objekte aus schmelzfähigem Kunststoff schichtweise aufgebaut werden. Hierbei wird das Material als festes Filament kontinuierlich dem Druckkopf zugeführt und in einer beheizten Düse innerhalb des Druckkopfes aufgeschmolzen. Aufgrund des kontinuierlichen Materialvorschubs entsteht innerhalb der Heizkammer ein Druck, welcher das aufgeschmolzene Material durch eine geometrische definierte Düse presst. Nachfolgend wird das verflüssigte Kunststoffmaterial aufgrund der Roboterbewegung an der gewünschten Position des Grundkörpers abgelegt, wo es anschließend bei Umgebungstemperatur abkühlt und erstarrt. Ein beispielhaftes Druckobjekt ist in Abb. 1b dargestellt.



a) Versuchsaufbau



b) beispielhaftes Druckobjekt

Abb. 1: Versuchsaufbau für ein vereinfachtes Szenario (a) und einlagiges Druckobjekt ohne Überkreuzung der Druckbahnen (b).

Als Motivation für das exemplarische Bauteil dient das herunterskalierte CFK Gerüst eines modularen Satellitensystems, dessen Grundkörper (Würfel) bisher manuell in mehreren Teilen gefertigt wurde. Ein belastungsgerechter Materialauftrag entlang der Kanten und ohne Unterbrechungen an den Würflecken kann in Zukunft zu einem effizienteren und günstigen Leichtbau vergleichbarer Strukturen führen.

Die Planung der Druckbahn sowie die Beschreibung der Objekt- und Roboterbewegungen entsprechend des oben beschriebenen Verfahrens gliedern sich in drei Teilschritte:

1. Die Abfolge der Druckbahn muss zunächst im Objektkoordinatensystem beschrieben werden (Abb. 2a und 2b). Die semantische Beschreibung basiert dabei auf einer Abfolge von Kanten und Knoten (*nodes N*, siehe Abb. 2a), deren Lage zueinander in einer Relationsmatrix hinterlegt ist. Zusätzlich werden Informationen über den seitlichen und vertikalen Bahnversatz sowie über den Krümmungsradius der Knoten hinterlegt, die bei wiederholtem Abfahren der Kanten und Knoten einen überschneidungsfreien Materialauftrag gewährleisten. Diese Abfolge wird über die reale Geometrie des Grundkörpers in eine geometrische Abfolge von Stützpunkten übersetzt, die im Objektkoordinatensystem beschrieben sind.
2. Im zweiten Schritt wird aus der Materialbahn beziehungsweise den zugeordneten Stützpunkten unter Berücksichtigung ruckfreier Bewegungsgesetze eine Trajektorie generiert. Nach Möglichkeit ist dabei eine konstante Bahngeschwindigkeit vorzusehen, die bei konstanter Extrusions-Geschwindigkeit einen gleichmäßigen Materialauftrag ermöglicht. Im Objektkoordinatensystem kommen zu diesem Zweck klassische Ansätze zur Anwendung – wie beispielsweise die lineare und zirkuläre Bahnplanung unter Berücksichtigung entsprechender Geschwindigkeits- und Beschleunigungsprofile [2].
3. Den letzten Schritt zur Umsetzung der robotergeführten Objektbewegung stellt die Übertragung der Objekttrajektorie in Roboterkoordinaten und -geschwindigkeiten dar. Die Gelenkparameter des Roboters können dabei über den geschlossenen Vektorzug aus der Druckbahn relativ zum End-Effektor beziehungsweise der Position des Druckkopfes im Arbeitsraum abgeleitet werden. Die ruckfreie und gleichmäßige Trajektorie der im Objektkoordinatensystem (Abb. 2b) führt aufgrund der Transformation jedoch zu hohen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen des End-Effektors im Basiskoordinatensystem (Abb. 2c). Die Bewegung entlang eines Knotens im gezeigten Beispiel bedingt eine Rotation des Objekts um 90° und somit eine hohe Antriebsgeschwindigkeiten der Lokalstruktur. Bewegungsrestriktionen kommen dabei insbesondere im Gelenkraum zum Tragen.

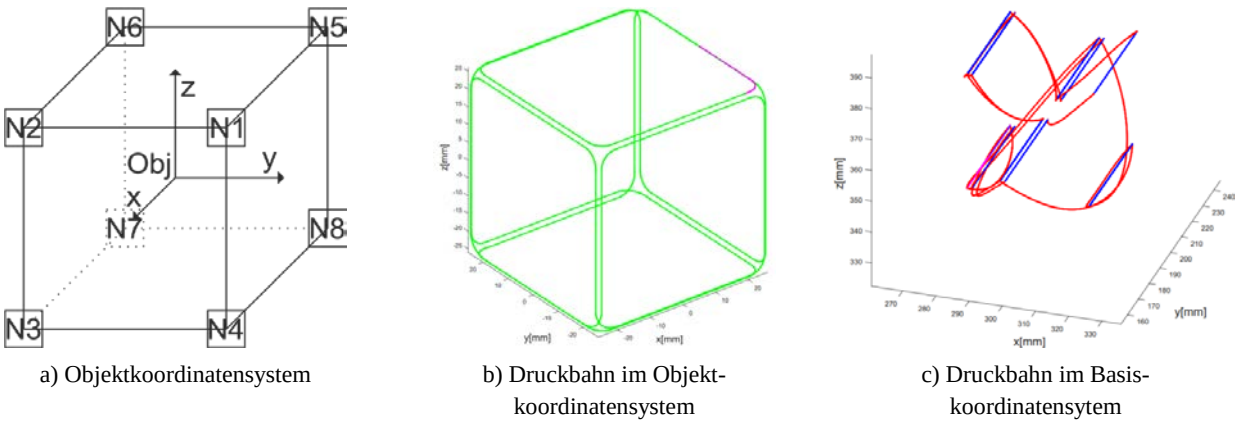


Abb. 2: Druckbahn im Objektkoordinatensystem und zugehörige Trajektorie des Endeffektors im Basis-Koordinatensystem

In zukünftige Untersuchungen sollen weiterführende Aspekte der robotergeführten, additiven Fertigung untersucht werden. Demnach wird die Planung der Druckbewegung (Abfolge der Kanten und Knoten aus Schritt 1) mittels der Graphentheorie untersucht, um eine möglichst unterbrechungs- und überkreuzungsfreie Bahn zu generieren. Darüber hinaus lässt sich die Programmierung eines Industrieroboters nicht über die generierten Stützpunkte umsetzen, da verfügbare Interpolationen im End-Effektor-Koordinatensystem nicht den notwendigen Interpolationen im Objekt-Koordinatensystem entsprechen. Die daraus resultierenden Inhomogenität des Materialauftrags sind in Abb. 1b deutlich erkennbar. Folglich muss die gesamte Trajektorie in Echtzeit an das Handhabungssystem übertragen werden. Dabei sollen zukünftig die Positionierung des Objekts relativ zum End-Effektor sowie die Position des Druckkopfes im Arbeitsraum des Roboters optimiert werden, um somit Restriktionen im Gelenkarbeitsraum zu minimieren.

Literatur

[1] Siebrecht, J.; Jacobs, G.; Beckers, A.; Löwer, M.; Schmidt, W.; Körber, M.: *Einfluss von Prozessparametern auf die Funktionserfüllung von Bauteilen im Fused Deposition Modeling*. Proceedings of the 27th Symposium Design for X, 5-6 Oktober 2016, Jesteburg, Germany, S. 123-134.

[2] Biagiotti, L.; C. Melchiorri: *Trajectory Planning for Automatic Machines and Robots*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2008. ISBN 978-3-540-85629-0.

