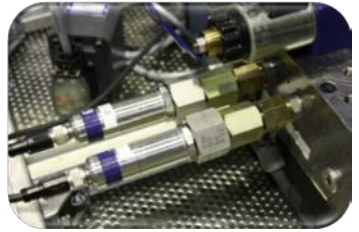


Mechatronik 2015

tu -Dortmund, 12.-13. März

VDI VDE



www.vdi-mechatroniktagung.de

Tagungsband

Mechatronik 2015

Dortmund, 12.-13. März

VDI VDE

tu technische universität dortmund

TECHNISCHE UNIVERSITÄT DRESDEN

RWTH AACHEN UNIVERSITY

Fachtagung

Mechatronik 2015

Dortmund (12.03.-13.03.2015)

Herausgeber: T. Bertram, B. Corves, K. Janschek



www.VDI-Mechatroniktagung.de

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig. Der Tagungsband, der die Vorträge der Fachtagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönliche Erkenntnisse beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISBN-978-3-00-048814-6

Fachtagung Mechatronik 2015

Tagungsleitung

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Torsten Bertram, *Technische Universität Dortmund*

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Burkhard Corves, *RWTH Aachen*

Univ.-Prof. Dr. techn. Klaus Janschek, *Technische Universität Dresden*

Programmausschuss

- Dr. Johann Bals, *DLR e.V. Weßling*
- Prof. Dr.-Ing. M. Beitelschmidt, *Technische Universität Dresden*
- Prof. Dr.-Ing. Thorsten Brandt, *Hochschule Rhein Waal*
- PD Dr.-Ing. Annerose Braune, *Technische Universität Dresden*
- Dr.-Ing. Hans Theo Dorißen, *Hella KG aA Hueck & Co. Lippstadt*
- Prof. Dr.-Ing. Iris Gräßler, *HNI Universität Paderborn*
- Prof. Dr.-Ing. Hermann Henrichfreise, *Fachhochschule Köln*
- Dipl.-Ing. Gerald Hilpert, *VDI Düsseldorf*
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Rolf Isermann, *Technische Universität Darmstadt*
- Prof. Dr.-Ing. Andreas Jahr, *FH Düsseldorf*
- Univ.-Prof. Dr. techn. Andreas Kugi, *Technische Universität Wien*
- Prof. Dr.-Ing. Jürgen Maas, *Hochschule Ostwestfalen-Lippe*
- Dr.-Ing. Jörn Malzahn, *Istituto Italiano di Tecnologia, Genova*
- Dr.-Ing. Wirt. Ing. Stefan Möhringer, *Simon Möhringer GmbH Wiesentheid*
- apl.-Prof. Dr.-Ing. Rainer Müller, *ZeMA gGmbH Saarbrücken*
- Dr.-Ing. Rüdiger Neumann, *Festo AG & Co. Esslingen*
- Dr. rer. nat. Günter Reusing, *Bosch Rexroth AG Schweinfurt*
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht, *Technische Universität Darmstadt*
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm, *Universität Duisburg-Essen*
- Dr.-Ing. Jürgen Schuller, *AUDI AG Ingolstadt*
- Prof. Dr.-Ing. habil. Stefan Seelecke, *Universität des Saarlandes*
- Dr.-Ing. Sven Soetebier, *ABB AG Ladenburg*
- Prof. Dr.-Ing. Gernot Spiegelberg, *Siemens AG München*
- Dr.-Ing. Gregor Stengel, *ABB Forschungszentrum, Ladenburg*
- Jun.-Prof. Dr.-Ing. Tom Ströhla, *Technische Universität Ilmenau*
- Dr.rer. nat. Thomas Tentrup, *DÜRR Assembly Products GmbH Püttlingen*
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ansgar Trächtler, *Universität Paderborn*
- Dr. Andreas Uhlig, *ITI GmbH Dresden*
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek, *Leibniz Universität Hannover*

Mechatronik auf dem Weg zum „Best Ager“

Der Begriff Mechatronik wurde 1969 von dem japanischen Unternehmen Yaskawa Electric Corporation, einem der weltweit größten Hersteller von Industrierobotern, geprägt.

Schnell haben die Ingenieure die mit der Mechatronik verbundene Denk- und Handlungsweise bei der Entwicklung und Produktion von technischen Systemen mit den bewährten Entwicklungsmethoden, Made in Germany, assimiliert und entsprechend einer modellbasierten Vorgehensweise weiterentwickelt.

Die Mechatronik als interdisziplinäre Fachwissenschaft hat seit den Anfängen nicht an Aktualität verloren und findet ihre Bestätigung auch durch die vielfältigen Diskussionen über das „Internet der Dinge, Daten und Dienste“ in Ergänzung technischer (physikalischer) Systeme. Die Erweiterung der mechatronischen Systeme um die Nutzung der Cloud-basierten Dienste und Daten geht abermals einher mit einer zunehmenden Komplexität und Heterogenität durch die funktionale und räumliche Integration vernetzter Systeme. Auch hierin liegen die weiteren Anforderungen an die Mechatronik als Integrationswissenschaft für eine ganzheitliche und fachdisziplinübergreifende Betrachtung technischer Lösungen und Produkte.

Der Grundstein für den stabilen Weg zum „Best Ager“ wurde mit der 1. VDI/VDE Mechatronik-Tagung 1989 in Bad Homburg gelegt. Damals wurde zu den Oberthemen „Entwurf mechatronischer Systeme“, „Schnelle Stellantriebe und Sensoren“ und „Software und Hardware für Echtzeitanwendungen“ ausgiebig berichtet und diskutiert. Diese Themen haben die Mechatronik auf dem Weg über Moers, Wiesloch, Frankenthal, Fulda, Dresden und Aachen nach Dortmund begleitet und es sind weitere Fragestellungen sowie Lösungen entstanden und hinzugekommen.

1. VDI/VDE Mechatronik **1989 Bad Homburg**
2. VDI/VDE Mechatronik **1997 Moers**
3. VDI/VDE Mechatronik **2000 Wiesloch**
4. VDI/VDE Mechatronik **2001 Frankenthal**
5. VDI/VDE Mechatronik **2003 Fulda**
6. VDI/VDE Mechatronik **2005 Wiesloch**
7. VDI/VDE Mechatronik **2007 Wiesloch**
8. VDI/VDE Mechatronik **2009 Wiesloch**
9. VDI/VDE Mechatronik **2011 Dresden**
10. VDI/VDE Mechatronik **2013 Aachen**
11. VDI/VDE Mechatronik **2015 Dortmund**

Die VDI/VDE Mechatronik-Tagung 2015 in Dortmund ist in der bewährten Tradition der deutschsprachigen Mechatronik-Fachgemeinde eine willkommene, erkenntnisbringende und klärende Austauschplattform zwischen Forschung und Industrie – Academia trifft Industrie.

Die Tagung in Dortmund ist nun die dritte Veranstaltung ihrer Art mit dem in 2011 neu definierten Format. Die Tagungsleitung, Organisation und Durchführung liegen in der akademischen Welt mit einer guten, breiten fachlichen Verankerung in der VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik (VDI/VDE-GMA) und der VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (VDI-GPP).

Das Tagungsprogramm ist einerseits durch wissenschaftlich anspruchsvolle Beiträge zu Methoden sowie Werkzeugen und andererseits durch gute anwendungsorientierte Beiträge, die konkrete Lösungen aufzeigen, charakterisiert. Die vorgestellten Arbeiten kommen zu ausgewogenen Teilen aus Industrie und Wissenschaft und zeigen Ergebnisse der Robotik, dem Energiemanagement, zu unkonventionellen Aktoren, der Regelung mechatronischer Systeme, der verteilten Systeme, zu Industrie 4.0, zu Entwicklungsprozessen, zu Entwicklungsmethoden und zu Hardware-in-the-Loop Tests. Damit bestätigt sich die Parallelität in einzelnen Themen zur 1. VDI/VDE Mechatronik-Tagung und unterstreicht deren Aktualität. Gleichzeitig symbolisieren die Arbeiten die ständige Erweiterung des Begriffs Mechatronik.

Die Veranstalter, Klaus Janschek (TU Dresden), Burkhard Corves (RWTH Aachen) und Torsten Bertram (TU Dortmund), der 11. VDI/ VDE Mechatronik-Tagung 2015 sowie die weiteren zahlreichen Helfer der drei Forschungsgruppen hoffen und tragen dazu bei, dass sich auch diesmal alle Ihre Erwartungen erfüllen werden, Sie neue Kontakte knüpfen sowie alte Kontakte festigen, und wir wünschen allen Gästen an der Technischen Universität Dortmund interessante und bereichernde Tage.

Im Namen der Veranstalter das Dortmunder Team
Gabriele Rebbe, Jürgen Limhoff, Rainer Müller-Burtscheid
Christian Wissing, Christoph Rösmann, Jörn Malzahn, Torsten Bertram

Dortmund im März 2015

Tagungsbeiträge

Sitzung A1 – Robotik 1

**Entwicklung eines Werkzeuges zur anwendungsfallorientierten Auswahl
servicerobotischer Systeme** 1

Maike Klöckner, Kirsten Weisner, Bernd Kuhlenkötter, Jochen Deuse und Jürgen Roßmann

Roboterbasiertes Strahlspannen zur Schneidkantenpräparation 7

Michael Rieger, Robert Aßmuth, Dirk Biermann und Bernd Kuhlenkötter

Sitzung A1 – Anwendungen

Mechatrisches Antriebssystem eines zukunftssträchtigen Flugzeugs 13

Chris May, Robert Schwartz, Tobias Martini und Matthias Nienhaus

Modellbildung und iterativ lernende Regelung eines Herzunterstützungssystems 19

Marian Walter, Daniel Rüschen, Frederik Prochazka, David Löschcke,
Sebastian Schwandtner und Steffen Leonhardt

Sitzung A1 – Regelung

**Modellgestützte flachheitsbasierte Folgeregelung von quasistatischen
Mikroscannern** 25

Richard Schroedter, Matthias Roth, Thilo Sandner und Klaus Janschek

**Entwicklung eines Regelungskonzeptes für einen Knick-Arm-Roboter für das
automatisierte Laden** 31

Christian Wissing, Jan Braun, Christoph Rösmann und Torsten Bertram

**Kombinierte Pfad- und Impedanzregelung für ein Portalsystem mit
experimenteller Validierung** 37

Stefan Flixeder, Tobias Glück, Martin Böck, Rüdiger Neumann und Andreas Kugi

Sitzung B1 - Energiemanagement

**Analytische Unsicherheitsanalyse von der Schätzung der verbleibenden
Entladezeit elektrischer Energiespeichersysteme** 43

Javier Antonio Oliva Alonso und Torsten Bertram

Skalierbarer Demonstrator für Mobile Schwungradenergiespeichersysteme 49

Gabriel Ertz, Malte Krack, Jens Twiefel, Marc Secanell und Pierre Mertiny

Sitzung B1 – Unkonventionelle Aktoren

**Formgedächtnislegierungen in Applikationen der Greif- und
Handhabungstechnologie** 55

Paul Motzki, Benedikt Holz, Filomena Simone und Stefan Seelecke

**Temperaturmessverfahren für piezoelektrische Aktoren in mechatronischen
self sensing Systemen** 61

Emanuele Grasso, Daniel Merl und Matthias Nienhaus

Sitzung B1 – Unkonventionelle Aktoren II

Dielektrische Elastomer-Aktuatoren für industrielle Anwendungen 67

Metin Giousouf, Tobias Pointner, Gregor Stengel, Sebastian Breisch, Aaron Price,
Joachim Wagner, Torsten Feller, Hartmut Krüger, Michael Wegener, Martin Blümke,
Jürgen Maas, Thorben Hoffstadt und Dominik Tepel

**Entwicklung einer durch dielektrische elektroaktive Polymeraktoren (DEAP)
angetriebenen Hochgeschwindigkeitsmikropositionierbühne.** 73

Steffen Hau, Micah Hodgins, Gianluca Rizzello, Alexander York und Stefan Seelecke

| | |
|--|------------|
| Kupplungssysteme auf Basis magnetorheologischer Flüssigkeiten für Anwendungen in hybriden Antriebssträngen | 79 |
| Vadim Erbis, Christian Hegger und Jürgen Maas | |
| <u>Sitzung A2 – Rekonfigurierbare Systeme</u> | |
| Eine modellbasierte Steuerungsarchitektur ermöglicht die schnelle Rekonfiguration von Montagevorrichtungen und Assistenz bei der Mensch-Roboter-Kollaboration | 85 |
| Rainer Müller, Matthias Vette, Ortwin Mailahn, Andreas Ginschel und Jan Ball | |
| Dynamische Rekonfiguration eines seilbasierten Manipulators zur Verbesserung der mechanischen Steifigkeit | 91 |
| Christopher Reichert, Paul Glogowski und Tobias Bruckmann | |
| Online-Rekonfiguration hybrider Regelkreise in Abhängigkeit variierender Produkteigenschaften | 97 |
| Fabian Bertelsmeier, Tobias Engelmeier und Ansgar Trächtler | |
| <u>Sitzung A2 – Robotik II</u> | |
| Robotergestützte künstlerische Steinbearbeitung | 103 |
| Gregor Steinhagen, Jan Brüninghaus und Bernd Kuhlenkötter | |
| Arbeitsassistenz für die Zusammenarbeit von Mensch und Roboter | 109 |
| Carsten Thomas, Lukas Stankiewicz, Bernd Kuhlenkötter und Jochen Deuse | |
| Exoskelett für die Kraftaufwandsminderung und Bewegungsrestriktion bei manuellen Tätigkeiten | 113 |
| Nils Heinrich Connemann, Jens Kotlarski und Tobias Ortmaier | |
| <u>Sitzung A2 – Hardware-in-the-Loop Test</u> | |
| Entwicklung eines Hardware-in-the-Loop-Teststands für E-Bikes | 119 |
| Jens Winkler, Michael Titze, Dirk Nissing und Thorsten Brandt | |
| Konzeption eines modularen Funktionsprüfstandes für den Produktionsmix von LKWs bis zu vier Achsen mit der Methode der Objektorientierten Analyse | 125 |
| Sebastian Schmitz, Thomas Tentrup, Bernd Pasker, Sacha Arend und Kurt Ismail | |
| Car-in-the-Loop Gesamtfahrzeugprüfstand | 131 |
| Rafael Fietzek und Stephan Rinderknecht | |
| <u>Sitzung B2 – Entwicklungsprozesse</u> | |
| Iteratives Vorgehen in räumlich getrennten mechatronischen Entwicklungsteams – Das Wechselspiel von Synthese und testbasierter Analyse | 137 |
| Sven Matthiesen, Sebastian Schmidt, Julian Ludwig und Soeren Hohmann | |
| Systematische Wahl der Modellierungstiefe im Entwurfsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel eines Geldautomaten | 143 |
| Matthias Lochbichler, Christopher Lankeit, Ansgar Trächtler, Martin Landwehr und Ludger Hoischen | |
| Modellbasierte Entwicklung mit Rexroth-Steuergeräten unter Nutzung von offenen Standards | 149 |
| Nils Menager, Lars Mikelsons und Niklas Worschech | |
| <u>Sitzung B2 – Methoden</u> | |
| Einfluss von Elastizitäten in Fahrwerken auf die Fahrdynamik | 155 |
| Frédéric Kracht, Dieter Schramm und Michael Unterreiner | |
| Schätzung der Kräfte an Reifen und Fahrwerk bei der Landung von Verkehrsflugzeugen | 161 |

| | |
|---|------------|
| Sabine Hodde, Stefan Hengstmann, Thomas Schubert und Hermann Henrichfreise Umsetzungsorientierte Synthese mechatronischer Referenzmodelle Iris Gräßler | 167 |
|---|------------|

Sitzung B2 – Industrie 4.0

| | |
|--|------------|
| Mechatronische Module als Befähiger für einen durchgängigen Informationsfluss bei der Planung und dem Betrieb von Cyber-Physischen Montagesystemen Rainer Müller, Matthias Vette, Leenhard Hörauf und Christoph Speicher | 173 |
| Bereitstellung und Nutzung technischer Dokumentation in der smarten Fabrik André Barthelmey, Denis Störkle, Bernd Kuhlenkötter und Jochen Deuse | 179 |
| Identifikation von Potentialen zur Integration von Lösungen im Kontext der Selbstoptimierung für technische Systeme des Maschinen- und Anlagenbaus Peter Iwanek, Roman Dumitrescu, Jürgen Gausemeier | 185 |

Postervorträge

| | |
|---|------------|
| Aktive Verformung und Montage von flexiblen Bauteilen mit einem Mehrarm-Robotersystem Sebastian Alff, Tim Detert, Phillip Ingenlath, Mathias Huesing und Burkhard Corves | 191 |
| Optimierungsbasiertes Autonomes Fahren: Hindernisvermeidung und Initiallösungsdefinition Stephan Schmidt, Reza Dariani und Roland Kasper | 197 |
| Regelungstechnische Modellierung eines hydraulischen Wegeventils Artemi Makarow, Jan Braun, Christoph Krimpmann, Torsten Bertram, Georg Schoppel und Ingo Glowatzky | 203 |
| Modellgestützte Entwicklung von Reglersystemen für Drehfeldmaschinen Ralf Linnertz , Christoph Weber | 209 |
| Flachheitsbasierte Vorsteuerung eines elastisch-gekoppelten elektrischen Antriebssystems unter Verwendung von Trapezprofilen Daniel Beckmann, Moritz Schappler, Matthias Dagen und Tobias Ortmaier | 219 |
| Probabilistische Berechnung von Zeitreserven Andreas von Eichhorn, Peter Zahn und Dieter Schramm | 225 |
| Planung der Inbetriebnahme mechatronischer Prototypen auf Basis einer disziplinübergreifenden Systemmodellierung Alexander Weisske, Peter Iwanek, Anja Czaja, Sarah Flottmeier, Ansgar Trächtler und Roman Dumitrescu | 231 |
| Virtuelle Inbetriebnahme mechatronischer Systeme unter Einbeziehung realer Industriesteuerungen von Bosch Rexroth Andreas Hofmann, Stephan Schweig und Lars Mikelsons | 239 |
| Modellbasierte Mehrzieloptimierung zur Integration von Hausgeräten in SmartGrids Jan Michael, Michael Hillebrand, Roman Dumitrescu, Christian Henke und Ansgar Trächtler | 245 |
| Systematische Vernetzung von Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung Olga Wiederkehr, Roman Dumitrescu und Jürgen Gausemeier | 251 |
| In-Prozess-Erfassung und Auswertung prozessdefinierender Kennwerte beim robotergestützten Polieren von Designoberflächen Maria Plyusnina, Carsten Krewet, Michael Rieger, Jobst Bickendorf, Bernd Kuhlenkötter | 257 |
| Entwicklung eines MPC-Regelungssystems zur Qualitätssicherung von | 263 |

Laserschweißprozessen

Ralf-Kilian Zäh, Frank Leinenbach und Benedikt Faupel

Bremsdynamisches Assistenzsystem für elektrifizierte Fahrräder: Aufbau und Validierung eines Umgebungsmodells als Grundlage der modellbasierten Entwicklung 271

Oliver Maier, Martin Pfeiffer und Jürgen Wrede

Eine dreidimensionales Mehrkörpermodell eines vollgefederten Mountainbikes 277

Burkhard Corves, Jens Breuer, Frédéric Schöler und Philipp Ingenlath

Piezoelektrische Schwingungserzeuger zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeiten von Elastomerbauteilen 283

Peter Bruns, Sebastian Mojrzisch, Jens Twiefel, Jörg Wallaschek, Walter Klie und Udo Zimmermann

Kleinteileförderung mit einem ultraschallbasierten Wanderwellentransportsystem 289

Tim Wielert, Jens Twiefel, Izudin Mesan und Klaus Bott

Methodische Entwicklung kostengünstiger Störschallkompensationssysteme 295

Dennis Kaupmann, Tobias Lehmann und Joachim Waßmuth

Verfahren zur Lösung von Echtzeitmodellen in mobilen Anwendungen 301

Sebastian Blume, Sebastian Reicherts und Dieter Schramm

Positionsregelung für einen elektroaktiven Polymer-Aktor 307

Thorben Hoffstadt, Marc Allan Clemens und Jürgen Maas

Smartes Crash-Management durch schaltbares Deformations-Verhalten von Energieabsorbern aus faserverstärkten Kunststoffen (FKV) mit Shape Memory Alloy (SMA) Drähten 313

Sebastian Nissle, Moritz Hübler und Martin Gurka

MSM-Greifer mit stationärer Aktuierung 319

Arif Kazi, Markus Raab, Bernhard Ernst, Thomas Schiepp und Markus Laufenberg

Hexapod mit Direktantrieben für hochdynamische 6 DoF-Anwendungen 325

Thomas Haase, Christian Rudolf, Siegmund Klein, Stephanie Huber und Rainer Gloess

Konstruktion und Modellierung eines mechanisch-rotatorischen Impedanzaktuators 331

Lin Liu, Matthias Kramer, Steffen Leonhardt und Berno Misgeld

Konzepte kombinierter magnetischer Führungen und Linearmotoren für planare Nanopositioniermaschinen großer Bewegungsbereiche 337

Mirko Büchsenschütz, Christoph Greiner-Petter und Thomas Sattel

Simulations- und Messmethoden eines neuartigen elektromagnetischen Kippaktors 343

Michael Dörbaum, Svenja Tappe, Jens Kotlarski, Tobias Ortmaier, Axel Mertens und Bernd Ponick

PLENARVORTRAG:

Applikations-Know-how vs. Vielfalt: Kein Widerspruch

Dr. Anton Mindl

Vorstandsvorsitzender der Elmos Semiconductor AG

Kurzfassung:

Applikationswissen kann auf vielfältige Art und Weise in Halbleiter und Sensoren umgesetzt werden: Ein Halbleiter kann als „Schweizer Taschenmesser“ eine Vielzahl von Kundenwünschen befriedigen oder aber er löst eine Spezialaufgabe besonders effizient. Die Präsentation zeigt anhand von Praxisbeispielen für Umfeldsensorik, LED-Lichtlösungen und Gestensteuerung, dass viele Lösungswege zur Kundenzufriedenheit führen können. Voraussetzung dafür ist jedoch, die Aufgabenstellung des Kunden genau verstanden zu haben.

Curriculum vitae:



Dr. Mindl ist seit Oktober 2005 bei Elmos und übernahm im Januar 2006 den Vorstandsvorsitz. Davor war er seit 2003 als Divisions-CEO bei SiemensVDO tätig, wo er zuerst die Division Cockpitmodule und Systeme leitete und dann die Infotainment Solutions übernahm.

Von 1998 bis 2003 war Dr. Mindl Geschäftsführer für Entwicklung und Vertrieb bei Kostal. Die ersten elf Jahre seiner beruflichen Karriere hat er bei Bosch und Bosch/Blaupunkt verbracht. Der Diplom-Physiker schloss 1982 sein Studium an der TU München ab und promovierte 1987.

PLENARVORTRAG: To beam or not to beam

Prof. Dr. Hubert Zitt
Hochschule Kaiserslautern

Kurzfassung:

„Beam me up, Scotty!“, dieser Satz ist Teil unserer Kultur geworden. Menschen und Gegenstände werden bei Star Trek von einem Ort zu einem anderen „gestrahlt“. Im Vortrag wird ausführlich erläutert, wie das Beamen funktioniert. Wie viele Daten müssen beim Beamen von einem Menschen erfasst werden? Mit welcher Übertragungsgeschwindigkeit müssen diese Daten zum Zielort übertragen werden? Wie funktionieren die Heisenberg-Kompensatoren und was passiert im Musterpuffer? Wie weit sind wir mit der heutigen Technik (Stichwort Quanten-Teleportation) noch davon entfernt, Menschen zu beamen? Weil die Techniken des Holodecks und des Nahrungsreplikators der Transportertechnologie sehr ähnlich sind, werden diese ebenfalls im Vortrag behandelt.

Curriculum vitae:



1982 Fachhochschulreife
1984-1991 Studium an der Fachhochschule Kaiserslautern, Studiengang Elektrotechnik, Studienschwerpunkt Ingenieur-Informatik
1991-1996 Studium an der Universität des Saarlandes, Studiengang Elektrotechnik, Studienschwerpunkt Automatisierungstechnik
1995-1999 Assistent im Studiengang Mikrosystemtechnik an der Fachhochschule in Zweibrücken.

- seit 1996 Freier Fachbuchautor in den Bereichen ISDN, DSL sowie Telefon- und Netzwerktechnik.
- 1997-2001 Promotion an der Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Systemtheorie der Elektrotechnik
- 1999-2002 Vertretungsprofessor im Studiengang Informatik an der Fachhochschule in Zweibrücken (während der Promotion).
- seit 2002 Dozent in der Stellung eines Akademischen Oberrates im Studiengang Informatik an der Hochschule in Zweibrücken.
- 2007 Lehrpreis des Landes Rheinland-Pfalz in der Fächergruppe Ingenieurwissenschaften.
- 2008 Gastprofessur an der University of the Incarnate Word in San Antonio, Texas im Herbstsemester 2008.

Seit 2012 gehört Hubert Zitt zum Team "5-Sterne-Redner" und wurde dort gleich im ersten Jahr mit dem Preis "Außergewöhnlichster Redner des Jahres" ausgezeichnet.

PLENARVORTRAG:

Logistik, Mechatronik und das Internet der Dinge

Prof. Dr. Michael ten Hompel,

Ordinarius des FLW der Technischen Universität Dortmund, Gf. Institutsleiter
Fraunhofer-Institut Materialfluss und Logistik, Institutsleiter Fraunhofer-Institut
Software und Systemtechnik

Kurzfassung:

Die Logistik ist die bewegende Instanz der vierten industriellen Revolution. Immer wenn sich Dinge im Handel, in der Industrie oder auf unseren Straßen bewegen, organisiert die Logistik deren Bewegung. Um diese Bewegung effizient und vernünftig zu gestalten, bedarf es in Zeiten höchster Individualität und Dynamität neuer Formen der Steuerung, neuer Aktorik, Sensorik und Software. Es gilt heute, Mechatronik und Logistik zusammen zu denken und neue Lösungen auf Basis hoch dezentralisierter, autonomer cyberphysischer Systeme zu schaffen.