Energy Saving in Pick and Place Operations using Parallel Robots and their Natural Motion

Juan Pablo Barreto, Frederic Schöler, Burkhard Corves, Department of Mechanism Theory and Dynamics of Machines, RWTH Aachen University, 52072 Aachen, Germany, barreto@igm.rwth-aachen.de

Abstract

The European Union has set a target for 2020 of “saving 20% of its primary energy consumption compared to projections [...] as a key step towards achieving long-term energy and climate goals” [1]. According to the Energy Efficiency Plan, “about 20% of the EU’s energy consumption is accounted for by industry” [1]. Although this sector has made most of the progress in energy efficiency, energy saving opportunities still remain. Moreover, the plan explains that expertise in energy efficient processes, technologies, and services “can also be turned into a new export business, giving a competitive edge to European industries” [1]. Various strategies for saving energy in robots have been proposed [2, 3], such as using lower consumption modes, recovering kinetic energy in capacitors or implementing optimal trajectories. This is especially important in the light of the result of other studies that show the potential of robots in terms of energy savings. For example, in [2] it is reported that 15% to 28% of an automobile energy consumption during its life cycle occurs within the production phase, and 8% of the energy consumed on the assembly lines is due to robots. In general, the search for energy- efficient robots is still under development.

One of the most common tasks of industrial robots are pick and place operations, being the SCARA and the DELTA two of the most commonly used manipulators for this task. According to [4], “in pick and place operations, a robotic manipulator is meant to take a workpiece from a given initial pose, specified by the position of one of its points and its orientation with respect to a certain coordinate frame, to a final pose, specified likewise”. This task involves a high speed oscillatory motion between the pick and the place position and reusing the energy that the mechanism can return in parts of the cycle could significantly increase the energy efficiency and reduce the load on the actuators.

Elastic elements (i.e. springs) can be attached to the robot, so that the natural motion (free response to initial conditions) of the system is such that the end-effector matches the required final point in the required time after starting from the pick position [5]. Another way of looking at this is in terms of energy. When the elastic elements are added, “most part of the required energy to carry out the task can be supplied by the elastic elements instead of the actuator” [6]. This happens because the elastic elements store energy in part of the cycle as potential elastic energy and then release it to the rigid bodies, increasing their kinetic energy. Then they return the energy to the springs, and so on. In the absence of dissipative forces, the robot would continue oscillating indefinitely, but in real systems energy is dissipated via friction forces in the joints and the structure. Consequently, the actuators need to compensate the dissipated energy [6]. However, if the actuator only must counteract the effect of dissipative forces and guide the mechanism through the desired trajectory, instead of introducing all the necessary energy for every cycle, then the energy expenditure will be reduced.

Only a few works have analyzed the impact of natural motion on the performance of an industrial robot. Goya et al [7] proposed in 2012 to exploit the natural motion of a SCARA robot for pick and place operations, finding an energy saving of 72% in a pick and place operation with two different sinusoidal trajectories. However, the use of natural motion in parallel robots can be much more complicated, because of the complexity of the kinematics and the control. For example, while in a SCARA robot the motion of the links occurs in a single plane and is controlled by two independent motors, the DELTA is a three-dimensional robot with more complex kinematics and it requires the simultaneous control of three different motors. This background has motivated a project with the following research question: Is it possible to add elastic elements to a DELTA robot and implement a control strategy, in such a way that the performance of the robot with this configuration is better than the performance of the original robot?

Some of the key aspects of the project include: finding the required characteristics of the elastic elements that yield to a desired natural motion of the system, finding the optimal trajectory that the system should follow, and designing a controller that guarantee the execution of the optimal trajectory and the optimal torque.

The first part of the project has been focused on solving these questions for a five-bar linkage, with the idea of being able to apply the same principles to the DELTA or other parallel robots. In [5] a methodology for finding the optimal springs which take the end-effector of a five-bar mechanism without friction from the pick to the place position in the desired time without using any energy or torque from the motors was presented. Another result derived from this analysis was the optimal trajectory followed by the end-effector.

Based on this motivation and background, a new methodology for finding the optimal trajectory (and optimal torque) for a general pick and place task using a Five-Bar Linkage and a simple friction model will be presented. In addition, a study on how the energy consumption varies taking into account the variation on the task requirements will be included as well as a procedure to determine the optimal combination of springs considering this variations. Finally a discussion on possible controllers will be carried out. The controller should guarantee that the optimal trajectory is followed by the end-effector during the real operation of the system, where the task characteristics (pick position, place position and time) vary, the behavior of the system is not perfectly predictable and the time for calculations is very short.

Bibliography

- [1] European Comission, “*Communication from the commission to the european parliament, the council, the european economic and social committee and the committee of the regions. Energy Efficiency Plan 2011,*” [Online] Available: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN /TXT/PDF/?uri=CELEX:52011DC0109&from=EN> Accessed on: March 1st 2016.
- [2] D. Meike, M. Pellicciari, G. Berselli, A. Vergnano and L. Ribickis, "Increasing the energy efficiency of multi-robot production lines in the automotive industry," 2012 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering (CASE), Seoul, 2012, pp. 700-705. doi: 10.1109/CoASE.2012.6386391
- [3] M. Pellicciari, G. Berselli, F. Leali and A. Vergnano, "A minimal touch approach for optimizing energy efficiency in pick-and-place manipulators," 2011 15th International Conference on Advanced Robotics (ICAR), Tallinn, 2011, pp. 100-105. doi: 10.1109/ICAR.2011.6088620
- [4] J. Angeles, *Fundamentals of robotic mechanical systems: Theory, methods, and algorithms*, 3rd ed. New York: Springer, 2007.
- [5] J.P. Barreto, F. J.-F. Schöler and B. Corves, “*The Concept of Natural Motion for Pick and Place Operations,*” in *New Advances in Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics: Proceedings of The Joint International Conference of the XII International Conference on Mechanisms and Mechanical Transmissions (MTM) and the XXIII International Conference on Robotics (Robotics ’16)*: Springer, 2016, ISBN 978-3-319-45449-8, pp. 89–98.
- [6] A. Jafari, N. G. Tsagarakis and D. G. Caldwell, "Exploiting natural dynamics for energy minimization using an Actuator with Adjustable Stiffness (AwAS)," 2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Shanghai, 2011, pp. 4632-4637. doi: 10.1109/ICRA.2011.5979979
- [7] H. Goya, K. Matsusaka, M. Uemura, Y. Nishioka and S. Kawamura, "Realization of high-energy efficient pick-and-place tasks of SCARA robots by resonance," 2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Vilamoura, 2012, pp. 2730-2735. doi: 10.1109/IROS.2012.6386084

Exoskelett TWIICE für Paraplegiker: Erfahrungsbericht vom Cybathlon

Exoskeleton for Paraplegics: Report on the TWIICE project for the Cyblathon

Hannes Bleuler, Tristan Vouga, Romain Baud, Jemina Fasola, Julien Pache, Mohamed Bourri,
EPFL Lausanne, Laboratoire de Systèmes Robotiques LSRO; www.twiice.ch, hannes.bleuler@epfl.ch

Kurzfassung

Der Cybathlon, ein weltweiter Wettkampf für Prothesen, Exoskelette und weitere Assistenz-Technologien für Behinder- te, fand am 8. Oktober 2016 in Zürich statt. Unser Team hat in der Kategorie „Exoskelett“ mit einer Paraplegikerin, Frau Silke Pan, teilgenommen. Sie erlitt vor 10 Jahren, bei einem Sportunfall, eine vollständige Querschnittlähmung auf der Höhe de Zwerchfells (T10). Wir begannen im Frühjahr 2015 mit der Entwicklung eines Exoskeletts für Quer- schnittgelähmte, haben aber unsere „Pilotin“, Frau Silke Pan, aber erst im Juli 2016 kennengelernt, als das Exoskelett fertig entwickelt war. Unter diesen Umständen grenzt es an ein Wunder, dass wir ziemlich erfolgreich am Cybathlon teilnehmen konnten, dieser Beitrag ist ein Bericht über diese Entwicklung zusammen mit einem Versuch, die wesentli- chen Punkte eines technischen Pflichtenhefts eines Exoskeletts für Paraplegiker herauszuarbeiten.

Es gibt zur Zeit drei kommerziell erfolgreiche Exoskelette, die für Paraplegiker in Frage kommen, Rex (Neuseeland) [1], Rewalk (Israel) [2] und Ekso [3] (USA), andere stehen unmittelbar vor der Kommerzialisierung (zB. Indego [4] von Parker Hanaford), wieder andere sind im Stadium von Forschungsprototypen an Hochschulen (mehrere Beispiele welt- weit). Ein Vergleich von Rex einerseits und Rewalk/Exo andererseits zeigt sofort, dass die Hilfe von Krücken zur Gleichgewichtswahrung sowie zur Assistenz für universelle Beweglichkeit (Treppen, Sitzen, Aufstehen, Drehen usw.) im Fall von vollständiger Paraplegie unerlässlich sind. Der „Rex“ ohne Krücken ist statisch stabil, („senkrecht Bett“), was ihn extrem schwerfällig, langsam und schwierig zu handhaben macht.

Diese Erkenntnis einmal angenommen, ergibt sich das „kinematische Pflichtenheft“: Da das (laterale) Gleichgewicht mit den Krücken gewährleistet ist, wird die Bewegungsfreiheit der Beine auf die sagittale Ebene beschränkt. Falls Krü- cken nicht in Frage kommen, beispielsweise bei Myopathen, muss die Abduktion (seitliches Ausschwenken) des Beines zur lateralen Stabilisierung beitragen [5]. Es bleiben in unserem Fall also maximal drei Freiheitsgrade pro Bein: Hüfte, Knie, Ferse. An diesem Punkt ist ein weiterer wichtiger Entscheid zu fällen: Müssen, wie bei einem gesunden Men- schen, alle diese drei Freiheitsgrade aktiv sein, oder kann man allenfalls auf zwei Motoren pro Bein reduzieren? Dies ist ein gutes Beispiel dafür, dass „Bio-Inspiration“ nicht immer zu optimalen Entscheiden führt: Wir denken, dass die Wahl, nur Hüfte und Knie zu motorisieren, sich in diesem Fall als richtig erwiesen hat. Das Fussgelenk ist starr mit dem Unterschenkel verbunden, das Abrollprofil der Fusssohle wurde sorgfältig optimiert. Es bleiben also **nur zwei aktive Freiheitsgrade pro Bein**, Hüfte und Knie. Trotz dieser Einschränkung ergibt sich eine natürliche Gangart, gerade eben weil das Gerät sehr leicht und beweglich gestaltet werden konnte. Insbesondere **Treppen Hochsteigen** ist auf sehr na- türliche Art möglich, indem jeder Fuss jeweils eine Treppenstufe überspringt, genau so wie beim Treppengang eines Gesunden Menschen. Die Treppe hinunter muss zur Zeit allerdings immer noch rückwärts gewandt und nur mit einer Stufe auf einmal vorgegangen werden.

Diese Entscheide zeigen die allgemeine Tendenz des TWIICE Projektes an: So **einfach und so leicht wie möglich** („not hi-tech, not low-tech, the right tech“). Das Exoskelett „TWIICE“ ist tatsächlich halb so schwer (14 kg alles inkl.) und potenziell halb so teuer als die nächsten Konkurrenten (Ekso & Rewalk), beide deutlich über 20 kg Gesamtgewicht. Die Bauweise folgt dieser Idee: Kohlefaser-Verbund-Platten, mit Wasserstrahl zugeschnitten, Sandwichbauweise (Leichtes Holz als Zwischenschicht), Kompakte Hochleistungsmotoren (250W, Sonceboz), Riemenantrieb & Harmonic drives für Kompaktheit, schmale Breite für optimale Beweglichkeit in engen Durchgängen.

Im Fall von Paraplegikern ist die **Regelung** relativ einfach: Vorprogrammierte Betriebsmodi, durch Druckknopf an der Krücke anzuwählen. Die wichtigsten Betriebsmodi sind: Langsames Gehen, rasches Gehen, Treppe hoch, Treppe hinunter, Aufstehen, Absitzen, Schrittlänge durch den Piloten durch einen Auslöser zu wählen. Die vorprogrammierten Trajektorien sind auf den individuellen Piloten und das zu erwartende Gelände feingetrimmt.

Dieses Gesamtkonzept hat sich bewährt, wie durch den erfolgreichen Betrieb in erstaunlich kurzer Trainingszeit eindrücklich belegt. Wir hatten kaum ein bis zwei Dutzend Trainingsnachmittage im September, also nur fünf Wochen vor dem Cybathlon. Leider stürzte unsere Software zweimal während des Wettbewerbs ab, wir wissen noch nicht genau warum, da es beim Üben nie geschah. Trotzdem hat TWIICE es ins Final geschafft (4. Platz), ohne das Software Problem wäre TWIICE auf jeden Fall auf dem ersten oder zweiten Platz gelandet, gegen Konkurrenten, die Monatlang oder sogar Jahrelang trainiert hatten. Im Vergleich zu ähnlichen Programmen weltweit ist das TWIICE Team mit nur drei Personen in anderthalb Jahren sehr weit gekommen. Es laufen zur Zeit vier Dissertationen über diese Erfahrungen, weitere Publikationen mit mehr technischen Einzelheiten werden folgen.



Bild: Silke Pan mit dem Exoskelett TWIICE [7]

Ausblick

Es zeigt sich, dass mit relativ einfachen und potenziell kostengünstigen Exoskeletten ein **Riesensprung in der Lebensqualität** von Paraplegikern **im Alltag** möglich ist. „**Hausgebrauch**“, ausserhalb von Spital und ohne ständige Begleitung durch Fachpersonal scheint ebenfalls möglich. Die Hürden finden sich vor allem in den Bereichen Zertifizierung, Kommerzialisierung, IP, Produkthaftungspflicht, Klinische Studien. Im klinischen Rahmen könnten dieselben Exoskelette sehr wirkungsvoll als Rehabilitationsgeräte eingesetzt werden, es eröffnen sich dadurch neue Perspektiven in Rehabilitation die in enger Zusammenarbeit mit Kliniken erforscht werden sollten.

Literatur

- [1] REX Bionics www.rexbionix.com
- [2] Katharina Raab, Karsten Krakow, Florian Tripp, Michael Jung: „Effects of training with the ReWalk exoskeleton on quality of life in incomplete spinal cord injury“, Spinal Cord Series & Cases (2016) 3, 15025;
- [3] Arnell, Svensson, Nilsson, Elmgren Frykberg: „Effects of overground gait training using therobotic exoskeleton Ekso™.“ Int. Spinal Cord Soc. Meeting, Vienna, September 14, 2016.
- [4] Parker-Indego www.indego.com
- [5] Amalric Ortlieb, Mohamed Bouri, Hannes Bleuler: „AUTONOMYO, Design challenges of lower limb assistive device for elderly people, multiple sclerosis and neuromuscular diseases“, WeROB 2016, int. Conf. On wearable robotics, Segovia, October 2016
- [6] www.cybathlon.ch
- [7] www.twiice.ch
- [8] www.silkepan.ch

Das Potenzial der Webtechnologien in der Mechanismentechnik

The Potential of Web Technologies in Mechanism Analysis and Design

Prof. Dr.-Ing. Stefan Gössner, cand.-Ing. Jan Uhlig, University of Applied Sciences and Arts, 44047 Dortmund, Deutschland

Kurzfassung

Im Rahmen dieses Beitrags wird beispielhaft das Potenzial aktueller Webtechnologien (HTML, CSS, JavaScript) bei der Erstellung kleiner Anwendungen zur Lösung getriebetechnischer Analyse- und Syntheseaufgaben aufgezeigt. Dazu wird zuerst die Struktur dieser Anwendungen samt Architektur und Programmierschnittstellen einiger nützlicher Hilfsbibliotheken aus dem Feld der freien Software vorgestellt, bevor exemplarisch veranschaulicht wird, wie sich die Kinematik eines simplen ebenen Mechanismus in JavaScript übertragen und auswerten lässt, um diesen anschließend interaktiv zu animieren. Zum Abschluss wird anhand einiger Analyse- und Synthesebeispiele aus der Mechanismentechnik der vor allem didaktische Wert dieser Anwendungen aufgezeigt.