Curriculum vitae:



Prof. Dr. Michael ten Hompel (*19.11.1958) absolvierte ein Studium der Elektrotechnik an der RWTH Aachen. Bereits während seines Studiums gründete er sein erstes Unternehmen.

Nach dem Studium war er 2½ Jahre wiss. Mitarbeiter der Universität Dortmund und des Fraunhofer IML.

1988 gründete er mehrere Unternehmen, darunter die GamBit GmbH mit der er in den folgenden Jahren zahlreiche Hochtechnologieprojekte realisierte, wie die Steuerung weiter Teile der Hamburger Airbusfertigung oder das Warehouse Management des deutschen Lego Zentrallagers.

1991 promovierte er bei Prof. Dietrich Grönemeyer an der Universität Witten/Herdecke.

Seit 2000 ist er Ordinarius des FLW der Technischen Universität Dortmund und Institutsleiter des Fraunhofer-Instituts für Materialfluss und Logistik, dessen Geschäftsführung er 2004 übernahm. 2014 wurde er zudem Institutsleiter des Fraunhofer-Institutes für Software und Systemtechnik in Dortmund.

Neben weiteren Engagements ist Prof. ten Hompel Sprecher des BMBF Spitzenclusters „EffizienzCluster LogistikRuhr“, Vorstandsmitglied der BVL und des BITKOM, Vorsitzender des Direktoriums der Fraunhofer Academy und Mitglied der acatech „Deutsche Akademie der Technikwissenschaften“. Er ist Mitherausgeber und Editor mehrerer Fachzeitschriften, unter anderem Associated Editor des Logistics Research Journal. Ten Hompel wurde 2012 in die Hall of Fame der Logistik aufgenommen.

Entwicklung eines Werkzeuges zur anwendungsfallorientierten Auswahl servicerobotischer Systeme

Development of a tool for a use case oriented selection of service-robotic systems

Maike Klöckner, M.Sc.; Kirsten Weisner, M.Sc.; Prof. Dr.-Ing. Bernd Kuhlenkötter, Prof. Dr.-Ing. Jochen Deuse;
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Roßmann
Institut für Forschung und Transfer (RIF e.V.), 44227 Dortmund, Deutschland, Tel.: 0231/755-5618,
Fax: 0231/755-5616, E-Mail: maike.kloeckner@rif-ev.de

Kurzfassung

Trotz der vielfältigen Einsatzmöglichkeiten von Servicerobotern in der industriellen Fertigung zur Unterstützung des Menschen bei seiner Tätigkeitsausführung, finden sich aktuell nur wenig reale Anwendungen. Gründe hierfür sind bei den Anwendern u.a. die fehlende Kenntnis bzgl. der für den jeweils vorliegenden Anwendungsfall geeigneten Service-robotik-Applikationen sowie die Angst vor zu hohen Implementierungskosten. Im Gegenzug fehlen den Roboterherstellern und Anbietern entsprechender Lösungen oftmals die erforderlichen Informationen bzgl. des potentiellen Automatisierungsgrads manueller Prozesse, welche zukünftig zu automatisieren sind. Es gilt daher ein ganzheitliches Planungs- und Entscheidungsunterstützungssystem zu entwickeln, welches Anwender und Anbieter von Servicerobotik-Applikationen bei der Analyse und Beschreibung der Arbeitsprozesse, der Handlungsplanung, der Auswahl geeigneter industrieller Serviceroboter sowie der Bewertung des Automatisierungspotentials und der Realisierung einer identifizierten Automatisierungslösung unterstützt.

Abstract

Despite the various applications of service robots for the support of employees in industrial work processes, only a few real industrial applications can be found. Reasons therefore are among others the missing knowledge about servicerobotic applications for different use cases as well as the possibly high implementing costs. Due to the fact that necessary information about the possible degree of automation for manual processes which have to be automated in the near future are not available for robotic manufacturers and suppliers in return, appropriate solutions for these processes cannot be developed. For that reason there exist only a very few specific solutions on customer's demand concerning servicerobotic applications in industrial processes instead of general solutions. Therefore, easily applicable methods need to be developed in order to support users in planning and implementing servicerobotic solutions. The presented approach intends to support suppliers and users in analyzing their specific manual work processes, planning the future task execution and selecting a suitable industrial service robot including the final assessment and the implementation of the identified solution.

1 Motivation

Zunehmend individuellere Produkte bei gleichzeitig stetig kürzer werdenden Produktlebenszyklen und steigenden Anforderungen an die Produktqualität und -funktionalität charakterisieren das aktuelle Umfeld produzierender Unternehmen. Aufgrund der daraus resultierenden hohen Flexibilitätsanforderungen hat der Trend der Hochautomatisierung in den vergangenen Jahren nachgelassen [1]. Stattdessen werden zur Bewältigung genannter Herausforderungen zunehmend technische Assistenz- und kollaborierende Mensch-Robotersysteme eingesetzt. Insbesondere das Konzept der industriellen Servicerobotik wird hierbei als äußerst vielversprechend erachtet [2].

Aktuell existiert jedoch trotz der im Kontext von Industrie 4.0 entwickelten Technologien eine signifikante Anzahl manueller Prozesse, deren umfangreiches Automatisierungspotential nicht genutzt wird. Vor allem für kleine und mittlere Unternehmen (KMU) ist aufgrund von nicht ausreichenden Kenntnissen und der sich daraus ergebenden Akzeptanzbarrieren der Schritt zur (Teil-)Automatisierung häufig schwer realisierbar.

2 Industrielle Servicerobotik

Die Servicerobotik ist bereits in vielen Anwendungsfeldern ein fester Bestandteil (z. B. Sanierung von Abwasserrohren, Inspektion von Rotorblättern in Windenergieanlagen). Allgemein bezeichnet der Begriff der Servicerobotik die Erbringung einer Dienstleistung für den Menschen durch den Roboter. Dabei agiert letzterer entweder in direkter Kollaboration mit dem Menschen oder gar völlig autonom [2].

Die industrielle Servicerobotik beschreibt darauf aufbauend den Einsatz von Servicerobotik-Applikationen in produzierenden Unternehmen zur Unterstützung des Menschen bei seiner Tätigkeitsausführung. Durch die arbeitsteilige Durchführung von Fertigungs- und Montageaufgaben können sowohl die Mengenleistung als auch die Produktqualität und Prozessstabilität gesteigert werden. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit Mitarbeiter von monotonen und körperlich anstrengenden Aufgaben zu entlasten [3]. Im Rahmen der Mensch-Roboter-Kollaboration ermöglicht die industrielle Servicerobotik somit die Verknüpfung der sensomotorischen, kognitiven

Fähigkeiten des Menschen mit den Vorteilen der Robotik (z. B. Aufbringung hoher Kräfte, hohe Schnelligkeit und Genauigkeit). Zudem generiert der mögliche mobile Einsatz von Servicerobotern eine erhöhte Flexibilität und Autonomie. Um zukünftig das umfangreiche Potential der industriellen Servicerobotik in vormals rein manuellen Prozessen bedarfsorientiert zu nutzen, ist zunächst die Analyse derselben hinsichtlich des Automatisierungspotentials erforderlich.

3 Standardisierte Beschreibung manueller Prozesse

Für die Bewertung des Automatisierungspotentials rein manueller Prozesse gilt es zunächst sämtliche relevanten Produkt-, Prozess-, und Umgebungsparameter zu identifizieren und in eine einheitliche und jederzeit eindeutige Semantik zu überführen. Mittels der auf diese Weise generierten, abstrahierten Prozessbeschreibungssprache können anschließend hybride bzw. vollautomatisierte Fertigungs- und Montagesysteme unter Nutzung der industriellen Servicerobotik gestaltet werden.

3.1 Prozesssprachen

Im industriellen Umfeld existiert eine Vielzahl differenzierter Prozesssprachen (z. B. Business Process Model Notation (BPMN), Wertstromanalyse (WSA), VDI 2860, Robot Time and Motion (RTM)), welche sich insbesondere hinsichtlich des Aufwands für die Erstellung der Prozessbeschreibung und der Genauigkeit unterscheiden. Darüber hinaus variieren aktuelle Prozesssprachen in ihrer Komplexität und sind i.d.R. für einen spezifischen Anwendungsfall konzipiert (z. B. Montageplanung).

Trotz genannter Unterschiede, dienen jegliche Prozesssprachen der Dokumentation, Analyse und Modellierung von Prozessen mit dem Ziel der Komplexitätsreduktion und der Transparenzerhöhung [4]. Sie bilden ferner die Grundlage zur Erreichung eines besseren Prozessverständnisses, um vorhandene Schwachstellen zu identifizieren und Verbesserungsmaßnahmen abzuleiten [5].

Für die anwendungsfallorientierte Auswahl eines service-robotischen Systems gilt es eine bestehende Prozessbeschreibungssprache zu adaptieren. Zu diesem Zweck sind diese anhand bestimmter Anforderungskriterien zu bewerten. Allgemeingültige Qualitäts- und Gütekriterien sind u.a. [5]:

- Relevanz (Beschränkung auf die für den vorliegenden Anwendungsfall zentralen Inhalte)
- Hierarchisierung (Möglichkeit der Reduzierung/Erhöhung des Detaillierungsgrads durch hierarchische Variation)
- Objektivität und Reliabilität (hohe inter- und intrapersonelle Stabilität)

Des Weiteren bestehen zusätzliche Anforderungen, welche sich aus dem spezifischen Anwendungskontext ergeben:

- Berücksichtigung der umfangreichen, manuellen Tätigkeiten
- Integration automatisierungsrelevanter Kriterien (z. B. Produkt-, Umgebungsparameter)
- Geringer Einarbeitungs- und Erfassungsaufwand

- Möglichkeit des strukturierten Vorgehens bei der Prozessgliederung und -beschreibung
- Darstellung des jeweiligen Prozessinputs und -outputs
- Darstellung von Reihenfolgebeziehungen zwischen Vorgänger- und Nachfolgeprozessen

Eine in diesem Kontext besonders geeignete Prozesssprache zur Beschreibung und Analyse menschlicher Handlungen ist das MTM-Verfahren (Methods Time Measurement). Dieses dient explizit der Modellierung und Dokumentation von Einflussgrößen, welche einen menschlichen Bewegungsablauf beeinflussen und erfüllt zudem die genannten Anforderungen in einem hohen Umfang. So sind bspw. die im MTM-Verfahren definierten Prozessbausteine nach einem eindeutigen syntaktischen und semantischen Standard beschrieben, wodurch dem Kriterium der Objektivität und Reliabilität Rechnung getragen wird [5]. Mit dem Ziel der Beschreibung und Bewertung von Roboterprozessen wurde zudem 1979 die RTM-Prozessbeschreibungssprache in Anlehnung an die MTM-Notation entwickelt. Dabei werden analog zu MTM die Gesamtprozesse untergliedert und als einzelne Basiselemente beschrieben [6]. Die dort erarbeiteten Inhalte wurden bei der Adaption der MTM-Notation für den vorliegenden Anwendungsfall entsprechend berücksichtigt.

3.2 Methods Time Measurement (MTM)

Das MTM-Verfahren ist ein System vorbestimmter Zeiten und geht auf die Arbeiten von F.B. Gilbreth und A.B. Seagur Anfang des 20. Jahrhunderts zurück. Diese konnten durch die Analyse von Filmaufnahmen und der statistischen Aufbereitung der erarbeiteten Ergebnisse nachweisen, dass die menschlichen Bewegungen aus insgesamt 17 Bewegungen (sog. Therblings) bestehen. Zudem sind jene bei Ausführung durch Menschen mit einem gleichen Übungsgrad und gleichen Fähigkeiten auch zeitlich gleichverteilt [5, 7].

Das MTM-Verfahren dient der Untersuchung menschlicher Bewegungsabläufe in Abhängigkeit quantitativer und qualitativer Einflussgrößen. Es definiert einen internationalen Standard zur Beschreibung und Analyse manueller Arbeitsabläufe und ist ein sowohl von Arbeitgebern als auch von Arbeitnehmern akzeptiertes Verfahren zur Prozessmodellierung [8].

Je nach vorliegendem Prozesstyp und Verwendungszweck stellt das MTM-Verfahren ein geeignetes Bausteinsystem zur Verfügung, anhand dessen manuelle Tätigkeiten strukturiert dokumentiert, zeitlich bewertet sowie (neu-)gestaltet und/ oder geplant werden können. Als Prozesstyp wird in diesem Kontext die Charakterisierung der Prozessbedingungen (z. B. zyklische Wiederholung, Komplexität der Aufträge, Möglichkeit der Routinebildung) verstanden [5].

Grundlage aller Bausteinsysteme ist das MTM-Grundverfahren (MTM-1). Dieses detaillierte Verfahren berücksichtigt neben acht Grundbewegungen der Finger, der Hand und des Arms zwei Blickfunktionen und neun Körperbewegungen [9]. Die Anwendung der genannten 19 Grundbewegungen ist ausreichend, um nahezu alle menschlichen Handlungen in der industriellen Produktion

zu beschreiben und zu bewerten. So bestehen gar 80-85% der Montageabläufe aus lediglich fünf Grundbewegungen, welche einen in sich geschlossenen Zyklus bilden (siehe Bild 1).

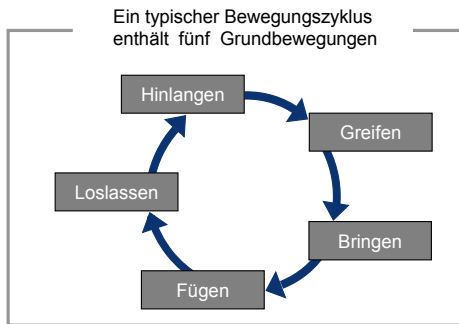


Bild 1 Grundzyklus nach MTM-1 [5]

Aufgrund der hohen Relevanz des dargestellten Grundzyklus bei der Analyse manueller Tätigkeiten, wird dieser zukünftig als Basis zur Untersuchung des Einsatzpotentials industrieller Servicerobotik herangezogen.

3.3 Adaption der MTM-Notation um automatisierungsrelevante Kriterien

Da das ordinäre Einsatzgebiet des MTM-Grundverfahrens die Beschreibung des Bewegungsablaufes und die Ermittlung zugehöriger Sollzeiten ist, sind bisher lediglich zeitrelevante Einflussgrößen berücksichtigt. Um zukünftig die Automatisierbarkeit zu bewerten, sind zusätzliche, automatisierungsrelevante Kriterien zu identifizieren, ausprägen und in die Prozessbeschreibungssprache zu integrieren. Auf Basis dieser können im Anschluss geeignete technische Lösungen ausgewählt werden und die einzelnen Ablaufschritte entsprechend auf den Menschen bzw. den industriellen Serviceroboter verteilt werden. Dabei werden zunächst die in Bild 1 dargestellten Grundbewegungen jeweils um entsprechende Einflussgrößen erweitert. Hierzu wurde basierend auf Expertengesprächen und einer umfangreichen Literaturrecherche ein Kriterienkatalog erstellt, um anschließend die relevanten Kriterien je Grundbewegung zu identifizieren [1, 3, 10, 11]. Im Folgenden werden exemplarisch die automatisierungsrelevanten Kriterien für die Grundbewegung „Greifen“ vorgestellt.

Im Allgemeinen werden beim MTM-Grundverfahren die Art des Greifens sowie die Lage und Beschaffenheit des Greifobjekts berücksichtigt. Für die Realisierung eines automatisierten Greifvorgangs sind jedoch weitere Informationen wie z. B. über die vorhandenen Greifflächen, den Greifbereich, den Greifpunkt sowie die aufzubringende Greifkraft erforderlich. Aus diesem Grund wurden die in Bild 2 dargestellten Kriterien einschließlich zugehöriger Ausprägungen definiert. Die kombinierte Aufnahme des menschlichen Bewegungsablaufes mit den dargestellten automatisierungsrelevanten Kriterien ermöglicht eine erste Einschätzung des Automatisierungspotentials.

| Ausprägung / Kriterium | 1 | 2 | 3 | 4 |
|-------------------------------|------------------------------|-------------------------------------|---|-----------------------------------|
| Festigkeit des Bauteils (F) | Starr | Elastisch | Biegeschlaff | - |
| Oberflächenbeschaffenheit (O) | Unempfindlich | Kratz-, Bruch-, Formempfindlich | Verunreinigt | - |
| Materialbereitstellung (L) | Geordnet | Teilgeordnet | Ungeordnet | - |
| Masse (M) | $m \leq 1\text{ kg}$ | $1\text{ kg} < m \leq 10\text{ kg}$ | $m > 10\text{ kg}$ | - |
| Seitenverhältnis (V) | Alle Ausdehnungen mittelgroß | Eine Ausdehnungen groß oder klein | Zwei Ausdehnungen groß oder klein | Alle Ausdehnungen groß oder klein |
| Symmetrie (S) | Rotations-symmetrisch | Flächen-symmetrisch | Starke Asymmetrie | Scheinbare Symmetrie |
| Vorhandene Greifflächen (G) | Greifflächen außen | Greifflächen innen | Keine Greifflächen (z.B. Vakuumgreifer) | Keine Greifflächen (Stoffschluss) |

□ Vorliegende Ausprägung



Bild 2 Automatisierungsrelevante Kriterien „Greifen“

Um die Vorgehensweise zu verdeutlichen, sind in Bild 2 zusätzlich die Ausprägungen für den beispielhaften Anwendungsfall „Greifen einer vormontierten Welle“ gekennzeichnet. So ist in diesem Fall die Welle aus starrem, unempfindlichem Material, besitzt eine Masse von über einem Kilogramm und wird geordnet in sog. Inlays bereitgestellt.

Angelehnt an die MTM-Notation werden die dargestellten Kriterien und Ausprägungen in Form einer Kodierung erfasst und dienen unter Berücksichtigung zusätzlicher Informationen wie z. B. Reihenfolgebeziehungen als Eingangsgröße für die Bewertung des Automatisierungspotentials manueller Prozesse. Hierfür ist eine geeignete Systematik zu konzipieren, um den Anwender hinreichend bei seiner Entscheidung zu unterstützen.

4 Entscheidungsunterstützung für servicerobotische Systeme

Basierend auf der Aufnahme des manuellen Prozesses mittels der dargestellten Sprache ist im nächsten Schritt für die anwendungsfallorientierte Auswahl eines servicerobotischen Systems das Automatisierungspotential zu ermitteln. Dazu ist es zunächst erforderlich abzuwägen, zu welchem Zeitpunkt eine sinnvolle Entscheidung bezüglich des Automatisierungspotentials getroffen werden kann.

Dazu bestehen aktuell zwei Möglichkeiten: So kann bereits während der Prozessaufnahme eine Bewertung und Vorentscheidung bezüglich des Automatisierungspotentials der jeweiligen Teilprozesse getroffen werden, indem den jeweiligen Ausprägungen der Einflussgrößen Realisierungsaufwände zugeordnet werden. Andernfalls übernimmt ein IT-basiertes Entscheidungsunterstützungssystem auf Basis der ihm zugeführten Prozessinformationen

und der am Markt verfügbaren technischen Gestaltungslösungen die Bewertung des Automatisierungspotentials. Die Schwierigkeit eine Entscheidung diesbezüglich bereits im Rahmen der Prozessaufnahme und -analyse zu treffen, liegt in dem gewählten Standardisierungs- und Abstraktionsgrad der entwickelten Prozessbeschreibungssprache. Die durch die Roboterhersteller verfügbaren Automatisierungslösungen unterliegen insbesondere durch die vielfältigen Entwicklungen, welche unter anderem aus dem Kontext Industrie 4.0 entstehen, einem stetigen Wandel. Aufgrund dessen beinhaltet die Prozessbeschreibungssprache lediglich die Analyse des vorliegenden Prozesses und nicht implizit die Bewertung des Automatisierungspotentials, da dieses u. U. über die Zeit veränderlich ist. So sind Prozesse, die heutzutage einen erhöhten Aufwand bei der (Teil-)Automatisierung erfordern, möglicherweise in absehbarer Zukunft mit nur einem geringen kapazitiven Aufwand verbunden. Aus diesem Grund ist die Bewertung des Automatisierungspotentials in das Entscheidungsunterstützungssystem zu integrieren. Dazu ist es allerdings erforderlich, eine Schnittstelle zwischen Roboterherstellern und Anwendern zu definieren, um zeitnah aktuellste Erkenntnisse bzgl. der bestehenden Automatisierungslösungen bereitzustellen. Somit können Servicerobotik-Applikationen anwendungsfallorientiert auf Basis aktuellster Informationen ausgewählt werden.

4.1 Bewertung des Automatisierungspotentials

Zur Bewertung des Automatisierungspotentials ist es zunächst erforderlich, die Teilprozesse auf einem entsprechend geringen Detaillierungsniveau zu analysieren, da der potentielle Automatisierungsgrad bei unterschiedlicher Kombination der Teilprozessschritte variiert.

Um die Problematik der Automatisierungspotentialerkennung und -bewertung zu verdeutlichen, eignet sich insbesondere der Bereich der manuellen Montage. Dies ist in der Vielzahl der existierenden Montageanwendungen begründet, die ein erhöhtes Potential zur Entwicklung und Validierung des Entscheidungsunterstützungssystems aufweisen. In der wissenschaftlichen Literatur existieren bereits Ansätze, deren Fokus größtenteils auf der Realisierung hybrider Montagesysteme liegt, wobei die Einteilung von manuellen und automatisierten Tätigkeiten zumeist auf einer Fähigkeitsbeurteilung von Mensch und Roboter basiert [1, 12].

Beispielsweise wird in der Arbeit von Beumelburg [1] ein Vorgehen zur fähigkeitsorientierten Verteilung der jeweiligen Teilprozesse auf Mensch und Roboter angewendet, welches sich auf eine Optimierung stützt. Dem Ansatz folgend werden unterschiedliche Kombinationen der Teilprozesse gebildet und über die gesamte Menge der gebildeten Kombinationen mit einem Optimierungsalgorithmus hinsichtlich der Eignung für eine manuelle bzw. automatisierte Durchführung bewertet. Die Auswahl bezüglich der Fähigkeitsbeurteilung von Mensch und Roboter erfolgt dabei auf Basis der Kriterien Zeit, Kosten und Qualität.

Was dem Ansatz von Beumelburg an dieser Stelle fehlt und zukünftig verbessert werden kann, ist die Ermittlung

der möglichst besten Kombination von Einzelprozessschritten in der Weise zu bilden, sodass ein geeigneter bzw. optimaler Automatisierungsgrad möglich ist. Dabei sind neben der fähigkeitsbasierten Einteilung auch Faktoren wie Wirtschaftlichkeit, Sicherheit und Ergonomiebeachtungen unerlässlich.

Wie bereits verdeutlicht, besteht, bezogen auf die Automatisierungspotentialbewertung, zunächst das Problem, die Einzelprozessschritte auf einem angemessenen Detaillierungsniveau zu definieren. Dieses sollte dabei möglichst so gewählt werden, dass an den Schnittstellen zwischen den Teilprozessschritten die Möglichkeit besteht, von einer manuellen auf eine automatisierte Tätigkeit bzw. von einer automatisierten auf eine manuelle Tätigkeit zu wechseln.

Im Anschluss an die Definition der Einzelprozessschritte stellt die Kombination derer eine weitere Herausforderung dar. Dies ist darin begründet, dass das Ergebnis bei der Automatisierungspotentialbewertung je nach Kombination der Prozessschritte entsprechend anders ausfallen wird. Ein weiterer Grund liegt darin, dass die Abarbeitung der Teilprozessschritte je nach Durchführung durch den Menschen bzw. durch den Roboter anders ablaufen wird. Somit besteht die Herausforderung bei hybriden Prozessen darin, die sinnvollste Kombination der Teilprozesse bezogen auf ihren Automatisierungsgrad zu wählen.

Wie in **Bild 4** verdeutlicht, kann bereits die Kombination aus drei verschiedenen Prozessschritten [A;B;C] zu wesentlich unterschiedlichen Bewertungsergebnissen hinsichtlich einer zukünftig automatisierten [A] bzw. weiterhin manuellen Prozessausführung [M] führen.

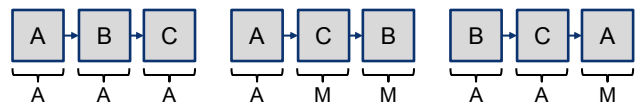


Bild 4 Auswirkungen von Arbeitsschrittkombinationen auf das Automatisierungspotential

Es ist also die Herausforderung, geeignete Automatisierungsgrade für unterschiedliche Reihenfolgen der Prozessschritte festzulegen. Dabei ist die Ausgestaltung der Prozessschrittreihenfolge aus technischer Sicht unter Berücksichtigung verschiedener Zielgrößen wie Mengen- und Variantenflexibilität, Materialfluss und Mitarbeiterauslastung sowie Kostenstruktur zu betrachten.

Wie zu erkennen ist, ist die Bestimmung des Automatisierungspotentials von manuellen und bereits bestehenden Automatisierungslösungen ein potentieller Anknüpfungspunkt, um Prozesse hinsichtlich ihrer Wertschöpfung zu optimieren. Aufgrund dessen ist es von besonderer Bedeutung, ein Entscheidungsunterstützungssystem zu entwickeln, welches bei der Identifizierung des Automatisierungspotentials hilft. Zusätzlich ist eine geeignete Vorgehensweise von der Ausgabe der potentiellen Automatisierungslösung zur tatsächlichen Umsetzung derselben zu definieren. Hierfür sind Lösungen zu generieren, welche auf objektiven Berechnungen und Ergebnissen basieren und nicht, so Stand heute, auf Erfahrungswissen beruhen.

4.2 Entscheidungsunterstützungssystem

Im Forschungsvorhaben MANUSERV ist es das Ziel, ein Planungs- und Entscheidungsunterstützungssystem zu generieren, welches dem Nutzer zur anwendungsfallorientierten Auswahl (teil-)automatisierter technischer Gestaltungslösungen für manuelle Arbeitsprozesse dient. Um eine systematische Prozessbewertung bezüglich der bestehenden Automatisierungspotentiale durchzuführen, bedarf es eines strukturiert gestalteten Tools mit einer erhöhten Nutzerfreundlichkeit. Durch die Nutzung dessen können Zugangs- und Akzeptanzbarrieren potentieller Anwender bzgl. industrieller Servicerobotik verringert werden. Insbesondere Tätigkeiten, welche ein hohes fachliches Know-how erfordern (z. B. Auswahl eines geeigneten Robotersystems) können systemseitig erfolgen und auf diese Weise für den Anwender deutlich vereinfacht werden. Zusammenfassend können demnach vielfältige Planungs- und Gestaltungsprozesse weitgehend durch die Nutzung des Tools abgedeckt werden. Dabei sind die Ziele in diesem Projekt längst nicht nur wissenschaftlich angetrieben, sondern haben auch einen hohen praktischen Nutzen für die Realisierung servicerobotischer Lösungen in KMU. Die Architektur des Entscheidungsunterstützungssystems bestehend aus einer Datenbank, einem Planungskern, einem Validierungswerkzeug in Form einer Simulation und einem Internetportal ist in **Bild 5** dargestellt und wird im Folgenden erläutert.

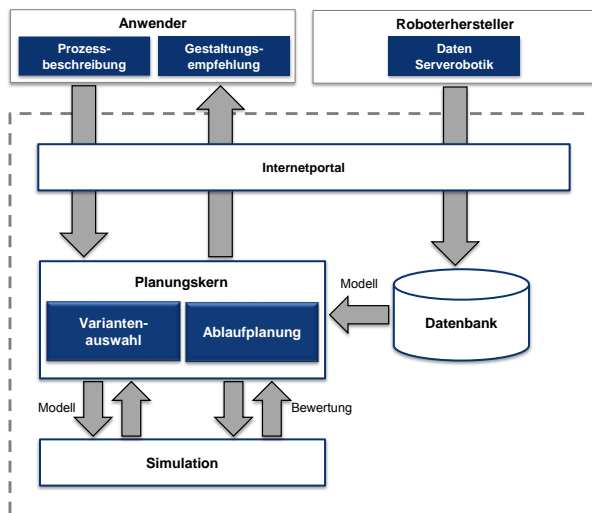


Bild 5 Architektur des Entscheidungsunterstützungssystems

Datenbank

Zunächst ist es notwendig, eine Vielzahl technischer Gestaltungslösungen (z. B. Robotersysteme, mobile Plattformen, Greifer für Handhabungstätigkeiten) inklusive der entsprechenden Auswahlparameter in eine systemeigene Datenbank zu implementieren und als Basis für die Planung und Gestaltung des zu betrachtenden Arbeitsprozesses zu nutzen. Die entsprechenden Daten werden von den Herstellern bzw. den Anbietern bereitgestellt. Vorteilhaft für diese ist ferner, dass insbesondere Neuentwicklungen direkt einer breiten Öffentlichkeit zur Verfügung gestellt werden können, ohne dass zusätzliche Werbekosten für den Hersteller anfallen. Des Weiteren werden neben den technischen Komponenten der Servicerobotik weitere Kenngrößen wie Leistungsparameter, Achskonfigurationen, Geschwindigkeiten und Abmessungen mit eingeschlossen. Der Fokus liegt dabei jedoch auf den Parametern, die direkten Einfluss auf das Automatisierungspotential haben.

botik weitere Kenngrößen wie Leistungsparameter, Achskonfigurationen, Geschwindigkeiten und Abmessungen mit eingeschlossen. Der Fokus liegt dabei jedoch auf den Parametern, die direkten Einfluss auf das Automatisierungspotential haben.

Planungskern

Der dargestellte, zu entwickelnde Planungskern übernimmt die Auswahl der technischen Gestaltungslösungen und integriert diese in die Ablaufplanung des Prozesses. Dies ist ein zweistufiges Verfahren, in dem zunächst die Roboterwahl vorgenommen und im Anschluss die Reihenfolge der beschriebenen Prozessschritte festgelegt wird.

Nach Eingabe der benötigten Informationen beginnt die erste von zwei Phasen der Entscheidungsunterstützung. Im ersten Schritt werden die eingegebenen Prozessdaten (z. B. Prozessbeschreibung, Reihenfolgebeziehungen) mit den Charakteristika der robotischen Lösungen verglichen, um dann passende Komponenten für die jeweiligen Aufgaben auszuwählen. Im Anschluss werden mögliche Prozessreihenfolgen mit der ausgewählten Roboterlösung kombiniert und bewertet und mit den manuellen Alternativen abgeglichen, sodass auch ein hybrides System eine mögliche Lösung darstellt.

Simulation

Des Weiteren werden generierte Ablaufpläne mittels Simulationsmodellen verifiziert und eine abschließende Detailbewertung bezüglich Kosten, Zeit und Sicherheitstechnik durchgeführt. Die ausgewählten Prozessreihenfolgen werden inklusive der ausgewählten robotischen Komponenten simuliert und dem Anwender bei Bedarf zur Verfügung gestellt. Daraufhin erfolgt eine Evaluation des Gesamtprozesses. Auf Basis der Simulation und der betrachteten Gesamtfaktoren kann eine anwendungsfall-spezifische servicerobotische Lösung ausgewählt werden.

Internetportal

Ein aufzubauendes Internetportal bildet die Schnittstelle zwischen dem Planungskern, einer Datenbank mit eingepflegten Informationen der Komponentenhersteller (z.B. Roboterhersteller, Hersteller von Greifern) und den Anwendern. Somit kann das System von Anwendern genutzt werden, die das Automatisierungspotential ihrer manuellen Prozesse eruiieren möchten. Der Anwender pflegt hierzu Informationen über seinen rein manuellen Prozess ein, welchen es zu automatisieren gilt. Randbedingungen, die durch diesen Prozess gegeben sind, sowie wirtschaftliche Faktoren werden ebenfalls eingepflegt.

Somit bietet das Entscheidungsunterstützungssystem Vorteile hinsichtlich der Bewertung bezüglich der Automatisierungspotentiale. Dadurch wird für den Nutzer ein vereinfachter Zugang zur Technologie geschaffen und bislang ungenutzte Automatisierungspotentiale können sinnvoll abgeschätzt und ausgeschöpft werden.

4.3 Herausforderungen und Potentiale der Umsetzung

Mit den Informationen, die durch die Ausgabe des Entscheidungsunterstützungssystems zur Verfügung gestellt

werden, können bereits allgemeine Fragestellungen hinsichtlich potentieller, geeigneter Automatisierungslösungen bearbeitet werden. Zusätzlich erfolgt die Identifikation derjenigen Handlungsreihenfolge der einzelnen Prozessschritte, welche den größten Mehrwert mit sich bringt.

Dieses Vorgehen ermöglicht es, auch Anwendern mit geringer Erfahrung bzgl. servicerobotischer Systeme im industriellen Umfeld einen vereinfachten Zugang zur Technologie zu bieten. Dies führt dazu, dass Zugangsbarrieren abgebaut und einfache, effiziente Lösungen geschaffen und mit geringem Aufwand implementiert werden können. Um den anwendungsfallübergreifenden Einsatz des Systems zu gewährleisten, ist es erforderlich, dieses an bislang manuell ausgeführten Anwendungsszenarien aus verschiedenen Bereichen zu validieren. Dazu ist bspw. eine mobile, servicerobotische Lösung zu konzipieren, die im Gesamtprozess mehrere Aufgaben adäquat ausführen kann.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Zur anwendungsfallorientierten Auswahl servicerobotischer Systeme ist die dargestellte standardisierte, allgemeingültige Prozessbeschreibungssprache zur Dokumentation und Analyse manueller Prozesse einschließlich der relevanten Prozess-, Produkt- und Umgebungsparameter von zentraler Bedeutung. Aufgrund der besonderen Eignung für den vorliegenden Anwendungsfall, wurde die MTM-Notation als eine Prozessbeschreibungssprache ausgewählt, die es um automatisierungstechnische Einflussgrößen zu erweitern gilt. Neben der reinen Beschreibung von Bewegungsabläufen bzw. Roboteraktionen, beinhalten sowohl MTM als auch RTM eine zusätzliche Bewertung der jeweiligen Zykluszeiten. Dieser Aspekt ist derzeit im Rahmen der anwendungsfallorientierten Auswahl servicerobotischer Systeme noch nicht explizit berücksichtigt. Zukünftig gilt es zu untersuchen, inwieweit und an welcher Stelle der Aspekt der zeitlichen Bewertung für die Auswahl einer geeigneten Automatisierungslösung zu integrieren ist.

Des Weiteren wird es erforderlich sein, ein sinnvolles Detaillierungsniveau zur Kombination von Teilprozessschritten zu definieren, da dieses einen wesentlichen Einfluss auf den Grad einer zukünftigen Automatisierung nimmt. Zudem bedarf es einer entsprechenden Schnittstelle, um die Prozessbeschreibung der Handlungsplanung zuzuführen. Auf Basis dessen wird das Entscheidungsunterstützungssystem potentiell geeignete servicerobotische Lösungen für die jeweiligen Anwendungsfälle aussuchen und die, auf Basis der Bewertungskriterien, beste Abfolge der Teilprozessschritte identifizieren. Weitergehend wird es das Ziel sein, den Weg von der Ausgabe der geeigneten Servicerobotik-Applikationen bis hin zur Umsetzung derselben zu vereinfachen.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass mittels des vorgestellten Ansatzes neben der Schaffung bzw. Erhöhung der Akzeptanz bei potentiellen Anwendern bzgl. der industriellen Servicerobotik zusätzlich die Gestaltung der Mensch-Roboter-Kollaboration als wesentlicher Bestandteil der Industrie 4.0 durch das Planungs- und Entscheidungsunterstützungssystem vorangetrieben wird.

6 Förderhinweis und Danksagung

Der vorliegende Beitrag basiert auf den Ergebnissen Verbundvorhaben „MANUSERV“. Dieses wird im Rahmen des Technologieprogramms „Autonomik für Industrie 4.0“ vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Darüber hinaus möchten wir der Deutschen Luft- und Raumfahrt e.V. als Projektträger und den beteiligten Projektpartnern ICARUS Consulting GmbH (Lüneburg), KHS Corpoplast GmbH (Hamburg), GEA Farm Technologies GmbH (Bönen) und Albrecht Jung GmbH & Co. KG (Lünen) danken.

7 Literatur

- [1] Beumelburg, K.: *Fähigkeitsorientierte Montageablaufplanung in der direkten Mensch-Roboter-Kooperation*. Heimsheim, Jost-Jetter-Verlag, 2005.
- [2] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) (Hrsg.): *Band 4 – Industrielle Servicerobotik – Studie*, Berlin, 2013.
- [3] Ross, P.: *Bestimmung des wirtschaftlichen Automatisierungsgrades von Montageprozessen in der frühen Phase der Montageplanung*. München: H.-Utz-Verlag, 2002.
- [4] Binner, H. F.: *Prozessmanagement von A-Z - Erläuterungen und Vernetzung zeitgerechter Begriffe*. München, Carl Hanser Verlag, 2010.
- [5] Bokranz, R.; Landau, K.: *Handbuch Industrial Engineering. Produktivitätsmanagement mit MTM, Band 1*. Stuttgart: Schäffer-Poeschel Verlag, 2012.
- [6] Nof, S.Y.: *Robot time and motion system provides means of evaluating alternate robot work methods*. Industrial Engineering, (1982) 4, S. 38-48.
- [7] Gilbreth, F. B; Gilbreth L.M.: *Applied Motion Study: A Collection of Papers on the Efficient Method to Industrial Preparedness*. New York, Sturgis Walton, 1917.
- [8] Britzke, B. (Hrsg.): *MTM in einer globalisierten Wirtschaft – Arbeitsprozesse systematisch gestalten und optimieren*. München, FinanzBuch Verlag, 2010.
- [9] Picker, C.: *Prospektive Zeitbestimmung für nicht wertschöpfende Montagetätigkeiten*. Dissertation Technische Universität Dortmund, 2006.
- [10] Boothroyd, G.: *Assembly Automation and Product Design*. Boca Raton, Taylor & Francis, 2005.
- [11] Hesse, S.: *Montagemaschinen*. Würzburg, Vogel 1993.
- [12] Lotter, B. & Wiendahl, H.-P.: *Montage in der industriellen Produktion*. 2. Aufl., Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg 2012.

Roboterbasiertes Strahlspanen zur Schneidkantenpräparation

Robot based cutting edge preparation by wet abrasive jet machining

Dipl.-Ing. Michael Rieger, TU Dortmund, Institut für Produktionssysteme, 44227 Dortmund, Deutschland, michael.rieger@ips.tu-dortmund.de

Dipl.-Wirt.-Ing. Robert Aßmuth, TU Dortmund, Institut für Spanende Fertigung, 44227 Dortmund, Deutschland, assmuth@isf.de

Prof. Dr.-Ing. Dirk Biermann, TU Dortmund, Institut für Spanende Fertigung, 44227 Dortmund, Deutschland, biermann@isf.de

Prof. Dr.-Ing. Bernd Kuhlenkötter, TU Dortmund, Institut für Produktionssysteme, 44227 Dortmund, Deutschland, bernd.kuhlenkoetter@ips.tu-dortmund.de

Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag wird das Anlagenkonzept des robotergestützten Nassstrahlspanprozesses zur Schneidkantenpräparation von Vollhartmetallwerkzeugen, welches im Rahmen des Forschungsvorhabens „Automatisierung des Strahlspanprozesses zur Präparation von Werkzeugschneidkanten – AutoEdge“ entwickelt wird, vorgestellt. Das Ziel ist die gezielte Einstellung der Schneidkantenmikrogestalt zur Erhöhung der Verschleißbeständigkeit von Vollhartmetallzerspanwerkzeugen. Während des Präparationsprozesses wird das Zerspanwerkzeug durch einen 6-Achs-Vertikal-Knickarmroboter geführt. Das modulare Anlagenkonzept umfasst die Prozesse der Werkzeughandhabung sowie des Nassstrahlspanens. Der hier vorgestellte Prozessansatz ermöglicht eine gezielte Schneidkantenpräparation unter Verwendung einer automatisierten Bahngenerierung. Der Algorithmus zur Bewegungsdefinition des Werkzeugs im Strahlprozess basiert auf einer Prozessmodellierung, in welcher der Zusammenhang zwischen den Prozesszielgrößen mit den einstellbaren Prozessparametern identifiziert ist.

Abstract

In the article the station concept of a robot based cutting edge preparation by using wet abrasive jet machining is presented in the context of the research project “Automation of the abrasive jet machining process for preparing cutting edges of tools – AutoEdge”. The aim is generating a defined cutting edge micro form in order to increase the wear resistance of cemented carbide metal tools. For the preparation process the cutting tool is guided by an articulated robot. The modular station concept contains the process of the tool handling and of the wet abrasive jet machining. The presented approach allows a selective cutting edge preparation by using an automated approach to generate the robot path. The path planning algorithm is based on a process model which refers to results of preliminary analysis to identify the interrelationship between the process parameters and quality targets.

1 Motivation der Schneidkantenpräparation

Der Einsatz von Präparationsverfahren zur Behandlung von Werkzeugen, sowohl vor als auch nach der Beschichtung, gewinnt bei der Werkzeugherstellung zunehmend an Bedeutung. Die Werkzeugpräparation beschreibt dabei die Feinbearbeitung von Werkzeugen nach der Herstellung ihrer Makrogestalt und dient der Veränderung der Mikrogestalt, bezogen auf die Werkzeugoberfläche und die Flächenübergänge. Präparationszweck kann die Behandlung der Oberfläche vor und nach der Werkzeugbeschichtung, das Entgraten von Kanten und Schneiden sowie insbesondere das Fasen, Verrunden und/oder das Glätten von Werkzeugschneidkanten sein. Bei Zerspanwerkzeugen werden Schnellarbeitsstahlwerkzeuge häufig entgratet, während an Hartmetallwerkzeugen die Oberflächen geglättet, die Schneidkanten verrundet und die Schartigkeit reduziert werden. Die Schartigkeit beschreibt dabei die Rauheit entlang der Spitze des Schneidkanten-

profils [1]. Die Kantenverrundung kann im Schneidkantenprofil über die Schneidkantenabschnitte, also den Materialabtrag an der Spanfläche S_γ und der Freifläche S_α in Bezug zur ideal scharfen Schneide ermittelt werden. Der arithmetische Mittelwert dieser Abschnittslängen entspricht der mittleren Schneidkantenverrundung \bar{S} . Eine Asymmetrie der Verrundung, also eine Orientierung des Kantenprofils in Richtung der Span- oder Freifläche, wird über den Formfaktor K beschrieben. Dieser ist als das Verhältnis selbiger Abschnittslängen definiert ($K = S_\gamma/S_\alpha$) [2, 3].

Die Einstellung der Schneidkantenmikrogestalt, beispielsweise ihrer Verrundung und Orientierung, wird in Abhängigkeit der Zerspanaufgabe eingestellt [3]. Die hierdurch erzielbare Verbesserung der Kantenstabilität führt zu einer erhöhten Verschleißbeständigkeit der Schneidkanten [4]. Mit der Abstimmung der Kantengestalt auf die jeweils anliegende Bearbeitungsaufgabe kann die Leistungsfähigkeit der Werkzeuge gesteigert und die wirtschaftliche Position von Werkzeugherstellern und Endanwendern gestärkt werden.

Die bereits industriell angewandte Präparation unbeschichteter Werkzeuge unterschiedlicher Komplexität erfolgt aufgrund der eingeschränkten kinematischen Flexibilität der bisher verfügbaren Präparationsprozesse, jedoch größtenteils ohne die Möglichkeit einer gezielten Anpassung an das Werkzeug und dessen Einsatzfall. Zudem ergeben sich Defizite hinsichtlich der Reproduzierbarkeit von Präparationsergebnissen. Unterschiedliche Präparationsverfahren unterliegen einer Vielzahl prozessbestimmender Einflussfaktoren. Bei der Werkzeugpräparation mit Robotersystemen erfolgen die Programmierung und insbesondere die Generierung der notwendigen Bewegungsbahnen in der Regel manuell. Die Einrichtung solcher Prozesse ist daher aufwändig und basiert zumeist auf personenbezogenen Erfahrungswerten zur erzielbaren Prozessqualität [5].

Das Ziel des Projekts AutoEdge ist die Entwicklung eines Konzepts einer industriell einsetzbaren Roboteranlage zur gezielten Schneidkantenpräparation durch den Prozess Nassstrahlspanen. Dabei wird das Nassstrahlspanverfahren mit dem Ziel weiterentwickelt, eine werkzeugspezifische Prozessdurchführung auf Basis eines Prozessmodells roboterassistiert zu ermöglichen.

2 Nassstrahlspanen zur Werkzeugpräparation

Das Nassstrahlspanen ist ein Verfahren zur Präparation von Zerspanwerkzeugen. Neben dem Nassstrahlspanen werden häufig ebenfalls das Bürsten oder das Schleppschleifen angewandt. Beim Bürsten wird der Materialabtrag über ein entlang der Kanten rotierendes Werkzeug mit Borstenversatz realisiert. Beim Schleppschleifen werden die zu präparierenden Werkzeuge in einem Behälter mit abrasivem Medium bewegt. Jedes Verfahren besitzt spezifische Vor- und Nachteile. Da sowohl beim Bürsten als auch Schleppschleifen mehrere Werkzeuge gleichzeitig bearbeitet werden können, sind diese Verfahren sehr produktiv. Zudem können mit beiden Verfahren große Spektren an Verrundungsgrößen der Schneidkanten realisiert werden. Demgegenüber gibt es auch Nachteile bei der Anwendung des jeweiligen Verfahrens. Beim Bürsten ist hier vorrangig der Borstenverschleiß zu nennen [6]. Bei im Laufe des Prozesses fortschreitender Ausprägung des Borstenverschleißes treten vermehrt unregelmäßige Präparationsergebnisse auf. So nimmt die erzielte Schneidkantenverrundung mit anhaltendem Bürstprozess in der Regel ab, wodurch eine gezielte Einstellung der Zielgrößen erschwert wird. Beim Schleppschleifen ist die Möglichkeit einer lokalen Präparation der Schneidkante in der Regel nicht realisierbar. Das umgebende Abrasivmedium liegt überall an der Werkzeuoberfläche an, sodass der Materialabtrag am gesamten Oberflächenbereich des Werkzeuges erfolgt [7].

Beim Nassstrahlspanen wird ein Gemisch aus Abrasivmittel und Wasser unter Druck auf die zu präparierenden Werkzeugbereiche gestrahlt. Die Zuführung und das Mischen der Medien kann nach unterschiedlichen Prinzipien erfolgen. Grundlegende Prinzipien sind die Zusammen-

führung der Medien nach dem Injektorprinzip, unmittelbar vor dem Austritt aus der Düse, oder die Beschleunigung des bereits im gemischten Zustand vorliegenden Strahlmediums. Als Abrasivmedium wird häufig Korund verwendet, wobei dieses nach Spezifikation und Größe in Abhängigkeit des Anwendungsfalles variiert.

Bei der Präparation hat die relative Lage des Abrasivstrahls zur Schneidkante maßgeblichen Einfluss auf die Strahleinwirkung. Das Präparationsergebnis ist somit abhängig von der Möglichkeit die Lagebeziehung, basierend auf der Anzahl der Freiheitsgrade der Handhabungseinrichtung, statisch oder im Prozessablauf dynamisch einzustellen. Beim Nassstrahlspanen können derzeit eingesetzte Handhabungsgeräte in Systeme mit weniger als sechs Freiheitsgraden und Systeme mit sechs Freiheitsgraden durch Roboterführung eingeteilt werden. Dementsprechend liegt, wie in Abbildung 1 dargestellt, der kinematische Unterschied dieser Anwendungen, in den nutzbaren Bewegungsmöglichkeiten der Handhabungseinrichtung zur Führung des Werkzeugs bzw. der Strahldüse und den damit verbundenen Prozesseigenschaften.

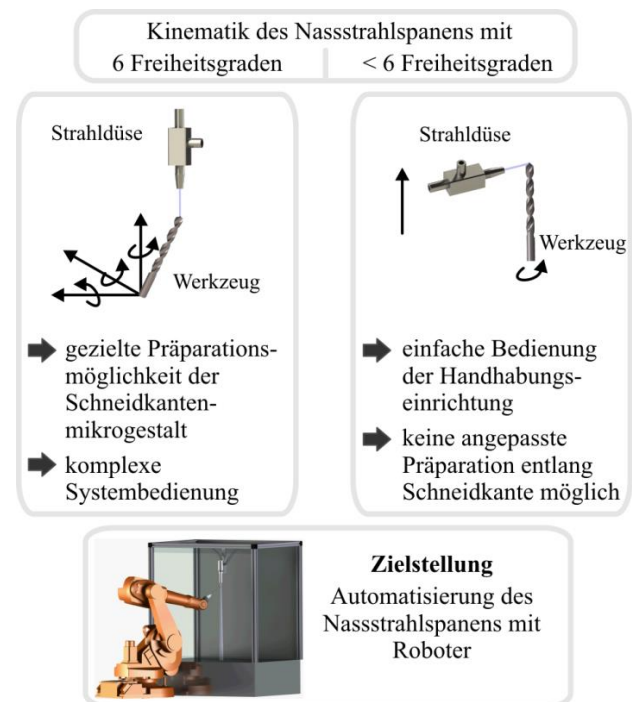


Abbildung 1 Kinematik des Nassstrahlspanprozesses

Im rechts dargestellten Handhabungsbeispiel ist ein System abgebildet, in dem die Düse einen linearen und das Werkzeug einen rotatorischen Bewegungsfreiheitsgrad aufweist. Eine Veränderung der Lage ist ausschließlich über diese beiden Bewegungsfreiheitsgrade im Prozessablauf möglich. In der Anordnung dieses Beispiels ist der Abstand vom Düsenaustrittspunkt zum eintreffenden Strahlpunkt während des Strahlprozesses nicht veränderlich. Der Einfallswinkel des jeweiligen Strahls auf das Werkzeug bleibt ebenfalls identisch. Der Bearbeitungsprozess ist dementsprechend lediglich über den Strahlmitteldruck, die Anzahl aktiver Strahldüsen und die Bewegungsgeschwindigkeit des Werkzeuges bzw. der Düse steuerbar.

Die zielgerichtete Einstellung der Form und Größe der Verrundung entlang der Schneidkante ist bei Systemen mit weniger als sechs kinematischen Freiheitsgraden für komplexe Schneidkantengestalten nicht realisierbar. Aufgrund der resultierenden Bewegungsfreiheitsgrade ist die Ausrichtung der Lage der Werkzeugschneidkante zur Strahlflussrichtung nicht in allen Raumrichtungen anpassbar. Beispielsweise ist der Strahl auf einen geometrisch komplexen Verlauf der Schneidkante sowie eine Veränderung des Keilwinkels an einer Schneide nicht adaptierbar. Demgegenüber ist die Bedienung solcher Handhabungseinrichtungen, also die Implementierung der Bewegungspunkte bzw. -bahnen, zumeist einfach aufgebaut.