Abstract

This paper exemplifies the potential of state-of-the-art web technologies such as HTML, CSS and JavaScript at building small applications to solve problems in mechanism analysis and design. In order to do this the structure of these applications, as well as the architecture and programming interface of some used helper libraries, will be introduced. After that, the kinematics of a simple planar mechanism will be coded in JavaScript to analyse and interactively animate it. Finally, the paper aims at pointing out the didactic value of these applications by presenting few examples of mechanism analysis and synthesis.

1 Einleitung

Erscheinungsbild und Laufzeitverhalten aktueller Webapplikationen unterscheiden sich mittlerweile kaum noch von nativen Desktopanwendungen. Dabei ist der Browser nach wie vor die dominierende, allerdings nicht mehr die alleinige Umgebung. Die Leistungsfähigkeit der modernen Webtechnologien erlaubt nunmehr einen vollständigen Verzicht auf eingebettete Binärprogrammteile (Plugins), die ja im Gegensatz zur transparenten Architektur von Webanwendungen Black-Box Elemente und somit potentielle Sicherheitslücken sind (Adobe Flash).

Wissenschaftlich technische Anwendungen erfordern neben der Verfügbarkeit vektorgrafischer Fähigkeiten in 2D und 3D zudem die Möglichkeit einer angenehmen Benutzerinteraktion.

Ausgestattet mit minimalistischen Hilfsbibliotheken aus dem Umfeld der freien Software lassen sich anschauliche Applikationen mit hohem praktischen Nutzwert selbst erstellen, die nahezu plattformunabhängig und damit sowohl auf klassischen Workstations als auch auf den immer stärker vertretenden mobilen Endgeräten lauffähig sind. Der gegenwärtige, jedoch zurzeit noch experimentelle Einsatz jener kleinen, leistungsfähigen Softwarewerkzeuge in der Lehre zeigt eine überraschend hohe Akzeptanz auch und gerade bei Ingenieurstudenten mit naturgemäß eher geringen Programmierkenntnissen.

2 Struktur der Applikationen

Bei den heute zum Einsatz kommenden Webtechnologien haben sich HTML, CSS und JavaScript gegenüber anderen Lösungen durchgesetzt. JavaScript ist die Standard-Skriptsprache von HTML und ermöglicht durch Interaktion mit dem Benutzer das Erstellen dynamischer Webseiten und Inhalte. Die HTML-Dokumente der hier vorgestellten Applikationen haben dabei immer dieselbe, einfache Struktur.

Tabelle 1 Struktur eines HTML Dokuments

HTML Dokument	Head	Metadaten
		CSS Styling
	Body	Input/Output Elemente
		Skripte (eigene & fremde)

Innerhalb des Kopfes werden Metadaten wie beispielsweise der Zeichensatz definiert, CSS-Styling eingefügt und eventuell ein Titel für die Seite vergeben. Der Körper enthält zunächst HTML Elemente die auf der Seite vorhanden sein sollen. Für die Applikationen, die im Rahmen dieses Beitrags vorgestellt werden, handelt es sich hierbei ausschließlich um Canvas Elemente, die einen Renderkontext zur Verfügung stellen, der mittels JavaScript angesprochen werden kann. Gibt es in der Applikation Steuerelemente, werden diese für gewöhnlich auch im Hauptteil des Körpers definiert. Hier kommt jedoch eine Hilfsbibliothek (QuickSettings [1]) zum Einsatz, mit der GUI Elemente für Benutzerinteraktion nachträglich in JavaScript erstellt werden können. Dies hat den Vorteil einer gegenüber HTML vereinfachten Syntax mit bereits integriertem CSS Styling.

Es gilt heutzutage die Konvention, Skripte generell an das Ende des Body Elements zu setzen, um einen schnelleren visuellen Aufbau der Seite beim initialen Laden zu gewährleisten. Daher findet man auch hier die genutzten Skripte hinter den Canvas Elementen.

2.1 Hilfsbibliotheken

Die Apps bedienen sich, abgesehen von QuickSettings, drei weiterer Hilfsbibliotheken, um IT affinen MINTlern das Leben zu erleichtern. Bei der Arbeit mit Canvas stehen nur wenige Befehle zur Verfügung, sodass komplexe Zeichenelemente hauptsächlich über Pfade realisierbar sind. Dadurch benötigt man bereits für das Erstellen einer einfachen Linie mehrere Zeilen

```
ctx.beginPath(); // Start im Koordinatenursprung
ctx.moveTo(50, 50); // führe den Zeichenstift zum Anfangspunkt
ctx.lineTo(150, 150); // definiere eine Linie von letzter Position zu diesem Punkt
ctx.closePath(); // beende den Pfad
ctx.stroke(); // zeichne den eben erstellten Pfad
```

Zur Vereinfachung des Umgangs mit grafischen Befehlen findet die 2D Grafikbibliothek g2 Verwendung [2]. Dadurch ergeben sich die Vorteile:

- Vereinfachung der Befehlssyntax.
- Ansprechen verschiedener vektorgrafischer APIs/Formate.
- Bündelung mehrerer Grafikanweisungen in einer Befehlskette.

So reduziert sich der Code zum Zeichnen der Linie auf

```
g2().lin(50, 50, 150, 150) // Linie vom Anfangs- (50|50) zum Endpunkt (150|150)
.exe(ctx); // in den Kontext rendern
```

Die Architektur von g2 erlaubt den Aufbau einer Befehlskette, die erst bei Bedarf gerendert wird.

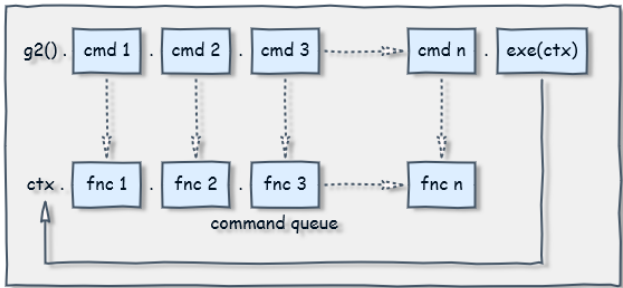


Bild 1 g2 Funktionsweise [2]

Mit jedem Aufruf einer g2-Methode wird ein Funktionszeiger in der g2-Befehlskette gespeichert. Diese Zeiger werden gesammelt und erst durch Aufruf der g2().exe() Methode aufgelöst und an den Renderkontext gesendet. Deutlicher wird der Nutzen dieser Bibliothek, wenn man sie im Zusammenhang mit der Erweiterung g2-mec betrachtet [3]. Diese stellt einige, vor allem für Ingenieure und Naturwissenschaftler nützliche Symbole und Elemente zur Verfügung,

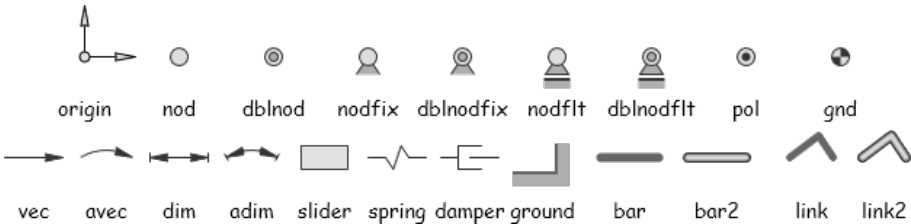


Bild 2 g2-mec Symbole und Elemente [3]

die entweder über `g2().use("<Bezeichner>")` wiederverwendet werden können oder eigene Befehle darstellen. Möchte man beispielsweise ein Festlager an der Stelle (15|20) im Koordinatensystem des Canvas Elements einfügen, gelingt dies einfach mittels `g2().use("nodfix",{x:15,y:20})`.

Eine weitere Bibliothek ist `v2` [4] mit einigen nützliche Funktionen im Umgang mit Vektoren im $\mathbb{R}^2$. Nutzern wird dabei das codieren mit Vektoren erleichtert, indem nicht wie in purem JavaScript komponentenweise formuliert werden muss. Vielmehr werden einfache Objekte mit der Struktur `{x:<number>, y:<number>}` übergeben, die dann mit den `v2` Funktionen verarbeitet werden. Dies wird anhand eines einfachen Beispiels betrachtet, das aus einer der Applikationen entnommen wurde:

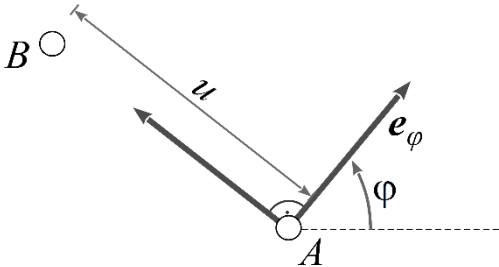


Bild 3 Vektorbeispiel v2

Bekannt seien A , φ und u . B ergibt sich dann zu

$$B = \begin{pmatrix} A_x \\ A_y \end{pmatrix} + u \cdot \begin{pmatrix} -\sin(\varphi) \\ \cos(\varphi) \end{pmatrix} \tag{1}$$

Setz man voraus, dass alle bekannten Größen als Objekteigenschaften vorliegen, sieht der Getter (eine Funktion die an eine Objekteigenschaft gebunden ist und erst bei Abfrage evaluiert wird) für B ohne `v2` folgendermaßen aus:

```

get B() {
    return {x:this.A.x + this.u*(- this.ephi.y), y:this.A.y + this.u*this.ephi.x};
}, // => {x:<number>, y:<number>}

```

Die Komponenten x/y werden getrennt verarbeitet und der Orthogonaloperator muss händisch angewandt werden. Mit `v2` hingegen ist es möglich, einfach die benötigten Methoden aufzurufen und die Objekte zu übergeben:

```

get B() {
    return (v2.isum(v2.iscl(v2.tilde(this.e_phi),this.u), this.A));
} // => {x:<number>, y:<number>}

```

2.2 App-Skript

Auf Grundlage dieser Bibliotheken sollen also nun ebene Mechanismen auf ein Canvas Element gerendert werden. Dazu bedarf es eines weiteren Skriptes, das nun selbst erstellt werden muss. In diesem befindet sich all das, was die eigentliche Programmierarbeit der App ausmacht, etwa Funktionen zum Aufbau der Befehlskette für den jeweiligen Mechanismus aufbauen oder zur Berechnung der notwendigen Koordinaten. Da sich die Kinematik viergliedriger Mechanismen anhand der fünf Grundfälle der ebenen Vektorgleichung [5] allgemein bestimmen lässt, wird dadurch ebenso die interaktive Animation vereinfacht.

Dies soll anhand einer Kurbelschwinge mit bekannten Gliedlängen a , b , c , d gezeigt werden.

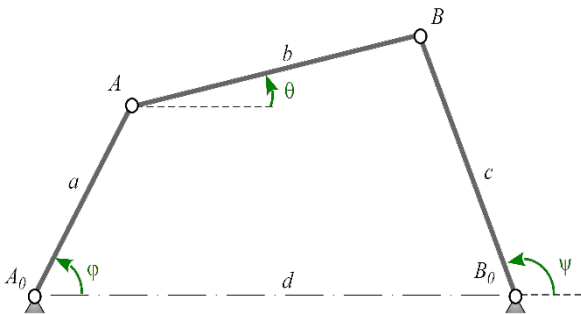


Bild 4 Kurbelschwinge

Aus der Schleifengleichung

$$a \cdot \mathbf{e}_\varphi + b \cdot \mathbf{e}_\theta - c \cdot \mathbf{e}_\psi - d \cdot \mathbf{e}_x = \mathbf{0} \quad (2)$$

lässt sich Grundfall IV identifizieren

$$b \cdot \mathbf{e}_\theta - c \cdot \mathbf{e}_\psi = \mathbf{g} \quad \text{mit} \quad \mathbf{g} = d \cdot \mathbf{e}_x - a \cdot \mathbf{e}_\varphi \quad (3)$$

Daraus ergeben sich die Winkel

$$\theta = \text{atan2} \left[\frac{1}{b} (\lambda \cdot g_y + \mu \cdot g_x), \frac{1}{b} (\lambda \cdot g_x - \mu \cdot g_y) \right] \quad (4)$$

und

$$\psi = \text{atan2} \left[\frac{1}{c} (b \cdot e_{\theta y} - g_y), \frac{1}{c} (b \cdot e_{\theta x} - g_x) \right] \quad (5)$$

Damit ist die Kinematik nun vollständig bestimmt und kann in JavaScript umgesetzt werden. Zu diesem Zweck wird im App-Skript ein Objekt als globaler Namensraum deklariert, welches alle zum Mechanismus gehörigen Parameter kapselt.

```
var mec = {
  phi:60*pi/180, a:45, b:120, c:130, d:200,

  // ... Kinematik, etc.
  get ephi() { return v2(Math.cos(this.phi), Math.sin(this.phi)); },
  get g() { return v2.dif(this.B0, v2.scl(this.ephil, this.a)); },
  // ...
  get psi() { return Math.atan2((1/this.c)*(this.b*this.etheta.y - this.g.y),
                                (1/this.c)*(this.b*this.etheta.x - this.g.x)) },
  // ...
  A0: v2(0,0),
  get B0() { return v2(this.d, 0) },
  get A() { return v2.isum(v2.scl(this.ephil, this.a),this.A0); },
  get B() { return v2.isum(v2.scl(this.epsil, this.c),this.B0); }
};
```

Zur Bestimmung der aktuellen Gliedlagen wird nun unter Verwendung der mechanismenspezifischen Eigenschaften ein *g2*-Objekt (*g*) mit den entsprechenden Grafikbefehlen befüllt.

```
function position() {
  g.del().style({foc:"white"})

  // ...

  g.bar2(mec.A0, mec.A) // Glied a
  .bar2(mec.A, mec.B) // Glied b
  .bar2(mec.B0, mec.B) // Glied c
  .use("nod", mec.A) // Gelenk A
  .use("nod", mec.B) // Gelenk B
  .use("nodfix", mec.B0) // Festlager B0 falls d variabel sein soll
}
```

Das Objekt *g* stammt aus den globalen Variablen. Zudem ist dort noch ein weiteres *g2*-Objekt (*world*) zu finden, welches alle Grafikbefehle enthält, deren Koordinaten oder Eigenschaften sich während der Animation nicht ändern, also zum Beispiel das Festlager A0 oder der Hintergrund. Wird nun die Funktion *position()* aufgerufen, fragen die *g2*-Methoden die Getter-Eigenschaften des Mechanismus-Objektes *mec* ab, die dadurch für den aktuellen Wert von φ evaluiert werden. Dieser Aufruf wird nicht von Hand vorgenommen, sondern von einer weiteren Funktion.

```
function render() {
  if (dirty) {
    position();
    world.exe(ctx);
    dirty = false;
  }
  requestAnimationFrame(render);
}
```

Zunächst wird, unter der Voraussetzung die Variable `dirty`¹ hat den Wert `true`, die Funktion `position()` aufgerufen. Anschließend wird das statische Grafikobjekt `world`, in dem der Mechanismus via `.use()` eingebunden wurde, an den Renderkontext übergeben. Danach wird `dirty` auf `false` gesetzt und die Renderfunktion als Callback an die Animationsmethode `requestAnimationFrame()` übergeben. Hierbei handelt es sich nicht um eine Endrekursion da die Funktionsinstanz beendet wird, der Callback jedoch zum nächstmöglichen Zeitpunkt (dieser ist abhängig von der Bildwiederholfrequenz) die Funktion erneut aufruft sodass immer nur eine Instanz gleichzeitig von ihr existiert. Wird `render()` nun einmalig beim Initialisieren aufgerufen, läuft die Animation selbstständig weiter und wartet auf Interaktion vom Benutzer.