Im linken Handhabungsbeispiel der Abbildung 1 kann das zu bearbeitende Werkzeug, bei Führung durch einen Knickarmroboter, in sechs Freiheitsgraden bewegt werden. Das Nassstrahlspanen mit Robotern bietet erhebliche Vorteile für die Schneidkantenpräparation. So können durch die einstellbare Lagebeziehung zwischen Strahlflussrichtung und Werkzeugorientierung gezielte Bereiche des Werkzeugs präpariert werden. Unabhängig von der Einstellung des Nassabrasivstrahls kann die Bearbeitung entlang der Schneidkante dabei durch die Relativbewegung des Werkzeugs zum Strahl variiert werden. Dadurch kann der Prozess die Einstellung unterschiedlicher Verrundungsgrößen und Verrundungsformen entlang einer Schneidkante des Zerspanwerkzeugs ermöglichen. Dies gilt auch für Schneidkanten mit komplexer Kontur. Aktuelle Untersuchungen haben gezeigt, dass sowohl die Größe als auch die Form der Verrundung, mit einer möglichen Asymmetrie oder Fase, entscheidenden Einfluss auf die Leistungsfähigkeit von Zerspanwerkzeugen haben [8]. Die Herausforderungen beim Nassstrahlspanen mit Roboterführung liegen in der Bedienung des Systems. Die Einstellung des Strahlprozesses, in Abstimmung mit der Strahldurchquerung des Werkzeugs, bildet einen komplexen Zusammenhang der Einflussparameter zur zielgerichteten Schneidkantenpräparation. Zum einen existiert eine Vielzahl präparationsbestimmender Strahlparameter, zum anderen ist die ideale Führung des Werkzeugs, beziehungsweise der Werkzeugkante, entlang des Strahls bei

manueller Programmierung des Roboters äußerst anspruchsvoll. Aufgrund der notwendigen Implementierung der Bewegungsinstruktionen für freigeformte Kantengestalten nimmt die Komplexität der Programmierung zu. Durch diesen Einrichtungsaufwand des Prozessablaufs ergeben sich hohe Rüstzeiten, die den Einsatz im industriellen Umfeld unwirtschaftlich machen.

In der Folge gilt es, die Vorteile einer vereinfachten Prozessanwendung mit den Vorteilen der robotergeführten Anwendung des Nassstrahlspanens zu vereinen. Hierzu muss der Nassstrahlspanprozess mit Roboterführung in der Bedienung vereinfacht werden. Ein Lösungsansatz ist die Automatisierung des Prozesses, wodurch die Durchsatzmengen des Verfahrens erhöht und die Integration in den Herstellungsprozess der Werkzeuge ermöglicht werden sollen. Die wesentliche Herausforderung ist die automatisierte Umsetzung der erforderlichen Bewegung der Schneidkante in Kombination und Abhängigkeit der Einstellung des Strahlprozesses. Als weitere Herausforderung ergibt sich die Entwicklung einer Bedienerschnittstelle zur Eingabe oder das automatisierbare Einlesen der notwendigen geometrischen Kenngrößen der zu bearbeitenden Werkzeuggestalt, die zur Generierung der Bewegungsbahnen für den Strahlprozess erforderlich sind. Hierzu muss zunächst das Anlagekonzept bezüglich des Prozessablaufes und seiner Komponenten definiert werden.

3 Anlagenkonzept des robotergetstützten Nassstrahlspanens

3.1 Prozesskette des Anlagenkonzepts

Im industriellen Produktionsablauf werden Vollhartmetallwerkzeuge üblicherweise nach dem Schleifen ihrer Makrogestalt in einem maschineninternen oder -externen Magazin bereitgestellt. Insofern stellt dieses Magazin die Schnittstelle zwischen dem Werkzeugschleifen und dem hier vorgestellten Anlagenkonzept der Werkzeugpräparation dar. Das Konzept des Gesamtprozessansatzes der roboterbasierten Schneidkantenpräparation erfolgt in koordiniertem Zusammenwirken folgender Teilprozesse, gemäß Abbildung 2.

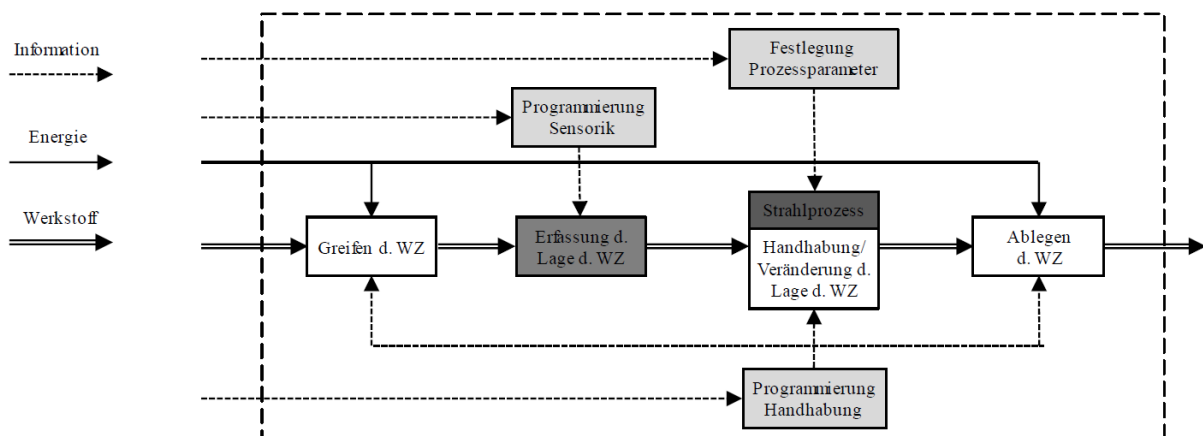


Abbildung 2 Prozesskette des Anlagenkonzepts

Aus dem Magazin soll der Roboter mit einem entsprechenden Greifsystem die zu bearbeitenden Werkzeuge greifen. Dazu werden vor dem Prozessablauf die werkzeug- bzw. prozessspezifischen Kenngrößen der Bearbeitung an das System übergeben. Die Bewegungsbahnen zum Greifen und Ablegen sind anschließend entsprechend auf die Werkzeugspezifikation anzupassen. Durch das Greifen der Werkzeuge kann allerdings lediglich die Position der Werkzeuge in Richtung der Roboterflanschachse festgelegt werden, da die Orientierung der Werkzeuge um die Werkzeugachse im Magazin oft nicht definiert ist. Um die für die Bearbeitung notwendige Lagebestimmung zu erreichen, wird, als Teilfunktion des gesamten Anlagenkonzepts, eine Erfassung der Lage der Werkzeugschneidkanten konzipiert.

Mit der bekannten Lage der Werkzeugschneidkanten kann die Bewegung der Schneide vor die Düse in die Bearbeitungszone des Strahlprozesses erfolgen. Vor dem Prozessablauf sollen zur Bestimmung der Bewegungsbahnen, über eine Abfrage am Programmierhandgerät, die Parameter der Mikrogestalt der Schneidkante definiert werden. Hier erfolgt die Eingabe der mittleren Schneidkantenverrundung sowie des Formfaktors. Zusätzlich sollen vorab die zu bestimmenden werkzeug- bzw. prozessspezifischen Kenngrößen entweder manuell erfasst oder automatisch als Datensatz an die Robotersteuerung übergeben werden. Das in der Robotersteuerung implementierte Programm bestimmt anschließend die zur Umsetzung der Schneidkantenmikrogestalt notwendigen Bewegungsbahnen auf Basis eines Prozessmodells. Das Prozessmodell soll die einstellbaren Prozessparameter auf Basis der werkzeug- bzw. prozessspezifischen Kenngrößen der Bearbeitung mit den Zielgrößen verbinden und wird in den Ansatz zur automatischen Bahngenerierung eingebunden. Dieses Prozessmodell wird auf Ergebnissen der in Kap. 4.2 beschriebenen Voruntersuchungen basieren und kann auf Grundlage des Anwendungsfalles modifiziert werden, sofern neue Prozesskenntnisse dies erfordern. Die Einstellung der Strahlparameter des Nassabrasivstrahls sowie ggf. die Konfiguration der Lagesensorik, soll vor dem Ablauf des Bearbeitungsprozesses erfolgen.

Nach der Durchführung des Strahlprozesses legt der Roboter die bearbeiteten Werkzeuge zurück in das Bereitstellungsmagazin. Das Magazin bildet die abschließende Schnittstelle zu den nachfolgenden Bearbeitungsschritten im Produktionsablauf zur Herstellung der Werkzeuge.

3.2 Beschreibung der Anlagenkomponenten

Umgesetzt werden die beschriebenen Teilprozesse mit den im Folgenden näher beschriebenen Anlagenkomponenten. In Abbildung 3 sind die im Versuchsstand eingesetzten Anlagenkomponenten Industrieroboter, Strahlkabine sowie das Zuführungssystem des Strahlmediums gezeigt.

Zur Handhabung des Werkzeugs während des Bearbeitungsprozesses kommt ein 6-Achs-Vertikal-Knickarm-Robotersystem zum Einsatz. Dieser ermöglicht die Lageanpassung des Werkzeugs und der zu bearbeitenden

Schneidkante im Prozess in Position und Orientierung. Zur prozesssicheren Handhabung der Werkzeuge während des Greif- und Ablagevorgangs ist als Endeffektor ein automatisch spannendes Dreibackenspannfutter geplant. Das Spannsystem soll die Werkzeuge zur Bewegung während des Bearbeitungsvorgangs aufnehmen und diese zur Roboterflanschachse zentrieren. Das Trägermedium Wasser wird über eine Pumpe zur Druckerzeugung, ebenso wie das Abrasivmedium über ein entsprechendes Zuleitungssystem, der Mischkammer zugeführt. Hier werden das Trägermedium und das Strahlmedium gemischt. Es ist vorgesehen, das Abrasivmedium, ebenso wie das Trägermedium, mit Druck zu beaufschlagen, um ein konstantes Mischverhältnis und die Einstellung der Strahlmassenkonzentration zu ermöglichen.

Die Düse, aus der das Strahlgemisch austritt, zeigt in einer dreiseitig eingehausten Kabine senkrecht zum Kabinenboden. Das Strahlmedium wird in einer am Boden der Kabine befindlichen Auffangwanne aufgenommen und einem Filtersystem zugeführt. Dieses Filtersystem trennt das Träger- und das Abrasivmedium, sodass diese jeweils dem Medienkreislauf erneut zugeführt werden können. Dies ermöglicht zum einen die wirtschaftliche Wiederverwendung der Prozessmedien Wasser und Korund als auch die Reduzierung des Verschleißes an den Bauteilen der Pumpe. Des Weiteren ist durch die Trennung von Abrasiv- und Trägermedium die Identifikation von Abrasivverschleiß ebenso möglich wie ein einfacher Austausch des Abrasivmediums.



Abbildung 3 Versuchsstand mit den Komponenten des Anlagenkonzepts

4 Voruntersuchungen zum Strahlprozess

4.1 Einstellung des Nassstrahlspanns

Die Regulierung des Materialabtrages zur Einstellung der Schneidkantenmikrogestalt ist die wesentliche Herausforderung.

derung zur Realisierung eines automatisierten Arbeitsablaufs bei Durchführung des gezielten Nassstrahlspanens. Die Einstellung des Strahlprozesses wird dabei von zahlreichen Einflussfaktoren bedingt und erfolgt in Abhängigkeit der gewünschten Zielgrößen, primär der Schneidmikrogestalt. Die einflussnehmenden Prozessparameter können dabei den Strahlparametern, den Werkzeugparametern und den Handhabungsparametern mit Bezug zur Schneidkante zugeordnet werden. Anlagenbezogen ist der Materialabtrag an der Schneidkante des Werkzeuges dementsprechend abhängig von dem Zuführungssystem des Strahlmediums, dem Strahlmedium, dem zu strahlenden Werkzeug sowie dessen Führung durch den Roboter. Neben diesem Zusammenhang ist in Abbildung 4 ebenfalls eine weitere Unterteilung der Parameterebenen dargestellt. Die gängigen Kenngrößen von Nassstrahlspanprozessen sind durch weitere gemäß dem vorliegenden Anlagenkonzept zu berücksichtigende Einflussfaktoren ergänzt. Zu den gängigen Kenngrößen des Nassstrahlspanens zählen die Spezifikation des Abrasivmediums, die Konzentration des Abrasivmediums im Trägermedium Wasser, der Strahlruck, der Abstand des Werkzeuges zur Düse sowie die Strahlvorschubgeschwindigkeit [9, 10].

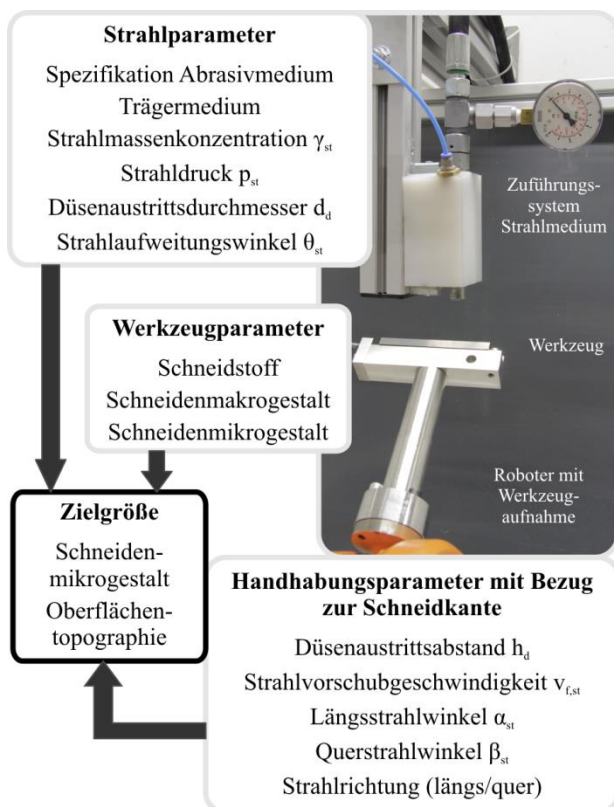


Abbildung 4 Prozessparameter des roboterbasierten Nassstrahlprozesses

Zur Umsetzung des automatisierten Nassstrahlspanens ist neben der Identifikation auch die Evaluierung der Gewichtung aller Einflussfaktoren entscheidend. Dazu werden Voruntersuchungen, basierend auf statistischer Versuchsplanung unter Variation der Einflussfaktoren, durchgeführt. Innerhalb der Voruntersuchungen werden sowohl die Strahlparameter als auch die Parameter, die sich auf die

Bewegung bzw. Positionierung und Orientierung des Werkzeugs beziehen, berücksichtigt und variiert. Im Anschluss kann über die gezielte Einstellung der Strahl- und Handhabungsparameter eine verbesserte Prozessgenauigkeit erreicht werden. In der Folge ist die gezielte Eliminierung von Einflüssen durch die selektive Festlegung bzw. Variation einzelner Strahl- und Handhabungsparameter zielführend mit Bezug auf das Bearbeitungsergebnis. Der Schneidstoff sowie die Schneidengestalt sind im Herstellungsprozess der Werkzeuge vorbestimmt und müssen dementsprechend zur Einstellung der Strahl- und Handhabungsparameter berücksichtigt werden.

4.2 Nassstrahlspanen von Hartmetall

Das Nassstrahlspanen zur Schneidkantenpräparation kann für eine Vielzahl unterschiedlicher Werkzeuge angewandt werden. Fräser, Bohrer, Wendeschneidplatten und weitere unterscheiden sich in ihrer Schneidengestalt und dem Schneidstoff. Hieraus resultieren unterschiedliche Bearbeitungsaufgaben für den Präparationsprozess. Die gezielte Schneidkantenpräparation des Werkzeuges kann nur über eine spezifische Voreinstellung der Strahl- und Handhabungsparameter mit Bezug zum Anwendungsfall realisiert werden. Um die gezielte Einstellung zur automatisierten Prozessdurchführung zu erleichtern, sind geeignete Voruntersuchungen des Nassstrahlspanprozesses notwendig. Das Ziel der Voruntersuchungen ist es, das Prozessmodell zu erarbeiten, das zur automatisierten Werkzeugführung im Roboterprogramm implementiert wird. Dieses bildet den Zusammenhang der Prozessparameter mit den Zielgrößen ab. Es soll die automatisierte, spezifische Einstellung des Programms auf die Bearbeitungsaufgabe ermöglichen. Für die Voruntersuchungen sollen Stabkanten unterschiedlicher Gestalt präpariert werden. Mit Bezug auf spätere Anwendungsfälle werden hierfür Feinstkorn- und Ultrafeinkornhartmetallstäbe gewählt. Bezüglich der Schneidengestalt des jeweiligen Hartmetallstabs werden die Gestalt des Keilwinkels und die Orientierung des Schliffbildes variiert. Hierdurch können die Voruntersuchungen der Strahl- und Handhabungsparameter, in Abhängigkeit unterschiedlicher Werkzeugparameter, kosten- und zeiteffizient gewährleistet werden.

Der grundlegende Einfluss des Nassstrahlspanens am Hartmetallstab ist in Abbildung 5 gezeigt.

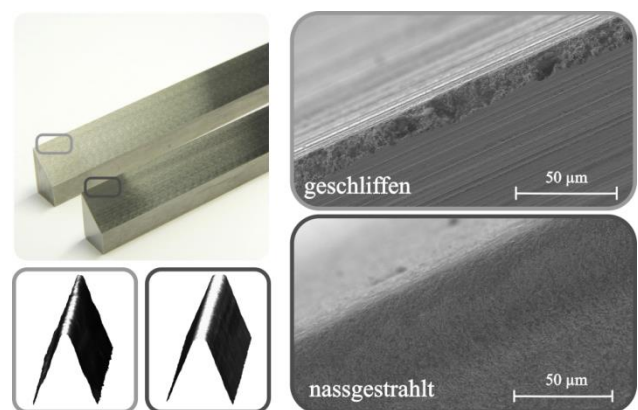


Abbildung 5 Schneidkantenverrundung an Hartmetall-Stäben

Gegenübergestellt sind der geschliffene Ausgangszustand des Hartmetallstabs sowie die Veränderung seiner Mikrogestalt der Schneidkante nach der Präparation. Die Schneidengestalt des Stabs liegt mit einem Keilwinkel von $\beta_{\text{Stab}} = 45^\circ$ vor. Die Schleifrichtung verläuft parallel zur Schneidkante. Die geschliffene Schneidkante ist nicht ideal scharf. Auf der Aufnahme des Rasterelektronenmikroskops (REM) sind Mikrodefekte in Form von Schartigkeit entlang der geschliffenen Schneidkante zu erkennen. In den mit dem Streifenlichtmikroskop ermittelten 3D-Modellen ist zudem ein uneinheitlicher Verlauf der Mikrokantengestalt zu erkennen. Demgegenüber weist die nassgestrahlte Schneidkante eine gleichmäßige Verrundung auf. Diese wird durch die Aufnahme des REM verifiziert. In dieser Aufnahme ist zu beiden Seiten der Schneidkante eine ausgeglichene Abrundung zu erkennen. Die Oberflächentopographie des nassgestrahlten Bereiches hat sich gegenüber dem geschliffenen Ausgangszustand verändert und weist nun eine Grübchenstruktur auf.

5 Zusammenfassung

Die Präparation der Schneidkanten von Zerspanwerkzeugen hat zum Ziel die Kantenstabilität durch eine gezielte werkstoff- und schnittwertspezifische Verrundung zu erhöhen sowie die Schichthaftung positiv zu beeinflussen. Der vorliegende Beitrag beschreibt das Anlagenkonzept des robotergestützten Nassstrahlspanprozesses zur Schneidkantenpräparation von Vollhartmetallwerkzeugen unter Verwendung eines automatisierten Ansatzes zur Bahngenerierung. Durch dieses Anlagenkonzept soll die Produktivität des Prozesses und die Integrationsmöglichkeit in bestehende Herstellungsprozesse der Werkzeuge verbessert werden. Die Bahngenerierung basiert dabei auf einem Prozessmodell, in welchem der Zusammenhang zwischen den Prozesszielgrößen und den einstellbaren Prozessparametern identifiziert und abgebildet ist. In den nächsten Schritten erfolgt die Auslegung und Entwicklung der zur Umsetzung der Prozesskette notwendigen Anlagenkomponenten. Um den Grad der Automatisierung der Bahngenerierung zu steigern wird weiterhin geprüft, inwieweit Werkzeugparameter aus CAD-Daten, die im Produktionsablauf vorliegen, ausgelesen und zur Prozessdefinition beim Nassstrahlspanen implementiert werden können.

6 Danksagung

Der vorgestellte Verfahrensansatz wird im Rahmen des ZIM-Vorhabens „Automatisierung des Strahlspanprozesses zur Präparation von Werkzeugschneidkanten – AutoEdge“ entwickelt. Dieses Vorhaben wird über die AiF Projekte GmbH im Rahmen des Programms „Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand“ vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Für die Unterstützung bei der Projektdurchführung bedanken wir uns bei unserem Projektpartner der Firma carat robotic innovation GmbH und deren Geschäftsführer Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerd Grube.

7 Literatur

- [1] Heiß, A.: *Schartigkeit von Werkzeugschneiden*. Werkstatttechnik und Maschinenbau, 41 (1951) 6, S. 233-238
- [2] Denkena, B.; Friemuth, T.; Fedorenko, S.; Groppe, M.: *An der Schneide wird das Geld verdient – Neue Parameter zur Charakterisierung der Schneidengeometrien an Zerspanwerkzeugen*. Werkzeuge – Sonderausgabe der Zeitschrift Fertigung, (2002) 2, S. 24-26
- [3] Denkena, B.; Biermann, D.: *Cutting edge geometries*. CIRP Annals – Manufacturing Technology 63 (2014), S. 631-653
- [4] Biermann, D.; Terwey, I.: *Strahlspanen zur Abstimmung der Schneidkantengestalt auf den Bohrprozess*. Forum – Schneidwerkzeug- und Schleiftechnik, 24 (2011) 1, S. 56-62
- [5] Biermann, D., Denkena, B., Terwey, I., Rehe, M.: *Kanten werkstoffspezifisch verrunden*, WB Werkstatt + Betrieb, 12 (2011), S. 18-21
- [6] Denkena, B.; de Leon, L.; Bassett, E.; Rehe, M.: *Cutting Edge Preparation by Means of Abrasive Brushing*. Key Engineering Materials 438 (2010) 1, S 1–7
- [7] Heckmann, L.: *Systematische Analyse der Schneidkantenarchitektur mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode*. Dissertation, Universität Kassel, Kassel University Press, Kassel 2010
- [8] Bassett, E.: *Belastungsspezifische Auslegung und Herstellung von Schneidkanten für Drehwerkzeuge*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, PZH Verlag, Garbsen 2013
- [9] Terwey, I.: *Steigerung der Leistungsfähigkeit von Vollhartmetallwendelbohrern durch Strahlspanen*. Dissertation, Technische Universität Dortmund, Vulkan Verlag, Essen 2011
- [10] Kötter, D.: *Herstellung von Schneidkantenverrundungen und deren Einfluss auf das Einsatzverhalten von Zerspanwerkzeugen*. Dissertation, Universität Dortmund, Vulkan Verlag, Essen 2006

Mechatronisches Antriebssystem eines zukunftssträchtigen Flugzeugs

Mechatronic drive system for a novel aircraft concept

Chris May B.Sc., Dipl.-Ing. Robert Schwartz, Tobias Martini, Prof. Dr.-Ing. Matthias Nienhaus
Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Antriebstechnik, 66123 Saarbrücken, Deutschland, may@lat.uni-saarland.de

Kurzfassung

Der sogenannte FanWing stellt für die Luftfahrt eine völlig neue Antriebstechnik dar, die für Flugeigenschaften zwischen Hubschrauber und konventionellem Flugzeug steht. Das europäische Forschungsverbundprojekt SOAR untersucht den neuen Ansatz, in dem ein Flügelmodell realisiert und im Windkanal charakterisiert sowie verbessert wurde. Das Antriebsmoment für den quer zur Flugrichtung antreibenden Walzenrotor wird durch einen leistungsdichten Torque-Motor vermittelt. Ein angekoppelter Flügelkranz dient der gleichzeitigen Winkelverstellung aller Rotorblätter und liefert über zum Teil spezifisch entwickelte Sensoren Signale mit Informationen zur Drehzahl und zum Drehmoment der Walze, zu den Rotorblattwinkeln sowie zu elektrischem Antriebsstrom und -spannung an das selbst entwickelte Messsystem. Der kompakte Aufbau des Antriebssystems zeigt beispielhaft die gute Integrierbarkeit von elektrischen Antrieben in Flugzeugen. Die aus den aerodynamischen Tests gewonnenen Eigenschaften des neuen Antriebs fließen in die Betrachtung von Einsatzfällen für das zukunftssträchtige Flugzeug.

Abstract

The so-called FanWing embodies an entirely new form of aircraft propulsion with flight properties between that of a helicopter and a conventional airplane. The European funded project SOAR is investigating the new approach by building an actuated wing model followed by wind tunnel testing and iterative improvement. A torque motor with a high power density delivers power to the rotor cage, which rotates transversely to the direction of flight. A planetary gear attached to the rotor serves to adjust the angle of all rotor blades simultaneously, while in part customised sensor systems provide information about the blade angle, the rotor speed and torque as well as the electrical driving parameters. The compact and lightweight rotor drive conveys advantages characteristic of the trend to electric flight. The flight characteristics of the FanWing gained through aerodynamic tests and computational fluid dynamic simulations flow into the aeronautic and financial investigation of use cases for this novel aircraft concept.

1 Einleitung

Kann sich in der modernen Luftfahrt neben den bewährten Propellerantrieben und Düsentriebtriebwerken noch eine weitere Antriebstechnik etablieren? „FanWing“ [2, 3], so lautet der neue Ansatz, der für Flugeigenschaften zwischen Hubschrauber und konventionellem Flugzeug steht und von seinem Aussehen her an einen Schaufelrad-dampfer erinnert (siehe **Bild 1**). Die Untersuchung dieses neuen Ansatzes wird im Rahmen des europäischen Forschungsverbundprojektes SOAR [1] gefördert. Die Ziele sind dabei zum einen die Realisierung eines Flügelmodells sowie dessen messtechnische Untersuchung und Optimierung im Windkanal im Vergleich zu Simulationsrechnungen und zum anderen weitergehende Nutzungs-betrachtungen für diesen neuartigen Flugzeugantrieb.

Der quer zur Flugrichtung antreibende Walzenrotor wird durch einen elektrischen Hauptantrieb in Form eines auf hohe Leistungsdichte und Energieeffizienz getrimmten Torque-Motors auf die für den jeweiligen Flugmodus erforderliche Rotationsgeschwindigkeit eingeregelt. Ergänzt wird dieser Hauptantrieb mit angekoppeltem Flügelkranz durch eine ausgeklügelte Elektromechanik für eine Rotor-

blattverstellung im laufenden Betrieb. Diese erlaubt die gleichzeitige Winkelverstellung aller Rotorblätter unter Einsatz einer Wirbelstrombremse und liefert über zum Teil spezifisch entwickelte Sensoren Signale mit Informationen zur Drehzahl und zum Drehmoment der Walze, zu den Rotorblattwinkeln sowie zu elektrischem Antriebsstrom und -spannung an das selbst entwickelte Messsystem.