3 Beispiellapplikationen

3.1 Wendepolermittlung nach Bobillier

In dieser Applikation wird das wohlbekannte konstruktive Verfahren zur Ermittlung des Wendepols nach Étienne Bobillier vorgestellt. Unter der Voraussetzung, dass die relative Lage zweier Punkte eines in der Ebene bewegten Körpers mit den zugehörigen Krümmungsmittelpunkten bekannt sei, führt das Verfahren in sechs Schritten zur Lage des Wendepols **W**. Diese Schritte lassen sich mittels einfacher Vektorrechnung leicht in Formeln ausdrücken und anschließend in JavaScript umsetzen. Unterteilt man nun die `g2`-Befehlskette durch Bedingungen so, dass nur Befehle für Konstruktionslinien bis zu dem aktuell ausgewählten Schritt hinzugefügt werden, erhält man eine didaktisch wertvolle interaktiv-visuelle Schritt für Schritt Anleitung die zudem für alle Stellungen eines parametrisierten Körpers bzw. ebenen Mechanismus, in denen das Verfahren funktioniert, gültig ist.

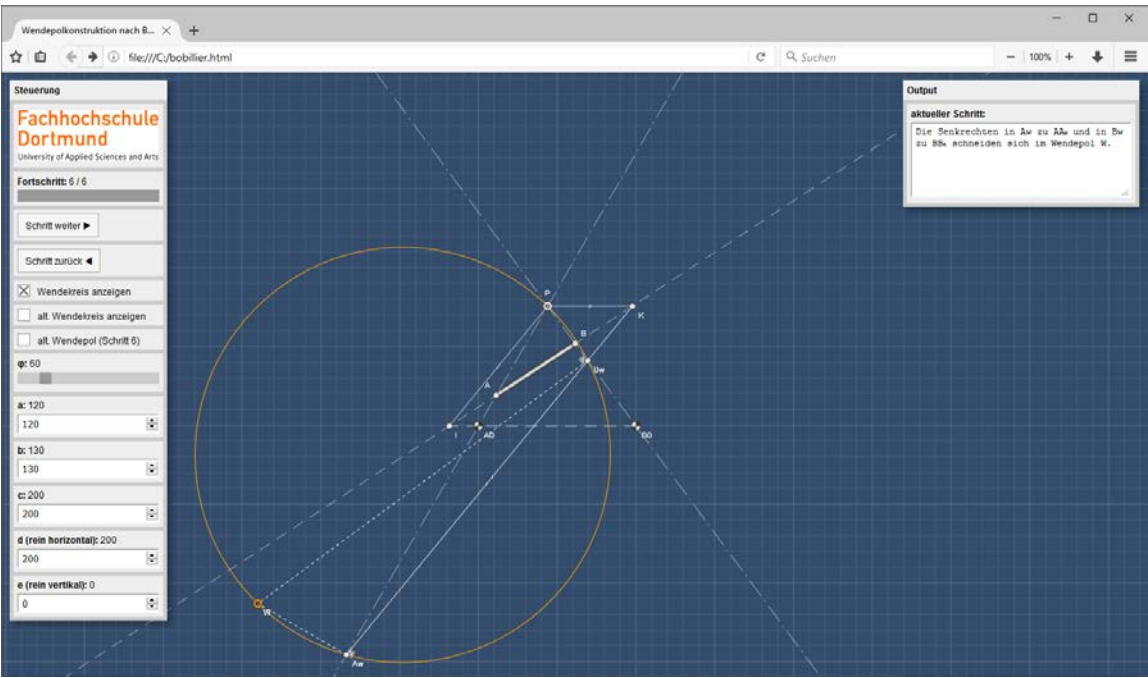


Bild 5 Webapplikation – Wendepolermittlung nach Bobillier

3.2 Ersatzgelenkvierecke nach Roberts

Nach dem Satz von Roberts/Tschebyschow lassen sich zur Erzeugung der Koppelkurve eines Viergelenkgetriebes zwei weitere Gelenkvierecke finden, die dieselbe Koppelkurve erzeugen. Auch hier gibt es ein grafisches Konstruktionsverfahren, bei dem die Unterstützung durch eine App bei der Vermittlung dieses Verfahrens an Studierende und Interessierte ungemein nützlich ist. Der Unterschied zur Bobillier-App besteht hier darin, dass zwei Canvas Elemente verwendet werden, eines für die drei Koppelgetriebe die interaktiv animiert sind und eines auf dem Schritt für Schritt der Aufbau des Hilfsdreiecks zur Ermittlung der unbekannten Gliedlängen nachvollzogen werden kann.

Die Gliedlängen der gerenderten Mechanismen werden in der App allerdings nicht aus dem Hilfsdreieck entnommen, da sich für die Gelenkpunkte Formeln [6] aus der Geometrie des Koppeldreiecks herleiten lassen.

¹ diese Variable wird nur auf `false` gesetzt, wenn etwas am Mechanismus geändert wird, z.B. eine Gliedlänge oder der Kurbelwinkel

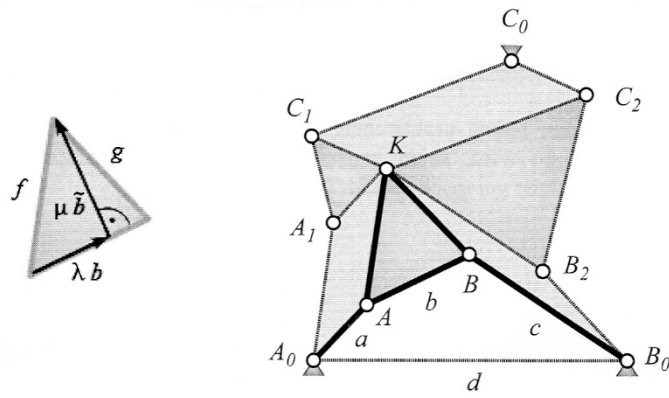


Bild 6 Satz von Roberts – Koppeldreieck und Ersatzviereck [6]

$$\lambda = \frac{\mathbf{r}_{AK} \mathbf{r}_{AB}}{r_{AB}^2}, \quad \mu = \frac{\mathbf{r}_{AK} \tilde{\mathbf{r}}_{AB}}{r_{AB}^2} \quad (6)$$

$$\mathbf{r}_{A_0 A_1} = \mathbf{r}_{AK}, \quad \mathbf{r}_{B_0 B_2} = \mathbf{r}_{BK}, \quad \mathbf{r}_{B_0 B_2} = \mathbf{r}_{BK} \quad (7)$$

$$\mathbf{r}_{A_1 C_1} = \lambda \mathbf{r}_{A_0 A} + \mu \tilde{\mathbf{r}}_{A_0 A} \quad (8)$$

$$\mathbf{r}_{B_2 C_2} = (\lambda - 1) \mathbf{r}_{B_0 B} + \mu \tilde{\mathbf{r}}_{B B_0} \quad (9)$$

$$\mathbf{r}_{A_0 C_0} = \lambda \mathbf{r}_{A_0 B_0} + \mu \tilde{\mathbf{r}}_{A_0 B_0} \quad (10)$$