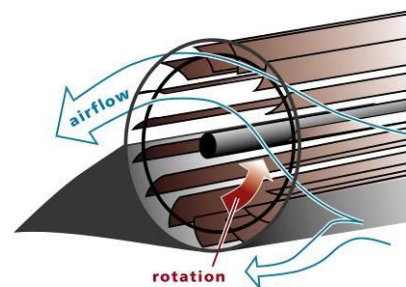


Bild 1 Prinzipdarstellung des FanWing-Antriebskonzeptes

Das entwickelte mechatronische Antriebssystem bietet nicht nur Vorteile für den Betrieb des Flügelmodells im Windkanal. Die kompakte Integration eröffnet neuartige

Perspektiven für einen vorteilhaften Einsatz von Elektromotoren im künftigen FanWing-Flugzeug, gemäß dem sich abzeichnenden Trend zur elektrifizierten Fliegerei.

2 Antriebssystem

Das FanWing-Modell erhält durch das Antriebssystem die Steuerbarkeit des Rotors, der Blattwinkelverstellung sowie des Anstellwinkels. So wird im Folgenden auf die Auswahl und Eigenschaften des Elektromotors, auf die Konstruktion und Realisierung der Blattverstellmechanik, auf die Dimensionierung und Charakterisierung der Wirbelstrombremse und auf die Realisierung der Encoder- und Sensorelektronik sowie auf das Zusammenspiel der Komponenten im mechatronischen Gesamtsystem eingegangen.

2.1 Rotorantrieb

Dem Einsatz eines Elektromotors als Rotorantrieb kommt ein großer Stellenwert zu. Vorteile beim Einsatz von Elektromotoren im Windkanal sind unter anderem das Fehlen von Abgasen, vernachlässigbare Lärmbildung sowie die leichte Bedienung über elektrische Schnittstellen bzw. Software und ein sicherer Betrieb. Nicht nur diese Vorteile kommen auch beim Einsatz in Flugzeugen zum Tragen. Sogenannte Torque-Motoren mit Außenläufern sind durch eine hohe Leistungsdichte gekennzeichnet; die Scheibenform lässt sich kompakt im Antriebsstrang integrieren; ein zusätzliches Getriebe ist unnötig; die Aufteilung der Antriebsleistung auf mehrere Motoren ist konstruktiv handhabbar und trägt sogar durch die Redundanz zur Gesamtsicherheit des Flugzeuges bei. Darüber hinaus sind elektrische Antriebe bekannt für ihren hohen Wirkungsgrad, ihre Unempfindlichkeit gegenüber atmosphärischen Druck-, Temperatur- sowie Feuchtigkeitsschwankungen und für das inhärente Freilaufverhalten, das im Falle einer Betriebsstörung für ein möglichst hohe Gleitzahl sorgt. Mehrere Beispiele von elektrisch und hybrid betriebenen Flugzeugen wie der Taurus Electro, der DA36 E-Star, der Long-EZ bzw. der E-Fan zeugen von den obengenannten Vorteilen. Angekündigte Fortschritte in der Leistungsfähigkeit von elektrischen Speichersystemen werden zur Erhöhung der Flugdauer, der Zuverlässigkeit sowie zur Reduzierung der Kosten des elektrischen Fliegens beitragen.

Die Leistungsanforderung an den Rotorantrieb folgt einer kubischen Abhängigkeit von der Drehzahl entsprechend **Bild 2 (oben)** für den Fall eines 16-Blatt-Rotors zu ca. 6 kW_{me} bei einer Drehzahl von 1250 U/min bzw. ca. 5 kW_{me} bei 1500 U/min, wenn 8 Blätter im Walzenrotor implementiert sind. Das erforderliche Drehmoment folgt einem quadratischen Verhältnis zur Drehzahl und ergibt für die zwei Betriebspunkte ca. 45 Nm bzw. 32 Nm, siehe **Bild 2 (unten)**.

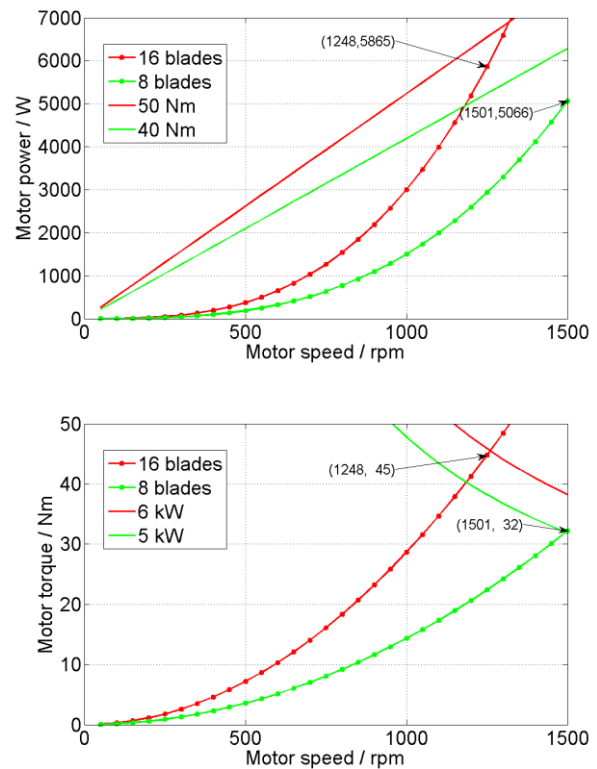


Bild 2 Anforderungen an Leistung (oben) sowie Drehmoment (unten) für das FanWing-Flügelmodell

Ein Dreiphasen-Permanentmagnet-Synchronmotor wurde zum Antreiben des Walzenrotors aufgrund des kompakten Aufbaus ausgesucht. Insbesondere die Variante mit Außenläufer, der sogenannte Torque-Motor, zeichnet sich durch eine hohe Leistungsdichte im Bereich 3 kW/kg aus. Da er ohne Gehäuse erhältlich ist, konnte der scheibenförmige Motor platzsparend am Ende des FanWing-Walzenrotors integriert werden. Die Konstruktion ermöglicht, dass zwischen den zwei Motorgrößen aus Tabelle 1 ausgetauscht werden kann.

Tabelle 1 Motorparameter

| Parameter | Motor 1 | Motor 2 |
|-------------------------------|---------|---------|
| Blechpaketlänge [mm] | 17 | 34 |
| Entmagnetisierungsmoment [Nm] | 60 | 120 |
| Masse [kg] | 2,05 | 3,85 |
| Strom bei 32 Nm [A] | 10 | 9,5 |
| Strom bei 45 Nm [A] | 15,2 | 13,5 |
| Verlustleistung bei 32 Nm [W] | 565 | 305 |
| Verlustleistung bei 45 Nm [W] | 1184 | 478 |

2.2 Blattwinkelverstellung

Es sollte eine Lösung entworfen werden, mit der alle bis zu 16 Rotorblätter simultan hinsichtlich ihres Anstellwinkels verstellt werden können. Somit wird es mit dem Modell möglich, den Blattwinkel im Bereich $\pm 15^\circ$ aus der radialen Orientierung des jeweiligen Rotorblattes zu identifizieren, der die besten aerodynamischen Eigenschaften

hervorrufen. Obwohl der optimale Blattwinkel von der jeweiligen Flugbedingung abhängt, haben die Erfahrungen mit kleineren fliegenden FanWing-Modellen gezeigt, dass selbst ein fixer Blattwinkel stabile und gute Flugeigenschaften erbringt. Diese Tatsache verspricht den kostengünstigen Aufbau von FanWing-Flugzeugen.

Der Aufbau der Blattverstellung sollte möglichst kompakt realisiert werden, um einen möglichen Beitrag zum Strömungswiderstand gering zu halten. Außerdem soll jede beliebige Blattwinkelstellung leistungslos gehalten werden können. Die Verstellung des Blattwinkels erfordert ein Drehmoment, das maßgeblich von der auf das jeweilige Blatt wirkenden aerodynamischen Kraft bestimmt wird. Das höchste geforderte Drehmoment beträgt bei einer Drehzahl von 1500 U/min schätzungsweise 2 bis 3 Nm.

Um der Anforderung an einen kompakten Formfaktor gerecht zu werden, sollte der Blattstellmechanismus möglichst coaxial zum Elektromotor und radial nach Außen angeordnet werden. So steht ein scheibenförmiger Raum im Durchmesserbereich 180 mm bis 500 mm radial zwischen dem Torque-Motor und der Außenkante des Walzenrotors zur Verfügung.

Anstatt für jedes Blatt einen Servomotor zu implementieren, der jeweils über Schleifringe hätte versorgt und angesteuert werden müssen, wurde ein Planetengetriebe entworfen, das alle 16 Rotorblätter mechanisch koppelt und simultan verstellen lässt. Jedes Rotorblatt wird von einer ihm zugeordneten Spindel verstellt und durch die Selbsthemmung in der gegebenen Stellung stromlos gehalten. Die 16 Spindeln stellen mit ihrem jeweiligen Stirnrad die Planeten im Getriebe dar und sind von zwei konzentrischen Zahnkränzen als Kegelräder umgeben.

Im normalen Betrieb des FanWing-Flügelmodells rotieren beide Zahnkränze synchron mit dem Walzenrotor – es entsteht keine Rotation der Spindeln und der eingestellte Blattwinkel bleibt erhalten. Die Blattwinkelverstellung geschieht wiederum durch relative Drehung der beiden Zahnkränze, die folglich alle 16 Spindeln zum Rotieren bringt. Um die Blattverstellung während des Rotorbetriebs zu bewerkstelligen, soll eine Bremse einen der beiden synchron drehenden Zahnkränze verlangsamen, was über die Spindelzahnräder des Planetengetriebes zu einer Beschleunigung des zweiten Zahnkränzes und somit zu der gewünschten Relativbewegung der Zahnkränze führt.

Für die zur Blattwinkelverstellung benötigte Bremswirkung wurde eine Lösung auf der Basis einer Wirbelstrombremse gewählt, die später erläutert wird.

Bild 3 zeigt den Aufbau mit dem Motor für den Rotorantrieb sowie dem Mechanismus zur Blattwinkelverstellung in Form eines CAD-Modells. Der Hebelarm stützt sich auf einen Kraftsensor ab und dient somit zur Erfassung des Rotorantriebsmomentes.

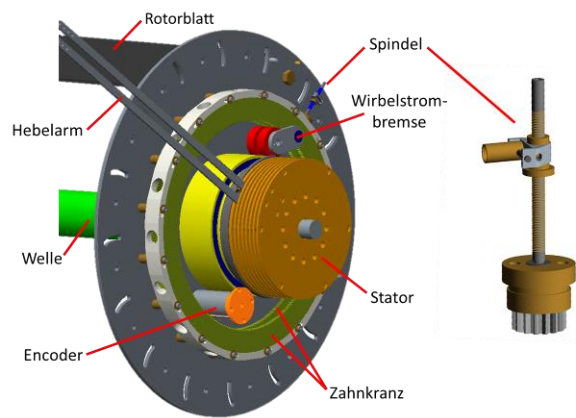


Bild 3 Das System zum Antreiben des Walzenrotors sowie zur Blattwinkelverstellung

Aufgrund ihrer exponierten Lage weit außen am Walzenrotor sind die Spindeln bei hohen Drehzahlen großen Zentrifugalbeschleunigungen in der Größenordnung von 550 g ausgesetzt, wodurch jedes Gramm eine Fliehkraft von über 5 N entwickelt. Diese Fliehkkräfte wirken auf die Spindellager bzw. auf die Spindelwellen. Große Anstrengungen wurden unternommen, um die Gesamtmasse der Komponenten im Bereich der Spindelmutter auf unter 10 g zu halten. Um die trotzdem relativ hohen resultierenden Fliehkkräfte zu kompensieren, und so den Spindellager sowie die Spindelwelle zu entlasten, wurde ein Gegengewicht von ca. 22 g am Ende jedes der Rotorblätter gegenüber dem Spindelangriffspunkt angebracht.

2.3 Fertigung und Zusammenbau

Viele der Konstruktionsdetails wurden bereits im Vorfeld der Fertigung im CAD-System ausgearbeitet. Die Fertigung hielt dazu jedoch einige Herausforderungen bereit: die Herstellung der 500 mm Durchmesser Aluminium Rotorendscheibe, das Fräsen der Kegelradzähne und der Encoder-Zähne in den zwei Zahnkränzen, die Fertigstellung des Planetengetriebegehäuserings sowie die Anpassung der 5 Komponenten pro Spindel. **Bild 4** vermittelt einen Eindruck der Komponentenzahl und -komplexität.



Bild 4 Einige der Komponenten aus der Fertigung des Antriebssystems

Nach Fertigstellung aller Komponente des Antriebssystems wurden sie zusammengebaut und im Flügelmodell montiert, das vom FanWing-Erfinder Pat Peebles bereitgestellt wurde. **Bild 5** gibt einen Einblick in den Bereich des Rotorantriebmotors sowie des Blattwinkelstellmechanismus, der zwischen der Rotorendscheibe und der Außenwand des Modells lediglich 65 mm Breite beansprucht. Beim Betrieb des Modells im Windkanal wurde dieser Bereich mit einer Abdeckung geschützt.

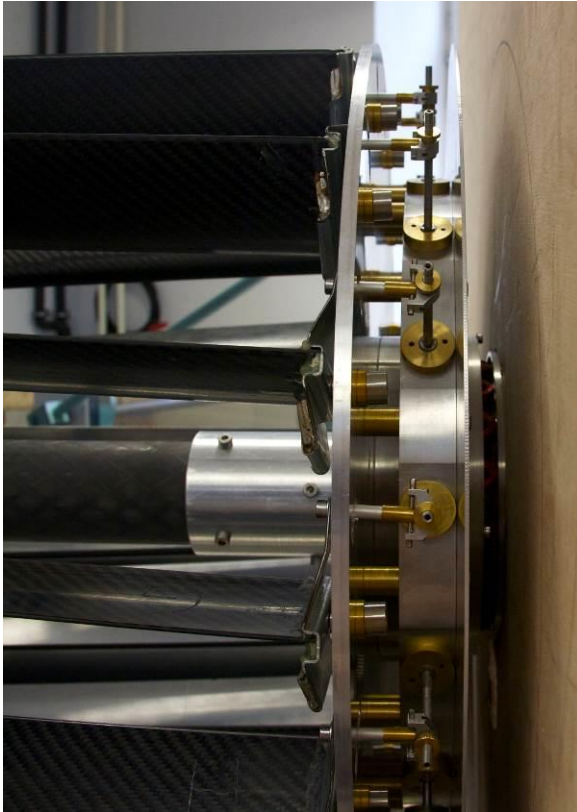


Bild 5 Antriebssystem integriert im Flügelmodell

3 Modellsteuerung

Die Schnittstelle zwischen Modell und Bediener stellt ein kabelgebundenes Fernsteuerungsmodul dar. Hierüber können alle wichtigen Funktionen zur Rotorsteuerung angesprochen werden. So ist es beispielsweise möglich, Drehzahl und Drehrichtung des Motors vorzugeben. Eine Notausfunktionalität mit integrierter Selbsthaltung gewährleistet zusätzliche Sicherheit während des Betriebs. Darüber hinaus beinhaltet die Fernbedienung einige Schalter und Potentiometer zur Ansteuerung einer Wirbelstrombremse für die Rotorblattverstellung. Auch der Aktor zur Verstellung der Anstellwinkel des Modells ließe sich über diese Bedienelemente steuern, wobei dieser Aktor schließlich getrennt betrieben wurde.

Bild 6 vermittelt ein Blockschaltbild des Steuersystems zum Betreiben des Modells sowie zur Erfassung von wichtigen Messgrößen. Dabei dienen die Wirbelstrombremse und der Encoder der Blattwinkelverstellung wie im Folgenden beschrieben.

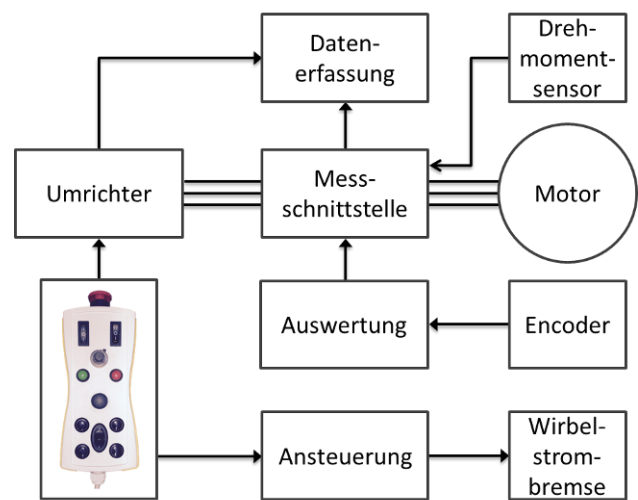


Bild 6 Blockschaltbild der Rotorsteuerung und Datenerfassung

3.1 Rotorsteuerung

Für die Untersuchung des Modellverhaltens im Windkanal bietet ein weitgehend parametrierbarer Industrie-Inverter viel Flexibilität, die einerseits vorteilhaft ist aber andererseits auch einige Komplikationen in sich birgt. Nachdem die passenden Steuerparameter hinterlegt worden sind, läuft der Rotorantrieb stabil und kräftig an und lässt sich wahlweise Drehzahl- bzw. Drehmoment-gesteuert betreiben.

3.2 Blattwinkelverstellung

Die bereits beschriebene Blattwinkelverstellung wurde mittels einer Wirbelstrombremse bewerkstelligt. Im Vergleich zu konventionellen Scheibenbremsen bietet dieser Lösungsansatz verschiedene Vorteile. Aufgrund des berührungsfreien Bremsvorgangs auf Basis induzierter Wirbelströme tritt keine Reibung auf, wodurch mechanischer Verschleiß ausgeschlossen werden kann. Außerdem ist eine gezielte elektrische Ansteuerung möglich.

Eine einzelne Bremseneinheit dient der Kontrolle beider Bremscheiben bzw. beider Zahnkränze des Blattverstellmechanismus. Die Bremseneinheit setzt sich im Wesentlichen aus zwei Spulen und drei Bremsarmen zusammen, siehe **Bild 3**. Zur Inbetriebnahme kann die Bremse dank einer speziellen Halterung in Ihre Position zwischen den Bremscheiben ausgeklappt und fixiert werden.

Durch Bestromung der entsprechenden Spule wird ein Magnetfeld zwischen den Schuhen des gewählten Polpaares erzeugt. Die Magnetisierung innerhalb des nicht angesteuerten Bremsarmes bleibt dabei durch Messungen validiert vernachlässigbar klein. Die separate Ansteuerung der beiden Magnetkreise ermöglicht die resultierende Relativbewegung der Bremscheiben zum Antreiben der Zahnrad-Spindel-Kombination.

Im Rahmen der Auslegung der Wirbelstrombremse wurden, basierend auf verschiedenen Berechnungen zur Bremskraft und der magnetischen Kreise [6,7], Aspekte wie u.a. die Werkstoffauswahl und Spulendimensionierung betrachtet und zu einem Gesamtkonzept zusammengefügt.

Dabei haben Berechnungen gezeigt, dass die Ausführung der Bremscheiben (Zahnkränze) im magnetischen Stahl zu einer höheren Bremswirkung führen würde als beim Einsatz von Aluminium. Messungen der magnetischen Flussdichte im Bereich der Bremscheibenoberfläche ergaben Werte im Bereich von 1 T.

Die für die Blattwinkelverstellung benötigte Bremskraft errechnet sich aus dem oben angegebenen Blattdrehmoment zusammen mit der Reibung im Verstellmechanismus und wird in **Bild 7** mit „Verstellkraft“ angegeben. Die Bremskraft, die sich bei der Induktion von Wirbelströmen in einer der Bremscheiben entwickelt, wird für die Flussdichten 0,9 T sowie 1,0 T in Abhängigkeit von der Drehzahl im Diagramm gezeigt. Diesen Berechnungen nach reicht die Bremskraft der Wirbelstrombremse nur im Drehzahlbereich bis ca. 800 bzw. 1000 U/min aus.

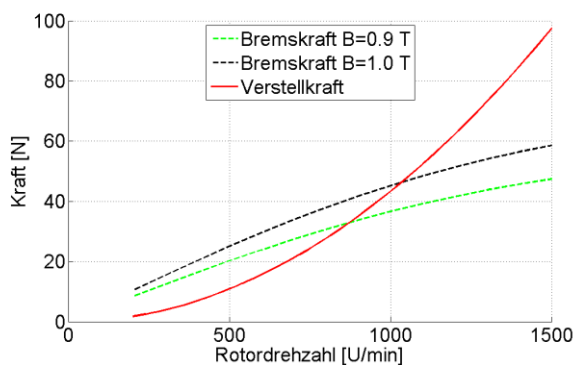


Bild 7 Vergleich der errechneten Bremskraft bei unterschiedlichen Magnetflussdichten mit der benötigten Verstellkraft

Die Ansteuerung der Bremse erfolgt über ein in die Fernbedienung integriertes Potentiometer. Aus der Ausgangsspannung des Potentiometers kann sowohl die Bremsintensität als auch die Blattverstellrichtung abgeleitet werden. Die Spulenleistung wird von einer H-Brücke basierend auf einer Pulsweitenmodulation (PWM) zur Verfügung gestellt. Über jeweils eine in Serie geschaltete Diode lassen sich beide Bremsspulen durch eine einfache Umkehrung der Stromrichtung in der H-Brücke aktivieren.

Nach dem Überwinden einiger mechanischer Passschwierigkeiten konnte die Bremse während des Modellbetriebs getestet werden. Es stellte sich jedoch heraus, dass die resultierende Bremskraft zum Einstellen der Blattwinkel unter keinen der erprobten Betriebsbedingungen ausreichte. Als Gründe hierfür werden u.a. höhere Reibungskräfte innerhalb der Verstellmechanik als erwartet sowie ein montagebedingt größerer Luftspalt zwischen Polschuhen und Bremscheibe angenommen. Infolge dessen wurde das Modell ohne dieses interessante "on-line"-Feature betrieben. Die manuelle Bedienung des Blattverstellmechanismus nahm lediglich ca. drei Minuten in Anspruch, während ohne diese Einrichtung die Zeit zur Einstellung der 16 Rotorblätter mehr als eine halbe Stunde gedauert hätte.

Zur Überwachung des variablen Rotorblattwinkels ist eine kompakte Encodereinheit innerhalb und in geringer Entfernung zu den Zahnkränzen montiert. Diese beinhaltet

sowohl die Sensorik als auch die benötigte Auswertelektronik. Zwei baugleiche Hallsensoren, die aufgrund ihrer Robustheit ausgewählt wurden, ermöglichen eine Erfassung der Relativbewegung beider innenverzahnten Zahnkränze durch Detektion der Zähne. Durch einfaches Zählen der Zähne beider Zahnkränze und anschließende Differenzbildung kann nun direkt die Relativbewegung und somit der Blattwinkel berechnet werden. Entsprechend der kinematischen Gegebenheiten der Blattverstellmechanik ist für eine Blattwinkelverstellung im Bereich $\pm 15^\circ$ eine relative Bewegung der Zahnkränze von insgesamt ca. 3,8 Umdrehungen erforderlich.

Des Weiteren wird das Signal eines der Hallsensoren zur Bestimmung der Drehzahl genutzt. Hierzu muss lediglich die Zeit zwischen zwei aufeinander folgenden Zähnen gemessen werden. Der Kehrwert dieser Messung entspricht der Geschwindigkeit.

3.3 Messschnittstelle

Ein weiteres Elektronikmodul ist in unmittelbarer Nähe zum Motor befestigt. Hier laufen alle Signale zusammen, die für die Datenerfassung relevant sind. Alle Signale werden in Form von analogen Spannungen an das Datenerfassungssystem weitergeleitet.

Außerdem erfolgt in diesem Modul die Erfassung und Auswertung der elektrischen Parameter des Motors. Dazu werden alle drei Phasen des Motors über eine Platine geführt, die die drei Stromsensoren zur Aufzeichnung der Phasenströme aufnimmt. Zur Bestimmung einer Phasenspannung muss zunächst das Tastverhältnis der vom Umrichter ausgegebenen PWM bestimmt und mit dem Spannungsniveau des Netzteiles gewichtet werden. Beim Layout des Leistungsteils wurde konsequent auf eine galvanische Trennung zwischen der Hochspannung und der restlichen Schaltung geachtet. Durch Ergänzung eines externen AD-Wandlers, der ein gleichzeitiges Einlesen der drei Phasenströme und -spannungen ermöglicht, kann zusätzlich die elektrische Leistung berechnet werden. Zur Bestimmung der mechanischen Leistung wird neben der Drehzahl auch das Antriebsmoment benötigt, die sich aus dem Kraftsensordesign in Verbindung mit der Hebellänge errechnen lässt.

4 Modellcharakterisierung

Nach Inbetriebnahme des FanWing-Flügelmodells mit elektrischem Antriebssystem wurde das Modell in den mit 3 m Durchmesser großen L-1 Windkanal am Von Karman Institut für Fluidodynamik in Belgien installiert, siehe **Bild 8**. Drei Testphasen dienten der Untersuchung des aerodynamischen Auf- bzw. Vortriebs des FanWing-Flügels unter Variation von vielen Parametern wie Strömungsgeschwindigkeit, Anstellwinkel, Rotordrehzahl bis 1200 U/min und Rotorblattwinkel. Sechs verschiedene Rotorblatt- sowie mehrere Flügelprofile wurden dabei untersucht. Parallel hierzu und zwecks Vergleichs wurden Strömungssimulationen durchgeführt [4].