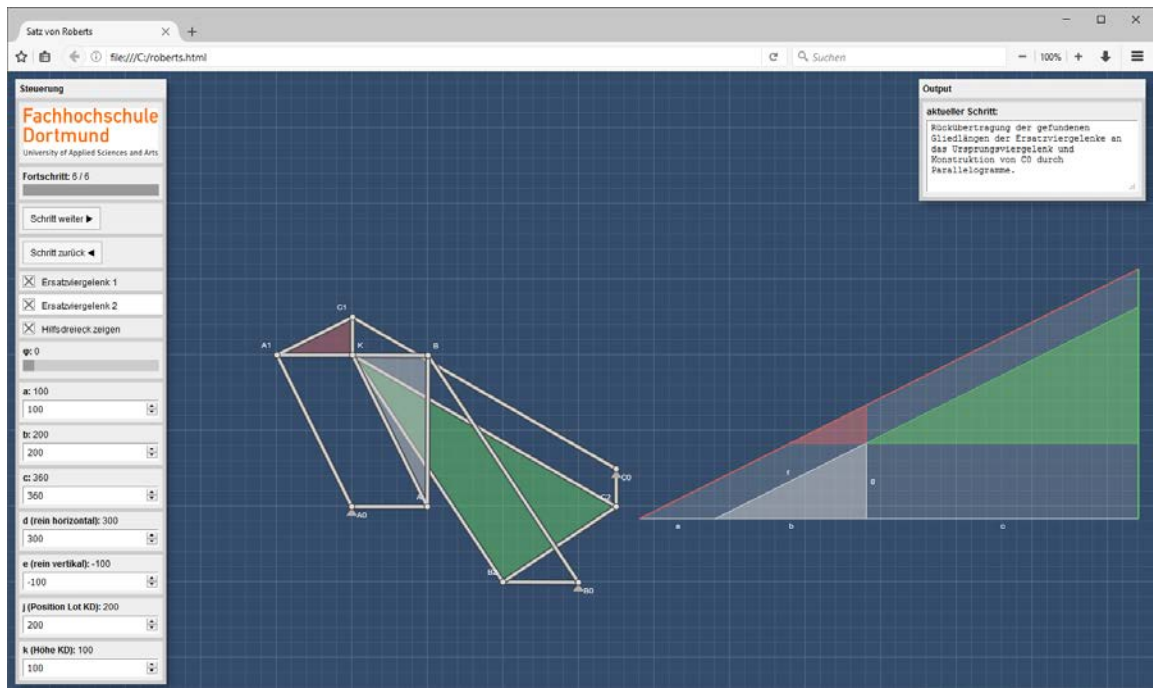


Bild 7 Webapplikation – Ersatzgelenkvierecke nach Roberts

3.3 3 Drehwinkel-Drehwinkel -Zuordnung nach Volmer

Bei der 3 Drehwinkel-Drehwinkel-Zuordnung nach Johannes Volmer handelt es sich um ein grafisches Verfahren zur Lagesynthese von Viergelenken. Vorgegeben werden neben der Ausgangsstellung der Kurbel φ_1 , ihrer Länge und dem Gestellabstand, vier Winkelmaße, φ_{12} , φ_{13} , ψ_{12} , ψ_{13} , die sich auf die Ausgangslage mit dem Index 1 beziehen und einander zugeordnet werden sollen.

Diese Vorgaben können in der Applikation frei gewählt bzw. verändert werden, bevor, währenddessen und nachdem das Verfahren schrittweise betrachtet wird. Auch hier erfolgt zusätzlich zur Ausgabe der gefundenen Gliedlängen die grafisch-interaktive Darstellung des gefundenen Mechanismus.

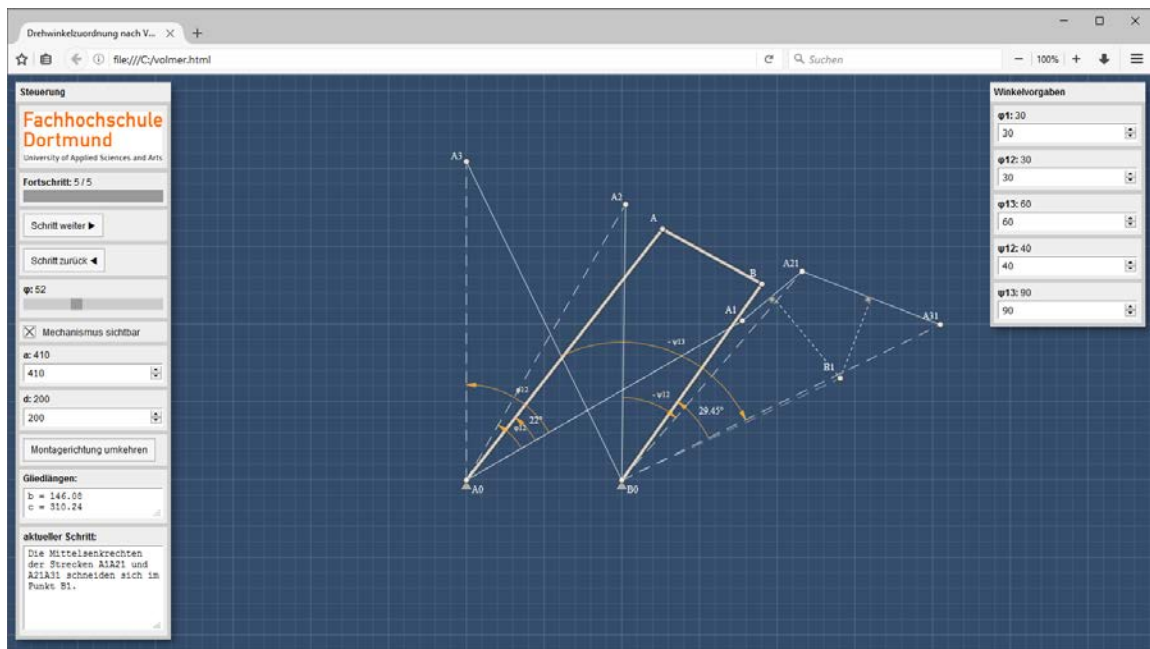


Bild 8 Webapplikation – 3 Drehwinkel-Drehwinkel-Zuordnung nach Volmer

3.4 Dreiwinkelzuordnung – Freudenstein

Die hier gezeigten Applikationen eignen sich natürlich nicht nur für grafische Verfahren, sondern auch für solche bei denen ausschließlich numerische Methoden zum Einsatz kommen. Als Beispiel kann dazu die auf der Freudenstein Gleichung basierende Dreiwinkelzuordnung angebracht werden.