Bild 8 Installation des FanWing-Modells im Windkanal

5 Zusammenfassung

Ein mechatronisches Antriebssystem mit kompaktem Torque-Motor und einem Mechanismus zur Rotorblattverstellung wurde realisiert und im Flügelmodell des zukunfts-trächtigen Flugzeugkonzeptes FanWing implementiert. Die im Windkanal gewonnenen aerodynamischen Eigenschaften des angetriebenen Flügelmodells fließen in eine Marktstudie [5] am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt ein, in der bereits mehrere Einsatzfelder wie z.B. Paketdrohne, Agrarflugzeug (siehe **Bild 9**), Passagiertransport sowie Löschflugzeug in Aussicht gestellt werden, die Nutzlastklassen zwischen 5 kg und 10 Tonnen abdecken.



Bild 9 Computergrafik eines Agrarflugzeuges der Ultraleicht-Klasse (Abbild von Adrian Mann © FanWing Ltd.)

Die Forschung und die Entwicklung, über deren Ergebnisse hier berichtet wird, wurden im Rahmen des Projektes SOAR (diStributed Open-rotor AiRcraft) durchgeführt und von der europäischen Kommission im 7. Rahmenprogramm unter der Fördervertragsnummer 341455 gefördert.

6 Literatur

- [1] SOAR-Projekt, Projektwebseite: www.soar-project.eu
- [2] FanWing-Webseite: www.fanwing.com
- [3] Seyfang, G.: *Recent Developments of the FanWing Aircraft*. In: Proc. 3rd European Air & Space Conference (CEAS), 24.-28. Okt. 2011, Venedig
- [4] Saracoglu, B.; Paniagua, G.: *Analysis of the flow field around the wing section of a FanWing aircraft under various flow conditions*. In: AIAA SciTech 2015 Conference, 05.-09. Jan. 2015, Florida
- [5] Gibbs, J. et al.: *An Analysis of FanWing Flight Physics and Potential Business Cases*. In: 4th EASN Workshop on Flight Physics and Aircraft Design, 27.-29. Okt. 2014, Aachen
- [6] Wouterse, J.H.: *Critical torque and speed of eddy current brake with widely separated soft iron poles*. In: IEE Proceedings-B, Vol. 138, No. 4, July 1991.
- [7] Caldwell, N.J.; Taylor, J.R.M.: *Eddy-Current Actuator for a Variable Pitch Air Turbine*. In: Proc. Third European Wave Power Conference, 30. Sept. - 2. Okt. 1998, Patras

Modellbildung und iterativ lernende Regelung eines Herzunterstützungssystems

Modeling and iterative learning control of a Ventricular Assist Device

Dr.-Ing. Marian Walter, M.Sc. Daniel Rüschen, B.Sc. Frederik Prochazka, M.Sc. David Löschecke, Dipl.-Ing. Sebastian Schwandtner, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. med. Steffen Leonhardt,
RWTH Aachen, Lehrstuhl für Medizinische Informationstechnik, 52074 Aachen, Deutschland, walter@hia.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Ist der Herzmuskel geschädigt, kann zur Aufrechterhaltung der Pumpfunktion und zur Entlastung des Muskels ein Herzunterstützungssystem verwendet werden. Bei diesen handelt es sich um technische Pumpsysteme, die je nach Pumpenprinzip entweder kontinuierlich oder pulsatil Blut aus dem Herz in den Blutkreislauf fördern. Das Funktionsprinzip eines kontinuierlich fördernden rotatorischen Herzunterstützungssystems gleicht dem einer industriellen Hydraulikpumpe, lediglich Drehzahlen und Design des Strömungswegs sind an die spezifischen Anforderungen des Einsatzes mit Blut angepasst. Da das natürliche Herz pulsatil fördert, vermuten viele Mediziner, dass die pulsatile Ansteuerung kontinuierlich fördernder Pumpen therapeutische Vorteile bietet. Im Rahmen der im vorgestellten Arbeiten wird eine systematische Modellbildung einer Medos DP-1 Blutpumpe durchgeführt. Die Identifikation der Systemparameter erfolgte in dem von den Autoren vorgestellten Hardware-in-the-Loop (HiL) Prüfstand [HSC⁺13], sowohl in einer statischen Vermessung der Systemeigenschaften als auch einer hochdynamischen Identifikation der dynamischen Charakteristik. Anschließend wurden sowohl ein konventioneller Regler als auch ein iterativ lernender Regler entworfen. Die entworfenen Regler wurden zunächst im Prüfstand hinsichtlich Robustheit und Performance untersucht. Im Anschluss an die Charakterisierung der Regler wurde dann im HiL-Prüfstand die Interaktion des Herzunterstützungssystems im simulierten physiologischen Betrieb mit dem dynamisch schlagenden Herzen untersucht.

Abstract

In case of severe heart failure ventricular assist devices (VAD) may support the necessary pumping as well as relieve the heart muscle. Such VADs are technical pumping systems based on either pulsatile (membrane pumps) or continuous (radial pumps) pumping principles. With continuous pumping systems there is an ongoing discussion whether imitating the pulsatile pumping of the heart is beneficial or of no consequence. In order to overcome this, recent research aims at dynamical operation of rotational VAD pumps. The following article derives a model for the Medos DP-1 blood pump. Two controllers, a conventional as well as an iterative learning controller were developed and designed using the hardware-in-the-loop test rig presented by our group previously [HSC⁺13]. Finally their physiological performance is shown in the interaction with the simulation of dynamical heart beat.

1 Einleitung

Herzerkrankungen gehören immer noch zu den häufigsten Todesursachen in Deutschland. Allein im Jahr 2010 starben mehr als 170000 Menschen an einem akutem Myokardinfarkt, Herzinsuffizienz oder chronischer ischämischer Herzkrankheit (Statistisches Bundesamt, [Sta11]). Auch wenn die medizinischen Therapiemöglichkeiten eine immer bessere Versorgung der Patienten ermöglichen, so limitiert die begrenzte Anzahl von Spenderorganen für eine Herztransplantation doch die Verfügbarkeit für jeden Betroffenen. Um diese Lücke zu schließen, wird dabei immer mehr auf technische Systeme zurückgegriffen, die entweder die Herzfunktion ganz (Kunstherz) oder teilweise (Herzunterstützungssysteme, Ventricular Assist Devices VAD) ersetzen. Bei Kunstherzen/Unterstützungssystemen kommen im wesentlichen zwei grundlegende Pumpstechniken zum Einsatz. Das sind zum einen Pulsationspumpen, bei denen ähnlich dem natürlichen Herzen eine Pumpkammer

periodisch entleert wird. Zum anderen setzen sich Rotationspumpen gerade im Bereich der Herzunterstützung immer mehr durch, da sie kleiner zu realisieren sind und je nach Konstruktion sogar minimalinvasiv einzusetzen sind sowie auch Vorteile auf Grund geringerer Blutschädigung haben können.

Genau so alt wie die Geschichte der Rotationspumpen ist die Diskussion, ob das kontinuierliche Durchflussprofil physiologische Nachteile mit sich bringt, da das Kreislaufsystem natürlicherweise von einer pulsatilen Pumpe betrieben wird [Und04]. So wird vermutet, dass beispielsweise die periphere Durchblutung oder die Entlastung des Ventrikels durch pulsatile Herzunterstützung verbessert wird. Andererseits besitzen rotatorische Pumpsysteme sehr viele praktische Vorteile in der Anwendung, so dass sie heutzutage eine wesentlich größere klinische Verbreitung gefunden haben. Eine gute Übersicht über den Stand der Diskussion gibt [SKG⁺13]. Schon seit längerem versucht man deshalb die Vorteile beider Prinzipien zu vereinen und unternimmt

Anstrengungen Rotationspumpen dynamisch anzusteuern. Zumeist handelt es sich um eine gesteuerte Modulation der Pumpendrehzahl die durch das EKG synchronisiert wird, z.B. [ANT⁺11]. Idealerweise wäre die Modulation abhängig von physiologischen Größen oder Therapiezielen zu gestalten, z.B. um die Herzarbeit mit einem definierten Unterstützungsgrad zu entlasten oder in der Entspannungsphase den arteriellen Druck für eine bessere Durchblutung des Herzmuskels zu erhöhen (Gegenpulsation). Eine mögliche und einfacher umzusetzende Therapiestrategie ist beispielsweise die Modulation des Durchflusses durch die Pumpe, so dass man zum einen die eigentliche Volumenförderung in der Diastole (Hochdruckphase) zur Herzentlastung konzentriert, während in der Diastole dann mit niedrigem positiven Nettofluss ein Reflux durch die Pumpe vermieden wird. Da der Volumenstrom durch die Pumpe wesentlich von den Betriebsdrücken abhängig ist, ist hierzu die Implementierung einer robusten und dynamischen Regelung notwendig. Der Vorteil gegenüber der Drehzahlmodulation ist die quantifizierbare, vom jeweiligen Betriebspunkt unabhängige Einstellung der Therapiegröße.

2 Modellbildung

Das Funktionsprinzip eines rotatorischen Herzunterstützungssystems gleicht dem einer industriellen Hydraulikpumpe, lediglich Drehzahlen und Design des Strömungswegs sind an die spezifischen Anforderungen des Einsatzes mit Blut angepasst. Das Antriebsprinzip basiert auf einem rotierenden Flügelrad, das einen Impuls auf die vorbeiströmenden Flüssigkeitsmoleküle überträgt und so einen Druckgradienten schafft, der zu einer Flüssigkeitsströmung führt. Man unterscheidet hierbei verschiedene Pumpentypen hinsichtlich der Anordnung von Flügelrad und Richtung des Strömungs-Auslasses. Bei Axialpumpen liegen Rotationsachse und Auslass in einer Richtung, bei Radial- bzw. Tangentialpumpen erfolgt der Strömungsauslass quer zur Rotationsachse der Flügel. Bei der in unseren Versuchen verwendeten Blutpumpe, einer Medos DeltaStream DP1, handelt es sich um eine Mischform, eine sogenannte Diagonalspumpe, bei der die Flügel schräg auf dem Flügelrad sitzen, Bild 1.

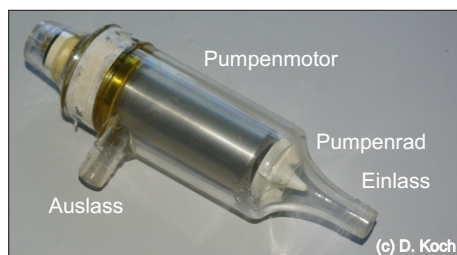


Bild 1 Medos DeltaStream DP1.

Unabhängig vom Einsatzzweck der Radialpumpe kann die Modellbildung zunächst der üblichen Systematik folgend [Ise08] durchgeführt werden. Der elektrische Antrieb wird durch den Spannungsumlauf in der Motorwicklung beschrieben:

$$\frac{d}{dt} I_A \cdot L_{\text{Anker}} = U_A - \omega \cdot K_{\text{EMF}} - I_A \cdot R_{\text{Anker}} \quad (1)$$

mit

L_{Anker} Ankerinduktivität (mH)

I_A Ankerstrom (A)

U_A Ankerspannung (V)

R_{Anker} Wicklungswiderstand (mΩ)

ω Drehzahl (rad s⁻¹)

K_{EMF} Rückinduktionskonstante (V s rad⁻¹).

Der elektrische Antrieb wirkt auf das Flügelrad des Pumpkopfes, das in Rotation versetzt wird. Die zentrale Momentengleichung setzt das Antriebsmoment sowie Reibung und Lastmoment zueinander in Beziehung:

$$\frac{d}{dt} \omega \cdot J_{\text{Pumpe}} = \Psi \cdot I_A - k_{\text{Reib}} \cdot \omega - M_{\text{Pump}} \quad (2)$$

mit

J_{Pumpe} Trägheitsmoment (kg m²)

k_{Reib} Reibungskonstante

M_{Pump} Lastmoment der Pumpfunktion.

Da die Blutpumpe nur in einer Richtung pumpt und ein Stillstand (Blutgerinnung) nicht erwünscht ist, kann die Haftreibung vernachlässigt werden und $M_{\text{Reib}} = k_{\text{Reib}} \cdot \omega$. Damit erhält man ein Teilmodell für den Pumpenantrieb. Das hydraulische Teilsystem ist je nach konkretem Pumpendesign spezifisch. Für die von uns verwendete Diagonalspumpe Medos DP1 hat beispielsweise [Van04] ein Ersatzmodell abgeleitet:

$$\Delta P = A \cdot \omega^2 - R_P f(\dot{V}_b) \quad (3)$$

mit

ΔP Druckdifferenz über dem Pumpenkopf (mmHg)

A Pumpenkonstante (mmHg rpm²)

ω Pumpendrehzahl (rpm)

R_P Pumpenwiderstand

\dot{V}_b Blutfluss (L min⁻¹).

Der Differenzdruck über der Pumpe ergibt sich aus der effektiven Pumpleistung des Antriebs, abzüglich der entgegenwirkenden Pumpverluste im Strömungsweg. Abhängig von der Strömungscharakteristik (turbulent/laminar) haben diese Strömungsverluste lineare oder quadratische Charakteristik. Für Medien mit blutähnlicher Viskosität (wir verwenden Glysofor N¹ als Blut-Modellflüssigkeit) haben wir das in Bild 2 gezeigte Kennfeld aufgenommen. Bei der Schätzung der Modellparameter aus Gl.(3) zeigt sich, dass mit einem gemischten Ansatz (Reihenschaltung turbulenter und laminarer Strömungsverluste) das beste Ergebnis erreicht werden kann, Gl.(4).

$$\Delta P = A \cdot \omega^2 - R_{P_{\text{turb}}} \cdot \dot{V}_b^2 \cdot \text{sign}(\dot{V}_b) - R_{P_{\text{lam}}} \cdot \dot{V}_b \quad (4)$$

¹Glysofor-N hat bei Raumtemperatur (20°C) eine Dichte von 1,13 - 1,14 g cm⁻³ sowie eine Dynamische Viskosität von 21 mPa s [Wit]

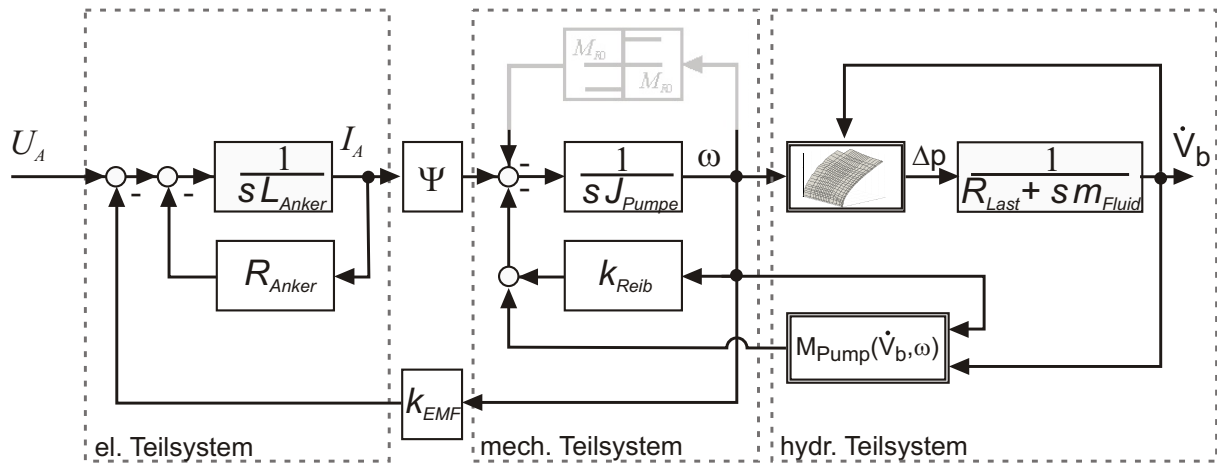


Bild 3 Blockschaltbild der Modellgleichungen für das elektrische, mechanische und hydraulische Teilsystem der Blutpumpe.

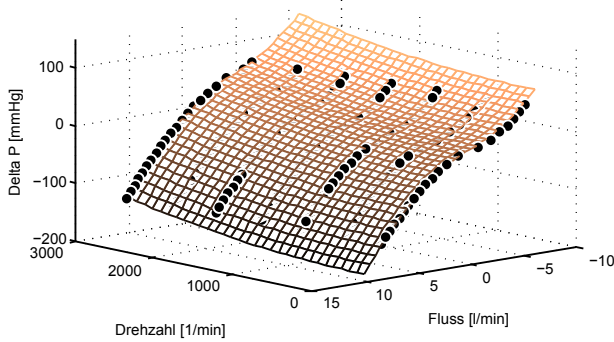


Bild 2 Vermessung des statischen Kennfeldes einer Medos DP1 Blutpumpe und Approximation durch Gl. (4).

Zusätzlich ist für den turbulenten Anteil an den Strömungsverlusten auch die Richtung des Flusses durch die Signum Funktion zu berücksichtigen. Für die Beschreibung des auf den Antrieb zurückwirkenden Lastmomentes M_{Pump} finden sich in der Literatur keine formalen Herleitungen und es erfolgt meist eine Beschreibung durch allgemeine Funktionale, die an Messdaten approximiert werden, z.B. nach *Lim et al.* [LCR⁺07]:

$$M_{Pump} = k_0 \cdot \dot{V}_b^2 \omega + k_1 \cdot \dot{V}_b \omega^2 + k_2 \cdot \omega + k_3 \cdot \omega^3 \quad (5)$$

Für die Beschreibung des dynamischen Pumpverhaltens fehlt jetzt nur noch die an der Pumpe anliegende Last, über die Druck und Pumpenfluss zueinander in Beziehung gesetzt werden. Im einfachsten Fall handelt es sich bei der Last um einen reellen Strömungswiderstand. Im dynamischen Fall darf zudem die Massenträgheit der Flüssigkeitssäule nicht vernachlässigt werden, so dass gilt:

$$\Delta P = R_{Last} \dot{V}_b + m_{fluid} \frac{d}{dt} \dot{V}_b \quad (6)$$

Die vorgestellten Modellgleichungen können nun in ein Blockschaltbild überführt werden, siehe Bild 3.

Bild 4 zeigt den Vergleich zwischen parametrisiertem dynamischen Pumpenmodell und Messung im Prüfstand. Die Pumpe wird dazu Ankerstrom-geregelt betrieben, wobei der Sollwert ein pseudo-zufälliges binäres Rauschsignal ist, das zwischen den Werten 0.1 A und 1.2 A schwankt.

Der Differenzdruck über dem Pumpenkopf betrug während des gesamten Versuchs etwa 0 mmHg.

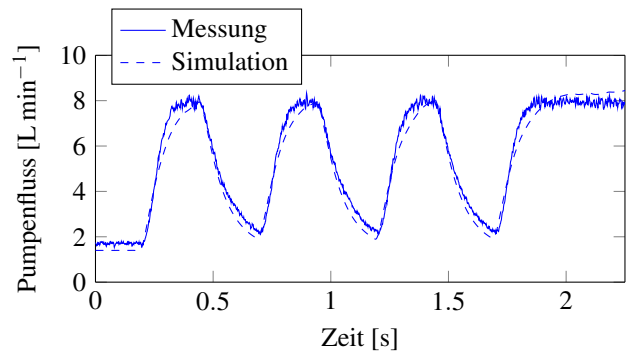


Bild 4 Vergleich von dynamischem Pumpenmodell und Messung mit einem PRBS-Signal als Stellgröße für den Ankerstrom.

3 Regelung

Der Durchfluss der Blutpumpe \dot{V}_b wird mit einer Kaskadenregelung eingestellt, wobei der innere Regelkreis aus einem PI-Regler für den Ankerstrom I_A besteht. Diesem sind ein zeitdiskreter PID-Regler und ein iterativ lernender Regler (ILR), wie in Bild 5 gezeigt, überlagert. Die Stellgröße $I_{A,soll}$ wird aus Abweichungen zwischen Soll- und Istwert im aktuellen und im vergangenen Herzzyklus erzeugt. Die zeitdiskrete Übertragungsfunktion des iterativ lernenden Reglers ergibt sich zu:

$$U_{j+1}(z) = Q(z) [U_j(z) + zL(z)E_j(k)]. \quad (7)$$

Die Indizes j und $j+1$ beschreiben hier den vergangenen bzw. aktuellen Herzzyklus mit

$U(z)$ Stellgröße

$E(z)$ Regelabweichung

$Q(z)$ Q -Filter

$L(z)$ Lernfunktion.

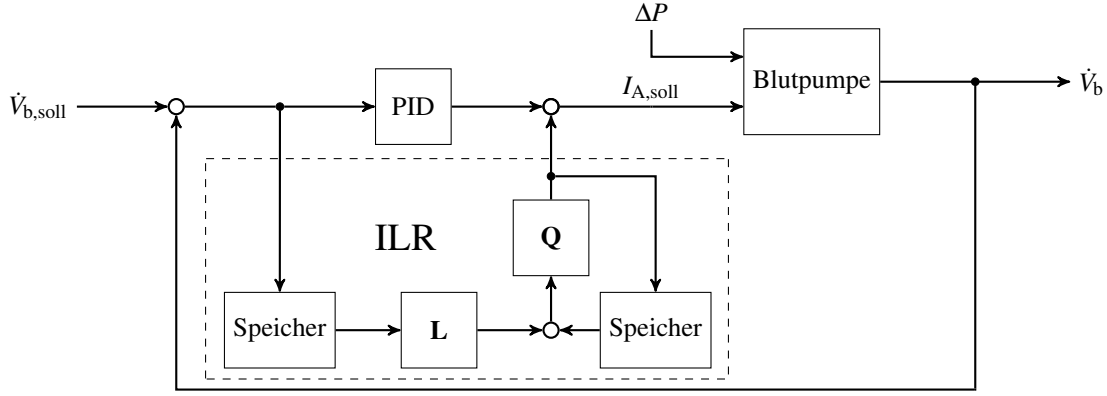


Bild 5 Struktur des iterativ lernenden Reglers.

Für die quadratisch optimale Auslegung des Q -Filters und der Lernfunktion L nach [GN01] wird die Regelstrecke im Arbeitspunkt $\dot{V}_{b,AP} = 3 \text{ L min}^{-1}$ linearisiert und die Übertragungsfunktion

$$P(z) = \frac{\dot{V}_b(z)}{I_{A,soll}(z)} \quad (8)$$

des geschlossenen Kreises mit PID-Durchflussregler und kaskadiertem Stromregler berechnet. Die Markov-Parameter dieser Übertragungsfunktion werden zur unteren Dreiecksmatrix

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} p_1 & 0 & \cdots & 0 \\ p_2 & p_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ p_N & p_{N-1} & \cdots & p_1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

mit Zykluslänge N zusammengefasst. Der optimale Q -Filter ergibt sich zu

$$\mathbf{Q}_{opt} = (\mathbf{P}^T \mathbf{Q}_{LQ} \mathbf{P} + \mathbf{R}_{LQ} + \mathbf{S}_{LQ})^{-1} (\mathbf{P}^T \mathbf{Q}_{LQ} \mathbf{P} + \mathbf{S}_{LQ}) \quad (10)$$

und die Lernfunktion L zu

$$\mathbf{L}_{opt} = (\mathbf{P}^T \mathbf{Q}_{LQ} \mathbf{P} + \mathbf{S}_{LQ})^{-1} \mathbf{P}^T \mathbf{Q}_{LQ}, \quad (11)$$

mit den Wichtungsmatrizen des Optimierungsproblems (für einen Zyklus)

$$\min_{\mathbf{u}} \mathbf{e}^T \mathbf{Q}_{LQ} \mathbf{e} + \mathbf{u}^T \mathbf{R}_{LQ} \mathbf{u} + \delta \mathbf{u}^T \mathbf{S}_{LQ} \delta \mathbf{u} \quad (12)$$

ohne Nebenbedingungen [BTA06]. Wie beim linearquadratischen Regler beeinflusst das Verhältnis der Wichtungsmatrizen \mathbf{Q}_{LQ} und \mathbf{R}_{LQ} das Einschwingverhalten relativ zum Einsatz des Aktuators. Die Wichtungsmatrix \mathbf{S}_{LQ} berücksichtigt zusätzlich die Änderung der Vorsteuerungstrajektorie von aktuellen zum nächsten Zyklus $\delta \mathbf{u}$.

4 Ergebnisse

Der iterativ lernende Regler wurde in einem Hardware-in-the-Loop (HiL) Prüfstand [HSC⁺13] im simulierten physiologischen Betrieb mit dem dynamisch schlagenden Herzen untersucht und mit einem klassischen Referenzregler (PID-Regler mit PD-Störgrößenaufschaltung) vergli-

chen. Die Blutpumpe wurde dazu über eine hydraulisch-numerische Schnittstelle mit einem Modell des Herzen und des Kreislaufsystems verbunden. Dieses Modell lieferte die Sollwerte für die Vorlast (linksventrikulärer Druck) und die Nachlast (aortaler Druck). Der Pumpenfluss wurde mit einem Ultraschall-Durchflussmesser gemessen und an das Kreislaufmodell zurückgeführt, welches auf das veränderte Herzminutenvolumen reagierte. Es wurde eine feste Herzfrequenz von 60 Schlägen pro Minute und eine (pathologisch) verminderte Kontraktilität des Herzens simuliert.

Die Medos DeltaStream DP1 wurde mit einem Echtzeitrechner (DS1005, dSPACE) über einen Servocontroller (ESCON 50/5, maxon motor) mit einer Abtastfrequenz von 1 kHz angesteuert. Die Stellgrößen des Referenzreglers als auch des iterativ lernenden Reglers wurden online auf dem dSPACE-System berechnet. Beiden Reglern wurde eine rechteckförmige, mit dem Herzschlag synchronisierte Sollwerttrajektorie für den Pumpenfluss vorgegeben. Diese wurde zu 1 L min^{-1} während der Diastole und 5 L min^{-1} während der Systole gewählt, um die natürliche Pumpfunktion des Herzens zu unterstützen.

Bild 6 zeigt als Referenz das Folgeverhalten über drei Herzschläge eines PID-Reglers mit PD-Störgrößenaufschaltung sowie den Verlauf der Vor- und Nachlast.

Die Störgröße ergibt sich aus der Druckdifferenz zwischen Vor- und Nachlast, diese beeinflusst maßgeblich den Durchfluss der Blutpumpe. Der obere Sollwert von 5 L min^{-1} wird etwa zur Hälfte der Systole erreicht, wobei der Durchfluss bedingt durch den positiven Differenzdruck überschwingt. Der untere Sollwert von 1 L min^{-1} wird nur annähernd erreicht. Über 60 gemessene Zyklen ergibt sich ein Maximalfehler $e_{max} = 3,44 \text{ L min}^{-1}$ und ein mittlerer quadratischer Fehler von $e_{RMS} = 1,10 \text{ L min}^{-1}$.

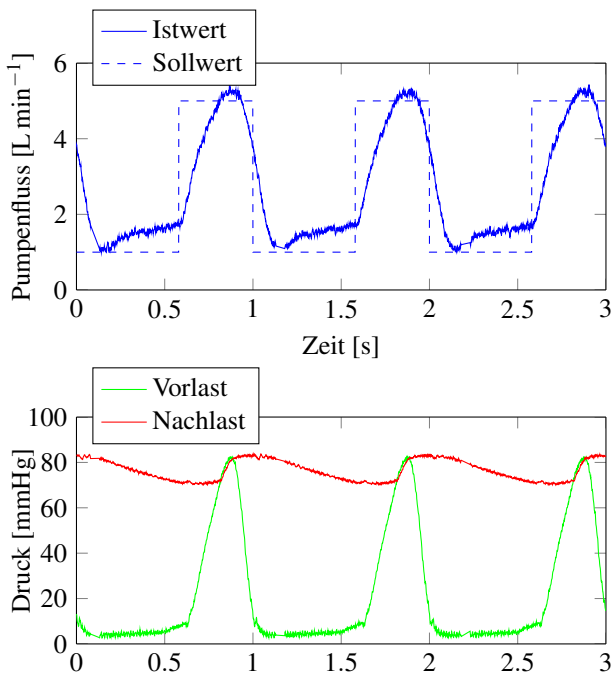


Bild 6 Folgeverhalten des Referenzreglers und Verlauf der Störgrößen.

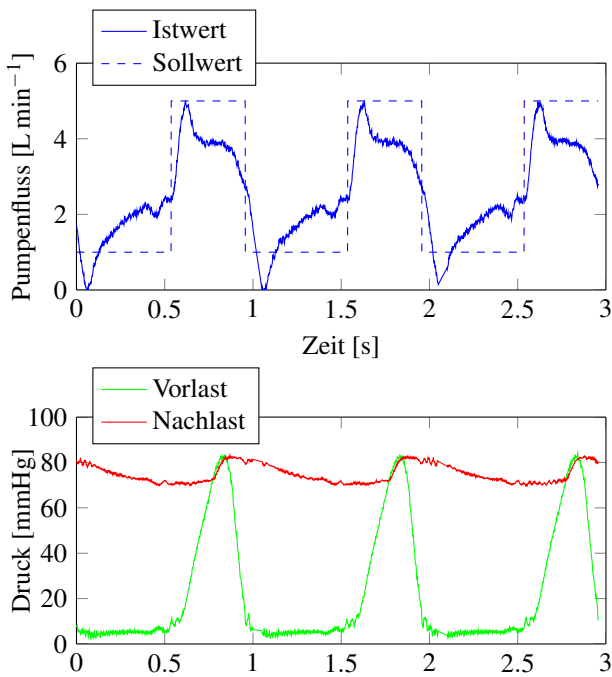


Bild 7 Folgeverhalten des iterativ lernenden Reglers und Verlauf der Störgrößen.

Bild 7 zeigt das Folgeverhalten des iterativ lernenden Reglers sowie der Vor- und Nachlast im konvergierten Zustand. Der Pumpenfluss zeigt ein Unterschwingen von etwa 1 L min^{-1} zu Beginn des unteren Werts der Sollwerttrajektorie. Von diesem ist ein Anstieg zu beobachten, bis die aktive Füllungsphase des linken Ventrikels beginnt. Es folgt ein steiler Anstieg bis zur Öffnung der Aortenklappe bei dem kurzzeitig der obere Sollwert erreicht wird, bis sich der Durchfluss bei etwa 4 L min^{-1} stabilisiert. Im ein-

geschwungenen Zustand verbleibt ein Maximalfehler von $e_{\max} = 2,42 \text{ L min}^{-1}$ und ein mittlerer quadratischer Fehler von $e_{\text{RMS}} = 0,97 \text{ L min}^{-1}$. Bild 8 zeigt das transiente Verhalten des iterativ lernenden Reglers über 120 Herzzyklen.

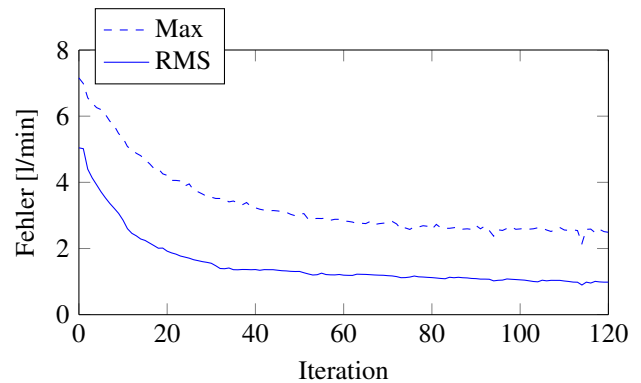


Bild 8 Transientes Verhalten des iterativ lernenden Reglers.

Der quadratisch optimale ILR benötigt etwa 50 Iteration um die stationären Endwerte des mittleren quadratischen Fehlers und des Maximalfehlers zu erreichen, dabei konvergiert er monoton.

5 Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wurde die systematische Modellbildung sowie der Reglerentwurf für ein rotatorisches Herzunterstützungssystem dargestellt. Die abgeleitete Modellvorstellung ist typisch für Pumpsysteme dieses Funktionstyps und kann damit ohne größere strukturelle Änderung auch auf andere Fabrikate übertragen werden. Die Modellparameter wurden durch Vermessung am hydraulischen Hardware-in-the-Loop Prüfstand gewonnen, wobei dafür nur dessen Fähigkeit benutzt wurde, beliebige Arbeitspunkte für Vor- und Nachlast vorzugeben. Der Vergleich von Modellierung und realem System zeigt sowohl in der statischen Übertragungsfunktion als auch im dynamischen Verhalten gute Übereinstimmung. Das Prozessmodell wurde dann verwendet sowohl einen konventionellen PID-Regler mit Störgrößen-Aufschaltung als auch einen iterativ lernenden Regler zu entwerfen. Da das Prozessmodell relativ gut ist, zeigt bereits der konventionelle Regler ein befriedigendes Regelverhalten, wie auch die iterativ lernende Regelung. Das nicht zu schnelle Folgeverhalten beider Reglertypen ist auf die Stellgrößenbeschränkung der Pumpe (max. Motorstrom von $1,56 \text{ A}$) zurückzuführen. Beide Regler führen zu einem ähnlichen Verlauf des Drucks in der Aorta wobei insgesamt eine im Vergleich zum gesunden Herzen etwas reduzierte Pulsatilität zu beobachten ist. Über die Vorgabe von Flüssen (im Gegensatz zu Drehzahlen) kann eine bessere quantitative Einstellung der Therapiegrößen (welche quantitative Unterstützungsleistung das VAD übernimmt) erreicht werden. Die initial größeren Flussraten der iterativ lernenden Regelung sind hierbei positiv zu beurteilen, da hier schon in einer Frühphase der Kontraktion das Herz entlastet wird. Insgesamt zeigen beide Regler robustes und stabiles Verhalten, die auch bei Veränderung von Kreislaufparametern (Kontrak-

tilität, Nachlast) die Pumpe stabil und zufriedenstellend regeln. Die ILR hat über den Adaptionsmechanismus mitunter gewisse Performancevorteile, gerade in Bereichen der Regelung, die nicht dem Nominal-Arbeitspunkt entsprechen.

Weitere Arbeiten zielen in Richtung einer Unterstützungsgrad-orientierten Regelung, wobei nicht mehr ein arbiträrer Sollverlauf des Volumenstroms geregelt werden soll, sondern bezogen auf die Herzarbeit die Unterstützungsleistung der Pumpe dynamisch eingeregelt wird.

6 Literatur

- [ANT⁺11] ANDO, Masahiko ; NISHIMURA, Takashi ; TAKEWA, Yoshiaki ; YAMAZAKI, Kenji ; KYO, Shunei ; ONO, Minoru ; TSUKIYA, Tomonori ; MIZUNO, Toshihide ; TAENAKA, Yoshiyuki ; TATSUMI, Eisuke: Electrocadiogram-synchronized rotational speed change mode in rotary pumps could improve pulsatility. In: *Artif Organs* 35 (2011), Oct, Nr. 10, 941–947. <http://dx.doi.org/10.1111/j.1525-1594.2011.01205.x>
- [BTA06] BRISTOW, D.A. ; THARAYIL, M. ; ALLEYNE, A.G.: A survey of iterative learning control. In: *IEEE Control Systems* 26 (2006), Nr. 3, S. 96–114. <http://dx.doi.org/10.1109/MCS.2006.1636313>. – DOI 10.1109/MCS.2006.1636313. – ISSN 1066-033X
- [GN01] GUNNARSSON, Svante ; NORRLÖF, Mikael: On the design of {ILC} algorithms using optimization. In: *Automatica* 37 (2001), Nr. 12, 2011–2016. [http://dx.doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/S0005-1098\(01\)00154-6](http://dx.doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/S0005-1098(01)00154-6). – DOI [http://dx.doi.org/10.1016/S0005-1098\(01\)00154-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0005-1098(01)00154-6). – ISSN 0005-1098
- [HSC⁺13] HEINKE, S. ; SCHWANDTNER, S. ; COSTANTE, C. ; HEYN, H.-M. ; BRENDLE, C. ; LEONHARDT, S. ; WALTER, M.: Modellierung und Regelung eines hydraulischen HIL-Simulators zum Test von Herzunterstützungssystemen. In: *at-Automatisierungstechnik* 61 (2013), Nr. 9. <http://dx.doi.org/10.1524/auto.2013.0054>
- [Ise08] ISERMANN, R.: *Mechatronische Systeme*. zweite Auflage. Springer Verlag Berlin-Heidelberg-New York, 2008
- [LCR⁺07] LIM, Einly ; CLOHERTY, S. L. ; REIZES, J. A. ; MASON, D. G. ; SALAMONSEN, R. F. ; KARANTONIS, D. M. ; LOVELL, N. H.: A Dynamic Lumped Parameter Model of the Left Ventricular Assisted Circulation. In: *EMBS 2007. 29th Annual International Conference IEEE*, 2007, S. 3990–3993
- [SKG⁺13] SOUCY, Kevin G. ; KOENIG, Steven C. ; GIRIDHARAN, Guruprasad A. ; SOBIESKI, Michael A. ; SLAUGHTER, Mark S.: Rotary pumps and diminished pulsatility: do we need a pulse? In: *ASAIO J* 59 (2013), Nr. 4, 355–366. <http://dx.doi.org/10.1097/MAT.0b013e31829f9bb3>
- [Sta11] STATISTISCHES BUNDESAMT: *Todesursachen 2010 nach ICD-10*. www.destatis.de/DE/ZahlenFakten/GesellschaftStaat/Gesundheit/Todesursachen/Tabellen/SterbefaelleInsgesamt.html. Version: 2011
- [Und04] UNДАР, Akif: Myths and truths of pulsatile and nonpulsatile perfusion during acute and chronic cardiac support. In: *Artif Organs* 28 (2004), May, Nr. 5, 439–443. <http://dx.doi.org/10.1111/j.1525-1594.2004.00086.x>
- [Van04] VANDENBERGHE, Stijn: *Modeling the Interaction between Cardiac Assist Devices and the Left Ventricle*, Ghent University, Diss., 2004
- [Wit] WITTIG UMWELTCHEMIE: *Spezifikation Glysofor-N*. <http://www.glysofor.de/pdf/Glysofor-N-Spezifikation-D.pdf>. – zuletzt besucht 11/2014

Modellgestützte flachheitsbasierte Folgeregelung von quasistatischen Mikroscoannern

Model- and flatness-based tracking control for quasistatic microscanners

Dipl.-Ing. Richard Schroedter², Dipl.-Ing. Matthias Roth¹, Dr.-Ing. Thilo Sandner², Prof. Dr. techn. Klaus Janschek¹

¹Institut für Automatisierungstechnik, Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik, Technische Universität Dresden, 01062 Dresden, klaus.janschek@tu-dresden.de

²Fraunhofer Institut für Photonische Mikrosysteme (FhG-IPMS), AMS, Mikroscoannern F&E, Maria-Reiche-Str.2, 01109 Dresden, thilo.sandner@ipms.fraunhofer.de

Kurzfassung

Aktuelle Arbeiten am Fraunhofer Institut für Photonische Mikrosysteme (FhG-IPMS) fokussieren sich auf die Entwicklung von quasistatischen Mikroscoannern, die aufgrund ihres neuartigen Antriebskonzeptes mit vertikalen Kammantrieben im Vergleich zum Stand der Technik größere statische Ablenkwinkel und eine dynamische nicht resonante Strahlführung ermöglichen. Für eine Vielzahl von Anwendungen wird eine präzise dynamische Ablenkung von Licht unter Einhaltung bestimmter Bewegungsrandbedingungen benötigt. So kann es erforderlich sein, einen Lichtstrahl mit konstanter Geschwindigkeit streifend über ein Zielgebiet zu führen, die Geschwindigkeit des Scanvorgangs dynamisch anzupassen oder schnell und präzise zwischen Zielpositionen hin und her zu schalten, wie dies mit resonant betriebenen MEMS-Scannern nicht möglich ist. Aufbauend auf eine von uns bereits vorgestellte flachheitsbasierte Vorsteuerung [1] beschreibt der vorliegende Beitrag aktuelle Ergebnisse für den Betrieb dieser quasistatischen MEMS-Mikroscoannern im geschlossenen Regelkreis. Als Rückführung werden sowohl ein optischer Positionssensor (PSD) als auch ein integrierter piezo-resistiver Sensor untersucht. Für eine optimierte Bewegungsführung werden ein modellgestützter Trajektorienentwurf und eine nichtlineare flachheitsbasierte Folgeregelung unter Verwendung eines LUENBERGER-Beobachters hergeleitet und am realen Mikroscoannern validiert. Die experimentellen Ergebnisse werden hinsichtlich der erreichbaren Regelgenauigkeit diskutiert.

Abstract

Current works at the Fraunhofer Institute for Photonic Microsystems (FhG-IPMS) are focusing on the development of quasistatic microscanners for large angle deflection and high dynamic non-resonant scan profiles for compact laser scanning instruments. Based on the flatness-based feedforward control method [1], the present paper describes new results for closed-loop motion tracking of such type of MEMS comb transducers. An optical position sensitive device (PSD) and an integrated piezo-resistive sensor are analyzed as feedback. The optimized tracking is realized by a model-based trajectory design and the nonlinear flatness-based feedback control using the LUENBERGER observer and validated with a real microscanners assembly. The experimental results are discussed with respect to the control performance.

1 Einführung

Untersuchungsgegenstand des vorliegenden Beitrages bildet die Regelung eines quasistatischen Mikrospiegels, der für einen echtzeitfähigen 3D Time-of-Flight (ToF) Laserscanner mit adaptiver Auflösung entwickelt wurde [2]. Der Einsatz von quasistatisch-resonanten Mikroscoannern ermöglicht eine schnelle und situationsbezogene Steuerung der Scanbewegung zur adaptiven Anpassung der räumlichen Kameraauflösung in Analogie zum menschlichen Sehen. Das neuartige Konzept der adaptiv scannenden MEMS basierten 3D-Kamera TACO wird motiviert durch die auf 1MHz begrenzte Messrate heutiger ToF-Entfernungsmesssysteme. TACO verfolgt die Vision eines miniaturisierten, robusten und adaptiven 3D-Sensors, um zukünftig eine aktive, teilautonome Interaktion von Robotern mit ihrer Umgebung, wie sie z.B. in der Service-Robotik und Sicherheitstechnik benötigt wird, zu er-

möglichen. Konventionellen Scantechnologien (Galvanometer- oder Polygonscanner) sind aber aufgrund von hohem Gewicht, mechanischem Verschleiß, hohen Kosten und begrenzter Scanrate für breite Anwendung in der Robotik ungeeignet.

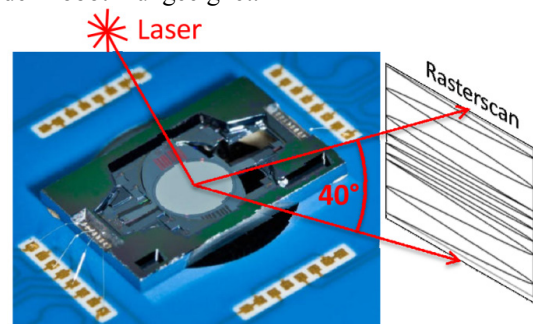


Bild 1 Funktionsprinzip eines Rasterscanners mit quasistatisch-resonantem Mikroscannerringel (Foto: Scanner Entwicklung für TACO-Projekt [2])

Herkömmliche Si- μ Scanner mit elektrostatischem Kammantrieb ermöglichen zwar hohe Scanraten, sind hoch miniaturisierbar und kosteneffizient herstellbar bzgl. ihres Antriebs aber auf eine rein resonante Scanbewegung limitiert. Für eine adaptive Scanbewegung ist jedoch ein quasistatischer Spiegelantrieb essentiell. Hierzu wurde am Fraunhofer IPMS ein neues Konzept (*LinScan*) für quasistatische Kammantriebe entwickelt [3], das die bisherige resonante Scannertechnologie durch Funktionalisierung im Waferverbund auf vertikale 3D-Kammantriebe erweitert. *LinScan* ermöglicht 2D-Rasterscanner (siehe Bild 1) mit quasistatischem Rahmenantrieb und kardanisch gelagertem resonanten Spiegel. Zur Messung des momentanen Ablenkwinkels sind in den Federaufhängungen beider Scanachsen piezoresistive Positionssensoren monolithisch integriert. Neben der Anwendung in adaptiven 3D-Sensoren besitzen diese quasistatischen Mikroscanner ein hohes Anwendungspotential für hoch miniaturisierte und mechanisch robuste Scansysteme, wie sie z.B. in medizinischen Optiksyste men (Mikroskope, Endoskope, OCT-Systeme, Laserchirurgische Instrumente), zur schnellen adaptiven Strahlführung in Lasermarkierungssystemen oder 3D-Druckern benötigt werden. Für technische Details des hier betrachteten Mikroscanners sei auf [2] verwiesen. Die weiteren Ausführungen beziehen sich ausschließlich auf die Regelung des quasistatischen Rahmens, der ein schwingfähiges Feder-Masse-System darstellt. Hierbei erweist sich insbesondere dessen sehr geringe Dämpfung als problematisch.

2 Physikalisches Modell

2.1 Modellbildung

Das zu regelnde System des Mikrospiegels wurde bereits ausführlich in [1,4] modelliert. Abbildung 2 zeigt eine Freischnittskizze der drehbaren Spiegelplatte. Dabei bezeichnet M_F das Federmoment der Torsionsfeder, b eine viskose Dämpfung, J das Trägheitsmoment, C_1 und C_2 die Kapazitäten der Antriebselektroden, $M_{el,1}$ und $M_{el,2}$ die elektrostatischen Antriebsmomente und M_{ds} ein unbekanntes Störmoment. Die zugehörige Drehimpulsbilanz lautet:

$$J\ddot{\theta} + b\dot{\theta} + M_F(\theta) = + \underbrace{\frac{1}{2} \frac{dC_1(\theta)}{d\theta} u_1^2}_{M_{el,1}} + \underbrace{\frac{1}{2} \frac{dC_2(\theta)}{d\theta} u_2^2}_{M_{el,2}} + M_{ds} \quad (1)$$

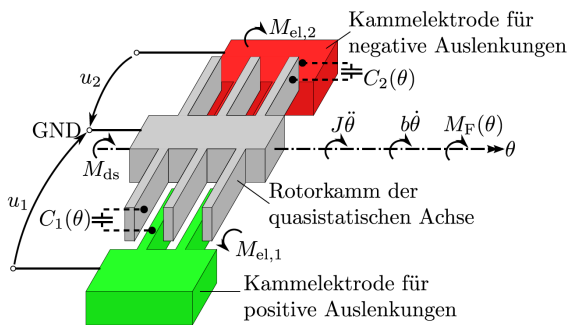


Bild 2 Physikalisches Modell, angepasst nach [5]

Wir führen eine neue Systemeingangsgröße ein, das vorzeichenbehaftete Quadrat der Antriebsspannungen v :

$$v = u^2 \cdot \text{sgn}(u) \quad (2)$$

Die Antriebsspannungen für die einzelnen Antriebskämme lassen sich dann anhand des Vorzeichens der Größe v berechnen:

$$u_1 = \begin{cases} \sqrt{v} & \text{für } v > 0 \\ 0 & \text{für } v \leq 0 \end{cases} \quad (3.1)$$

$$u_2 = \begin{cases} 0 & \text{für } v \geq 0 \\ \sqrt{-v} & \text{für } v < 0 \end{cases} \quad (3.2)$$

Falls sich die Antriebs- und Spiegelkämme nicht im Eingriff befinden kann kein Antriebsmoment erzeugt werden. Die Antriebsspannungen werden dann gemäß Gleichungen (3.1) und (3.2) Null gesetzt.

Die Kapazitätsableitungen bezüglich dem Kippwinkel fassen wir in einer elektrostatischen Antriebskennlinie Gl. (4) zusammen:

$$k_e(\theta) = \frac{1}{2} C_1' - \frac{1}{2} C_2', \quad C' = dC/d\theta \quad (4)$$

Mit den oben eingeführten Größen lässt sich die Systemdifferentialgleichung übersichtlich in Form von Gl. (5) schreiben. Die Nichtlinearitäten des Systems werden in den Kennlinien für das Federmoment $M_F(\theta)$ und der elektrostatischen Antriebskennlinie $k_e(\theta)$ zusammenfasst. Diese werden im folgenden Abschnitt messtechnisch charakterisiert. Man erkennt die Linearität des Systems in Beschreibung (5) bezüglich der neuen Eingangsgröße v . Gleichung (5) bildet die Basis unserer weiteren Betrachtungen.

$$J\ddot{\theta} + b\dot{\theta} + M_F(\theta) = k_e(\theta)v + M_{ds} \quad (5)$$

2.2 Parameteridentifikation

Das Spiegelträgheitsmoment wurde mit einem Finite-Elemente-Modell in ANSYS zu $J = 3.89 \cdot 10^{-12} \text{ kgm}^2$ simuliert. Die geringen Toleranzen ($\pm 50 \text{ nm}$) der Siliziumtechnologie ermöglichen eine genaue Fertigung der modellierten Spiegelgeometrie. Das Dämpfungsmoment des Mikrospiegels ist um drei Größenordnungen kleiner als die Antriebs- und Federmomente und wird daher vereinfachend mit einem Parameter modelliert [3]. Diese lineare Dämpfung $b = \delta / (2J)$ lässt sich aus dem Abklingverhalten bestimmen [4].

Das Federmoment $M_F(\theta)$ und das elektrostatische Antriebsmoment $M_{el}(\theta)$ hängen über die statische Spannungs-Auslenkungs-Kennlinie **Bild 3** (a) zusammen. Abgesehen von Streukapazitäten führen nur die im Eingriff befindlichen Kämme zu einer Kapazitätsänderung, siehe **Bild 3** (b), sodass effektiv eine Antriebselektrode pro Auslenkungsrichtung und die Torsionsfeder als Rückstellmoment wirken.

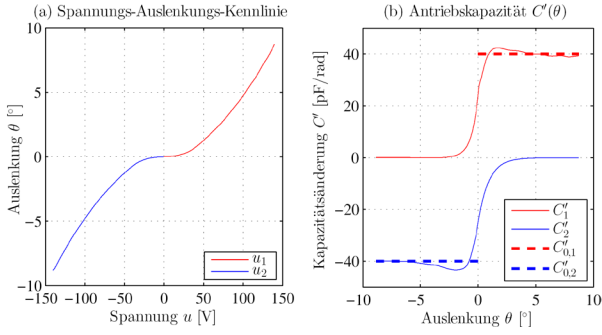


Bild 3 Nichtlineare Systemkennlinien: (a) Statische Spannungs-Auslenkung-Kennlinie, (b) Antriebskapazität

3 Flachheitsbasierte Folgeregelung

3.1 Regelungsentwurf

Bei dem Mikrospiegelsystem handelt es sich um ein *flaches System* [6], d.h. dass alle Eingangs- und Zustandsgrößen des Systems aus dem *flachen* Ausgang und einer endlichen Anzahl von Zeitableitungen berechenbar sind. **Bild 4** stellt die Regelstruktur dar. Als flacher Ausgang wird die Auslenkung θ gewählt. Der Trajektorienverlauf θ_r und dessen Ableitungen $\dot{\theta}_r$, $\ddot{\theta}_r$ werden in Abschnitt 3.2 entworfen. Die Zustände des Systems sind $[\theta, \dot{\theta}]$. Die Vorsteuerung Gl. (6) wird mit den Gleichungen (3) und (5) ohne äußeres Störmoment M_{ds} berechnet [6].

$$v_r(\theta_r) = \frac{J\ddot{\theta}_r + b\dot{\theta}_r + M_F(\theta_r)}{k_e(\theta_r)} \quad (6)$$

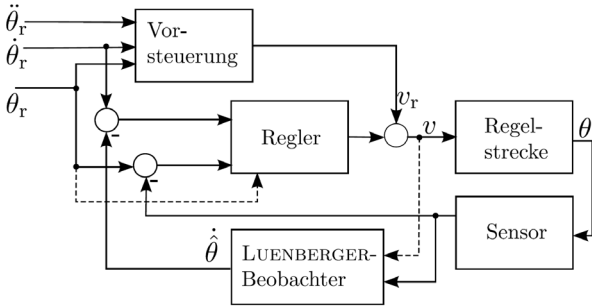


Bild 4 Regelstruktur der flachheitsbasierten Folgeregelung mit LUENBERGER-Beobachter

In Erweiterung zu [1] stellen wir in dieser Arbeit den Betrieb quasistatischer Mikrospiegel im geschlossenen Regelkreis vor. Verbliebene Abweichungen regeln wir mit einer Zustandsrückführung aus. Für den Entwurf der Rückführung linearisieren wir das System in der Umgebung eines Arbeitspunktes. Diese Annahme beruht auf unseren Ergebnissen im gesteuerten Betrieb, wo wir mit demselben Versuchsobjekt Folgefehler $\Delta\theta \leq \pm 0.1^\circ$ nachweisen konnten [1]. Beim flachheitsbasierten Entwurf entwirft man häufig konstante Verstärkungen für die Rückführung, mit dem man die Abweichungen der Zustandsgrößen verstärkt [7]. Dazu ersetzt man in Gl. (6) die Sollwinkelbeschleunigung $\ddot{\theta}_r$

mit der geregelten Winkelbeschleunigung $\ddot{\theta}$. Die Beschleunigung im geregelten Betrieb berechnet sich dann aus der Referenzbeschleunigung und den Regelabweichungen von Winkel und Winkelgeschwindigkeit gemäß Gl. (7). Die Fehlerdynamik ergibt sich direkt aus den Eigenwerten von Gl. (7).

$$\ddot{\theta} = \ddot{\theta}_r + k_1(\theta_r - \theta) + k_2(\dot{\theta}_r - \dot{\theta}) \quad (7)$$

Die Berechnung der Stellgröße erfordert die Kenntnis der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}$. Diese steht nicht als Messwert zur Verfügung und muss daher geschätzt bzw. beobachtet werden. Für das vorliegende System schlagen wir einen linearen LUENBERGER-Beobachter nach [8] vor. Als ersten Schritt im Beobachterentwurf fassen wir die nichtlinearen, bekannten Kennlinien einem neuen Beobachtereingang w zusammen. Das System Gl. (8) ist damit linear.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} &= \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -b/J \end{pmatrix}}_{A_L} \begin{pmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix}}_{B_L} w \\ w &= \frac{1}{J} (k_e(\theta) \cdot v - M_F(\theta)) \end{aligned} \quad (8)$$

Wir führen die beobachteten Zustände $\hat{\theta}$ und $\hat{\dot{\theta}}$ ein und korrigieren die Beobachterfehler $\tilde{\theta}$ mit einer Zustandsrückführung Gl. (9).