Es seien drei Kurbelwinkel φ_i mit ihnen zugeordneten Schwingwinkeln ψ_i sowie der Gestellabstand d vorgegeben. Ersetzt man dann in der Freudenstein Gleichung die unbekannten Gliedlängen durch Koeffizienten führt dies auf folgende Form:

$$K_1 \cos \psi_i - K_2 \cos \varphi_i + K_3 = \cos(\psi_i - \varphi_i) \quad \text{mit} \quad K_1 = \frac{d}{a}, \quad K_2 = \frac{d}{c}, \quad K_3 = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2ac} \quad (11)$$

Daraus lässt sich ein Gleichungssystem mit drei Gleichungen erstellen dessen Lösung auf diese etwas unhandlichen Ausdrücke führt:

$$K_1 = -\frac{\cos(\varphi_1 - \psi_1) \cdot \cos \varphi_2 - \cos(\varphi_1 - \psi_1) \cdot \cos \varphi_3 - \cos(\varphi_2 - \psi_2) \cdot \cos \varphi_1 + \cos(\varphi_2 - \psi_2) \cdot \cos \varphi_3 + \cos(\varphi_3 - \psi_3) \cdot \cos \varphi_1 - \cos(\varphi_3 - \psi_3) \cdot \cos \varphi_2}{\cos \varphi_1 \cdot \cos \psi_2 - \cos \varphi_2 \cdot \cos \psi_1 - \cos \varphi_1 \cdot \cos \psi_3 + \cos \varphi_3 \cdot \cos \psi_1 + \cos \varphi_2 \cdot \cos \psi_3 - \cos \varphi_3 \cdot \cos \psi_2} \quad (12)$$

$$K_2 = -\frac{\cos(\varphi_1 - \psi_1) \cdot \cos \psi_2 - \cos(\varphi_1 - \psi_1) \cdot \cos \psi_3 - \cos(\varphi_2 - \psi_2) \cdot \cos \psi_1 + \cos(\varphi_2 - \psi_2) \cdot \cos \psi_3 + \cos(\varphi_3 - \psi_3) \cdot \cos \psi_1 - \cos(\varphi_3 - \psi_3) \cdot \cos \psi_2}{\cos \varphi_1 \cdot \cos \psi_2 - \cos \varphi_2 \cdot \cos \psi_1 - \cos \varphi_1 \cdot \cos \psi_3 + \cos \varphi_3 \cdot \cos \psi_1 + \cos \varphi_2 \cdot \cos \psi_3 - \cos \varphi_3 \cdot \cos \psi_2} \quad (13)$$

$$K_3 = \cos(\psi_1 - \varphi_1) - K_1 \cos \psi_1 + K_2 \cos \varphi_1 \quad (14)$$

Nach der Evaluation dieser Koeffizienten im App-Skript erhält man aus Gleichung (11) die unbekannten Gliedlängen a , b und c .

Häufig werden die Winkel unter Beachtung der Tschebyschow-Intervalle vorgegeben. Andernfalls ist das Verfahren jedoch mit Vorsicht zu genießen da in den Freudensteinkoeffizienten je nach vorgegebenen Parametern Singularitäten auftreten können.

Des Weiteren werden keine Montageparameter beachtet, sodass die berechneten Gliedlängen unter Umständen negativ ausfallen. Die zu den vorgegebenen Winkeln gehörigen Stellungen sind dann zu erreichen, indem das Kurbel- und Schwingglied über ihre Gestellpunkte hinaus verlängert werden.

Zudem gibt es Lösungen, bei denen die vorgegebenen Stellungen nicht ohne Demontage und erneute Montage des synthetisierten Mechanismus erreicht werden können.

All diese Fälle lassen sich mittels Webanwendungen der hier vorgestellten Art eingehend veranschaulichen.

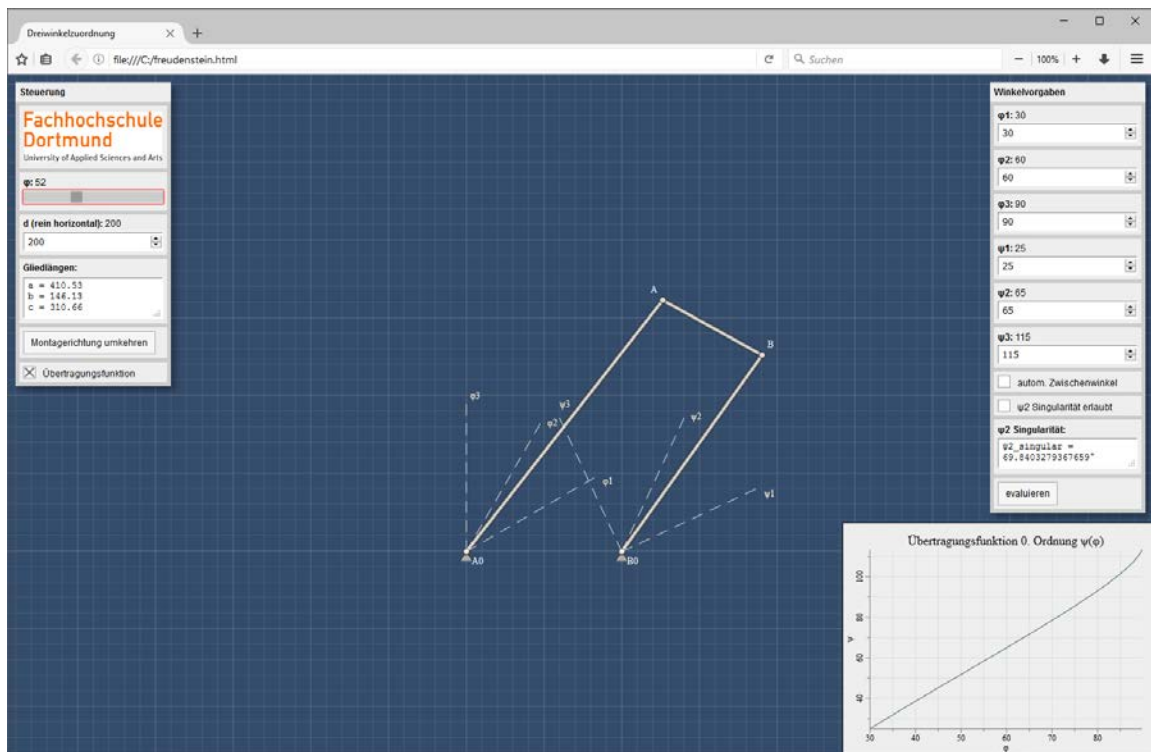


Bild 9 Webapplikation – Dreiwinkelzuordnung Freudenstein

4 Zusammenfassung

Es war zu zeigen, dass es im Open Source Umfeld leicht möglich ist einfache, ansprechende und performante Applikationen zu erstellen und in beliebige Webumgebungen einzubetten.

Als Ausblick ist die Umsetzung solcher Apps als Webservices denkbar. Dort können über die URL Querystrings, die Mechanismenparameter enthalten, übergeben werden. Der Webservice stellt dann automatisch den angefragten Mechanismus dar. Auf Basis dieser einfachen Werkzeuge ist es durchaus vorstellbar in Zukunft eine freie Online-Bibliothek von interaktiven Apps zu erstellen, die die Systematik ebener Mechanismen vollständig abdeckt. Zudem enthalten künftige W3C-Standards bereits Formate zur Nutzung von Custom Elements, in denen Applikationen vollständig gekapselt werden können.

5 Literatur

- [1] Peters, K.: *QuickSettings*, (2015), GitHub repository, <https://github.com/bit101/quicksettings>
- [2] Gössner, S.: *g2*, (2015), GitHub repository, <https://github.com/goessner/g2>
- [3] Gössner, S.: *g2-mec*, (2015), GitHub repository, <https://github.com/goessner/g2-mec>
- [4] Gössner, S.: *v2*, (2015), GitHub repository, <https://github.com/goessner/v2>
- [5] Gössner, S.: *Mechanismenanalyse im Vektorraum R^2* . In: IFToMM D-A-CH Konferenz 2016. 25./26. Februar 2016 Innsbruck.
- [6] Gössner, S.: *Mechanismentechnik – Vektorielle Analyse ebener Mechanismen*. Berlin: Logos Verlag, 2016. ISBN 978-3-8325-4362-4
- [7] Autorenkollektiv (Hrsg. Volmer, J.): *Getriebetechnik – Koppelgetriebe*. Berlin: VEB Verlag Technik, 1979.
- [8] Kerle, H.; Corves, B.; Hüsing, M.: *Getriebetechnik – Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015, 5. Auflage. ISBN 978-3-658-10057-5
- [9] Hagedorn, L.; Thonfeld, W.; Rankers, A.: *Konstruktive Getriebelehre*. Heidelberg: Springer, 2009, 6. Auflage. ISBN 978-3-642-01614-1