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \hat{\theta} \\ \hat{\dot{\theta}} \end{pmatrix} &= A_L \begin{pmatrix} \hat{\theta} \\ \hat{\dot{\theta}} \end{pmatrix} + B_L w + \begin{pmatrix} \kappa_1 \\ \kappa_2 \end{pmatrix} \tilde{\theta} \\ \tilde{\theta} &= \hat{\theta} - \theta \end{aligned} \quad (9)$$

Schließlich führen wir den Kippwinkel θ direkt vom Sensor und nur die Winkelgeschwindigkeit über den Beobachterfehler $\tilde{\theta}$ entsprechend **Bild 4** zurück.

Die Eigenwerte des Zustandsbeobachters lassen sich über die Wahl der Verstärkungsfaktoren κ_1 und κ_2 leicht mit der ACKERMANN-Formel einstellen [8]. Für das vorliegende System mit 5 kHz Messbandbreite haben wir zwei reelle Eigenwerte bei 1 kHz gewählt.

3.2 Trajektorienentwurf

Das Scannen mit äquidistanten Messpunkten, also konstanter Winkelgeschwindigkeit, erfordert typischerweise Trajektorien mit dreiecksförmigem (hin und zurück) oder sägezahnförmigem Bewegungsprofil (hin), die sich periodisch wiederholen. Aufgrund der hohen Güte des Mikrospiegels regt jedoch eine sprunghafte Richtungsänderung eine parasitäre Schwingung mit der Eigenfrequenz an, die dann folglich ausgeglet werden muss. Eine bessere Variante stellt der Entwurf ruckbegrenzter Trajektorien dar [6], welche die Richtungsänderungen an den Umkehrpunkten durch Polynome 3. Ordnung beschreibt und dadurch, ähnlich zu einem Eingangfilter, die dynamischen Anforderungen an das System verringert. Dreieckförmige Trajektorien eignen sich insbesondere wegen des gleichmäßigen Hin- und Rücklaufes. Falls nur in eine Bewegungsrichtung

gescannt werden soll, werden sägezahnförmige Trajektorien verwendet.

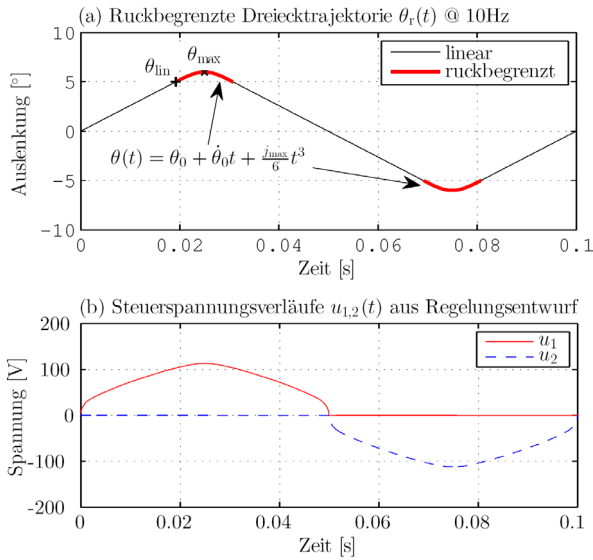


Bild 5 Trajektorienentwurf: (a) Ruckbegrenzte Dreiecktrajektorie mit 10 Hz, $\theta_{\max} = 6^\circ$, $\theta_{\text{lin}} = 5^\circ$ und (b) Steuerspannungsverläufe nach (3.1) und (3.2)

Bild 5 (a) stellt den typischen Verlauf einer ruckbegrenzten Dreiecktrajektorie dar. Die ruckbegrenzten Polynome (fett, rot) werden mit Gl. (10) berechnet, wobei θ_0 die Startauslenkung, $\dot{\theta}_0$ die Startgeschwindigkeit, und j_{\max} den maximalen Ruck darstellt.

$$\theta_r(t) = \theta_0 + \dot{\theta}_0 t + \frac{j_{\max}}{6} t^3 \quad (10)$$

Durch Vorgabe der Trajektorienfrequenz f , des linearen Bereiches θ_{lin} und der Maximalauslenkung θ_{\max} kann der Polynomabschnitt mit den Gleichungen (11) berechnet werden. Die gesamte Trajektorie wird über Symmetrie vervollständigt.

$$\theta_0 = \theta_{\text{lin}}, \quad \dot{\theta}_0 = \frac{\theta_{\text{lin}}}{t_1}, \quad j_{\max} = \frac{2 \cdot \theta_{\text{lin}}}{t_1(t_2 - t_1)^2}, \quad (11)$$

$$t_1 = \frac{2t_2\theta_{\text{lin}}}{3\theta_{\max} - \theta_{\text{lin}}}, \quad t_2 = \frac{1}{4f}$$

Bild 5 (b) zeigt die für die Spiegelansteuerung verwendeten Spannungsverläufe entsprechend den Gleichungen (3.1) und (3.2).

Der Entwurf berücksichtigt außerdem die in Kapitel 2 beschriebenen physikalischen Einschränkungen: (i) der Maximalspannung $u_{\max} = 150V$, wegen des auftretenden *Pull-in* bei zu großen attraktiven Kräften zwischen den Kammfingern [3], und (ii) der Maximalauslenkung θ_{\max} entsprechend der Bruchfestigkeit der Torsionsfeder. Für die Ausregelung der Abweichungen von der Solltrajektorie muss zu jedem Zeitpunkt ausreichend Antriebsmoment zur Verfügung stehen. Hierfür wird die *Regelreserve* $M_{\text{res}} = J\ddot{\theta}_{\text{res}}$ eingeführt und mit Hilfe dieses Parameters eine Trajektorie ermittelt, dessen Dynamik nicht über die aktuierebaren, also physikalischen Grenzen hinaus geht, welche durch die Antriebskapazität C' und die Antriebsspannung u beschränkt

sind. Für den Entwurf wird vereinfachend eine konstante Kapazitätsänderung C'_0 (siehe **Bild 3**) und eine konstante lineare Federsteifigkeit k_0 angenommen. Der aktuierebare Bereich lässt sich mit der Winkelbeschleunigung geeignet darstellen, wie in **Bild 6** zeigt. Hierfür wird Gl. (1) nach $\ddot{\theta}$ umgestellt; man erhält Gl. (12).

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} \left(-M_F(\theta) + \frac{1}{2} \frac{C'_{0,1} u_1^2}{M_{el,1}} + \frac{1}{2} \frac{C'_{0,2} u_2^2}{M_{el,2}} \right) \quad (12)$$

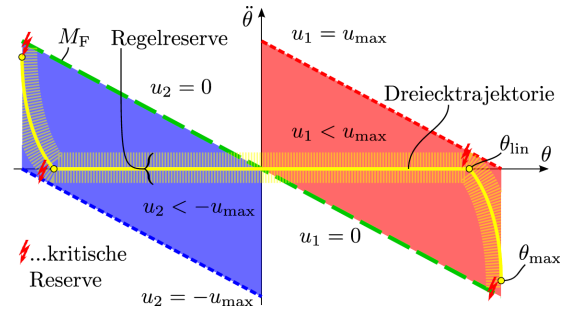


Bild 6 Trajektorienentwurf mit Regelreserve: positiver Aktuationsbereich (rot), negativer Aktuationsbereich (blau), Federmoment (grün), Dreiecktrajektorie (gelb)

Bild 6 veranschaulicht die Beschleunigung einer Dreiecktrajektorie innerhalb der Aktuationsgrenzen. Die mit *kritischer Reserve* gekennzeichneten Stellen zeigen die zwei Randbedingungen für den Trajektorienentwurf: (i) bei der maximalen Auslenkung θ_{\max} lässt sich die maximale Beschleunigung $\ddot{\theta}_{\max}$ Gl. (13) und (ii) die maximale lineare Auslenkung θ_{lin} Gl. (15) über die geometrische Beziehung Gl. (14) ableiten.

$$\ddot{\theta}_{\max} = \frac{1}{J} M_F(\theta_{\max}) - \ddot{\theta}_{\text{res}} \quad (13)$$

$$\frac{\theta_{\max} - \theta_{\text{lin}}}{\theta_{\max}} = \frac{M_{\text{res}}}{M_{el}(\theta_{\max})} \quad (14)$$

$$\theta_{\text{lin}} = \theta_{\max} \left(1 - \frac{2M_{\text{res}}}{C'_0 u_{\max}^2} \right) \quad (15)$$

Mit den Randbedingungen (13-15) erhält man für eine Dreiecktrajektorie entsprechend **Bild 5** die maximale Scanfrequenz mit Gl. (16).

$$f = \sqrt{\frac{3\ddot{\theta}_{\max}(\theta_{\max} - \theta_{\text{lin}})}{4(3\theta_{\max} - \theta_{\text{lin}})}} \quad (16)$$

Die geeignete Regelreserve wird empirisch entsprechend des erwarteten Störmomentes und der Regelverstärkung festgelegt. Für den in dieser Veröffentlichung verwendeten Mikrospiegel wurde eine Regelreserve von 15% bezogen auf das maximale Antriebsmoment verwendet, die bei der Maximalauslenkung $\theta_{\max} = 6^\circ$ eine Dreiecktrajektorie mit $\theta_{\text{lin}} = 5^\circ$ und einer maximalen Trajektorienfrequenz $f = 50$ Hz erlaubt.

4 Experimentelle Ergebnisse

Die experimentellen Ergebnisse wurden mit einem Echtzeitsystem von National Instruments durchgeführt. Die Regelfrequenz betrug 25 kHz.

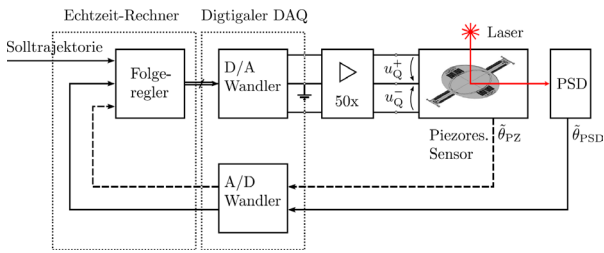


Bild 7 Experimentieraufbau mit Echtzeitregelung (für PSD-Messung siehe [6])

Bild 7 skizziert den Experimentieraufbau. Dieser besteht aus einem Echtzeitrechner mit angeschlossener Analog-Digital-Wandlung für Steuer- und Messsignale, einem 50-fach Analogspannungsverstärker, sowie dem Mikrospiegel, dessen Auslenkung über die Reflexion eines Laserstrahls auf ein optischen Positionssensor (PSD) gemessen und ausgewertet wird. Die Referenzmessung mit dem PSD ist in [6] näher beschrieben. Zusätzlich wird das integrierte piezo-resistive Spannungssignal über eine WHEATSTONESche Messbrücke ([5]) gemessen.

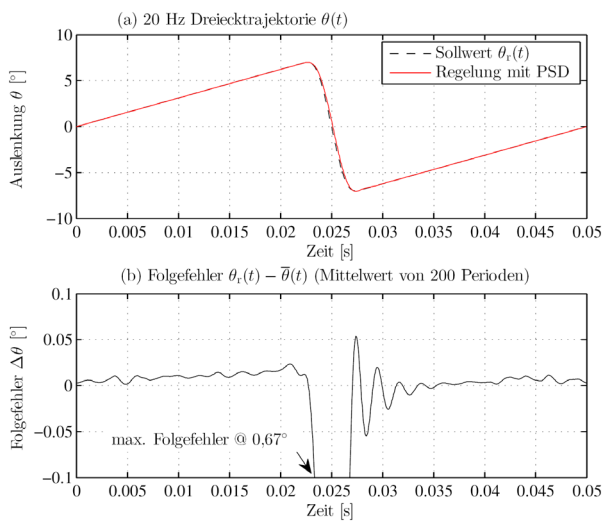


Bild 8 Sägezahnförmige Trajektorie geregelt mit über optische Rückführung mit PSD: (a) Trajektorienverlauf, (b) Folgefehler

Die in **Bild 8** dargestellte sägezahnförmige Trajektorie verifiziert die vorgestellte Methode der flachheits- und beobachterbasierten Folgeregelung mit optischer Rückführung und zeigt die Anwendbarkeit des vorgestellten Mikrospiegels als Vektorscanner im sprunghaften Betrieb. Im Zeitintervall 0,25s bis 0,35s erkennt man das Einschwingverhalten, welches mit den Regelparametern k_1 für die Auslenkung und k_2 der Geschwindigkeit eingestellt wurde.

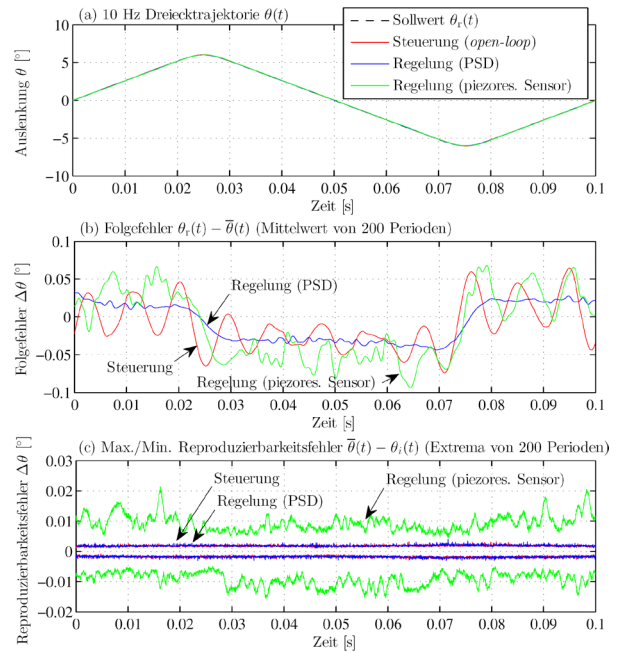


Bild 9 Messergebnisse einer Periode einer 10 Hz Dreiecktrajektorie mit $\pm 6^\circ$ Auslenkung; Sollwert und Ergebnisse der Steuerung, Regelung mit optischer PSD-Messung und piezo-resistiver Messung: (a) Trajektorie, (b) Folgefehler $\theta_r - \theta$ und (c) Reproduzierbarkeitsfehler aus 200 Perioden

Tabelle 1 Maximaler Folgefehler und Reproduzierbarkeitsfehler entsprechend **Bild 9** für den linearen Bereich

| | Steuerung | Regelung (PSD) | Regelung (piezo-res.) |
|---------------------------|--------------------|--------------------|-----------------------|
| Folgefehler | $\pm 0,0544^\circ$ | $\pm 0,0343^\circ$ | $\pm 0,0570^\circ$ |
| Reproduzierbarkeitsfehler | $\pm 0,0032^\circ$ | $\pm 0,0036^\circ$ | $\pm 0,0185^\circ$ |

Bild 9 veranschaulicht die Messergebnisse der Steuerung und Regelung mit externer optischer und integrierter piezo-resistiver Rückführung für eine ruckbegrenzte Dreiecktrajektorie 10 Hz (siehe auch [6]) zum Vergleich). Darin weist die Regelung mit optischer Rückführung (PSD) im Vergleich zur Steuerung in etwa den halben Folgefehler von $\pm 0,03^\circ$ auf, während der mit dem PSD gemessene Reproduzierbarkeitsfehler für 200 Perioden im gleichen Bereich unterhalb $\pm 0,004^\circ$ liegt (**Tabelle 1**). Durch die optische Rückführung werden insbesondere die parasitären Schwingungen bei der Eigenfrequenz deutlich reduziert. Der Offset-Fehler (ca. $0,025^\circ$) des Folgefehlers in **Bild 9** wird durch eine Zeitverzögerung (hier 40ms) der Rückführung hervorgerufen. Dieser wurde in **Tabelle 1** nicht berücksichtigt, da in vielen Anwendungen Offset-Fehler korrigiert werden können.

Die Messergebnisse für die Regelung mit piezo-resistiver Rückführung jedoch weisen eine deutlich höhere Abweichung sowohl beim Folgefehler als auch bei der Reproduzierbarkeit auf. Die für die Experimente verwendete piezo-resistive Sensorkennlinie hat einen Spannungsbereich von ± 100 mV und eine Standardabweichung von 0,75 mV. In [5] werden das Rauschverhalten der piezo-resistiven Sensorik und die äußeren

Einflussfaktoren, wie Licht, Luftfeuchte und Temperatur näher untersucht. Darin wird gezeigt, dass polykristalline Sensoren keine Lichtabhängigkeit aufweisen. Dieser Vorteil soll zusammen mit der Berücksichtigung der Temperatur eine Verbesserung der Störemfindlichkeit künftiger piezo-resistiver Sensoren bringen. Dennoch weisen die Ergebnisse die prinzipielle Machbarkeit einer Regelung mit integrierter piezo-resistiver Sensorik insbesondere hinsichtlich der weiterhin unbekanntem Störmomente nach.

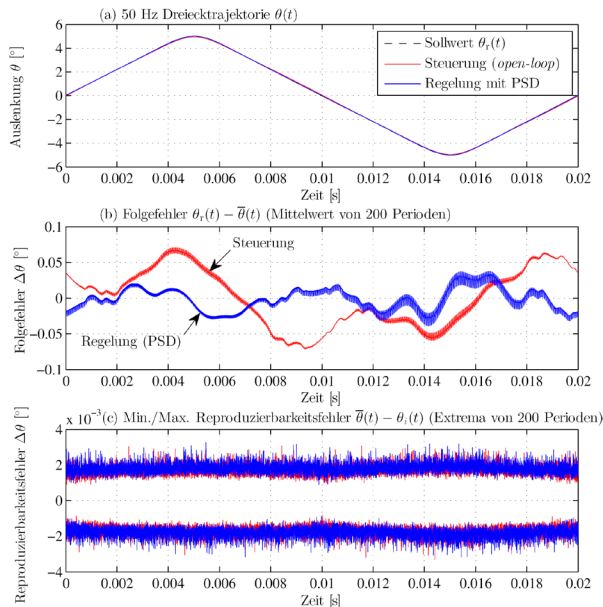


Bild 10 Messergebnisse einer Dreieckstrajektorie mit 50 Hz für Steuerung und Regelung mit optischer Rückführung: (a) Trajektorie, (b) Folgefehler $\theta_r - \theta$ und (c) Reproduzierbarkeitsfehler aus 200 Perioden

Bild 10 zeigt die Messergebnisse für eine Trajektorienfrequenz von 50 Hz, wie sie beim Trajektorienentwurf im Abschnitt 3.2 berechnet wurde; hier realisiert mit der Maximalauslenkung von $\pm 5^\circ$. Der Folgefehler konnte durch die Rückführung von $\pm 0,071^\circ$ auf $\pm 0,038^\circ$ halbiert werden. Dabei ist zu erwähnen, dass eine größere Auslenkung von 8° bei 50Hz ebenfalls realisiert wurde, jedoch kann hier durch eine Regelung kaum eine Verbesserung erreicht werden. Als Ursache wird angenommen, dass nicht genügend Regelreserve zur Korrektur der parasitären Schwingungen zur Verfügung steht.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In dem vorliegenden Beitrag wird eine flachheitsbasierte Folgeregelung der quasistatischen Achse eines 2D-Mikrospiegels über externe optische und integrierte piezo-resistive Rückführung entworfen und verifiziert. Mit Hilfe eines optimierten Trajektorienentwurfes wird die Regelgenauigkeit gegenüber [1] um Faktor 2 und durch die Regelung um Faktor 4 erhöht. Der Regelentwurf für das schwach gedämpfte nichtlineare mechatronische System gelingt über die Annahme eines physikalischen Modells mit der Flachheitseigen-

schaft und der messtechnischen Parameteridentifikation, sowie der Polvorgabe für den verwendeten LUENBERGER-Beobachter. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass die Systemdämpfung mit optischer Rückführung beliebig eingestellt werden kann. Die Ergebnisse zeigen außerdem, dass der Betrieb als Vektorscanner, d.h. eine frei programmierbare Bewegung (Vektorsteuerung), realisierbar ist.

Weiterhin wird herausgearbeitet, dass es ein hohes Optimierungspotential für die Positionsrückführung basierend auf dem piezo-resistiven Effekt gibt, für die aufgrund der stochastischen Störungen für das vorliegende Bauelement mit einer Regelung keine Verbesserung gezeigt werden konnte. Der wesentliche Vorteil des piezo-resistiven Sensors liegt darin, dass es direkt im Bauelement integriert ist und im Gegensatz zum platzaufwendigen optischen Messaufbau mit PSD keine weiteren mechanischen Komponenten benötigt.

Neben der Verbesserung der Signalqualität steht nun die Signalrobustheit der piezo-resistiven Rückführung insbesondere hinsichtlich des Einflusses äußerer Temperaturschwankungen im Vordergrund der aktuellen Forschungsarbeit.

Schließlich werden für zukünftige Mikroskanner bzgl. ihrer Antriebscharakteristik optimierte elektrostatische Kammantriebe untersucht.

Referenzen

- [1] Schroedter, R., Roth, M., Sandner, T., Janschek, K.: *Modellgestützte Bewegungsführung von quasistatischen Mikroskannern*, VDI Tagungsband Fachtagung Mechatronik 2013, Aachen, S. 141-146, ISBN 3-86130-958-0
- [2] Sandner, T., Grasshoff, T., Schroedter, R., Schwarzenberg, M.: *Quasistatisch-resonanter Mikroskanner zur adaptiven Auflösungssteuerung einer 3D ToF-Kamera*, Technisches Messen 2014-1013, pp. 1-11
- [3] Jung, D.: *Neuartiges Bauteilkonzept quasistatisch-resonanter 2D-Mikroskanner für die Zielanwendung ultrakompakter Laserprojektionsdisplays*. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2012
- [4] Schroedter, R.: *Ein Beitrag zur Steuerung und Regelung für quasistatische Mikrospiegel*. Diplomarbeit, Technische Universität Dresden, 2012
- [5] Roth, M.: *Ein Beitrag zur Regelung von quasistatischen Mikroskannern zur hochdynamischen und präzisen Strahlpositionierung*, Diplomarbeit, Technische Universität Dresden, 2013
- [6] Janschek, K., Schroedter, R., Sandner, T.: *Flatness-based open loop command tracking for quasistatic microscanners*, ASME Dynamic Systems and Control Conference 2013, Stanford University, CA, USA, Paper WeAT3.1
- [7] Rothfuß, R., Rudolph, J., Zeitz, M.: *Flachheit - Ein neuer Zugang zur Steuerung und Regelung nichtlinearer Systeme*, Automatisierungstechnik, 1997, 11, 517-524
- [8] Lunze, J.: *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*, Springer Verlag, 2008

Entwicklung eines Regelungskonzeptes für einen Knick-Arm-Roboter für das automatisierte Laden

Control concept design for a robotic arm used for automatic charging

Christian Wissing, Jan Braun, Christoph Rösmann und Torsten Bertram,
TU Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland

Kurzfassung

Die Akzeptanz von elektrisch angetriebenen Fahrzeugen kann durch die Automatisierung der Ladevorgänge positiv beeinflusst werden. Dieser Beitrag beschreibt die Entwicklung eines Regelungskonzeptes für einen Knick-Arm-Roboter der automatisch eine konduktive Verbindung von Elektrofahrzeugen und der Ladeinfrastruktur herstellt. Der Entwurf wird dabei domänenspezifisch nach dem V-Modell vorgenommen und unterliegt einer Reihe von einschränkenden Rahmenbedingungen. Für die Entwicklung wird im ersten Schritt eine Simulationsumgebung erstellt, die das prototypische System und dessen mögliche Unsicherheiten abbildet. Auf dieser Basis wird eine robuste Regelung, die alle Rahmenbedingungen erfüllt, entworfen und ausgiebig in der Simulation getestet. Anschließend wird diese mit der parallel entwickelten Kinematik zu einem Prototyp zusammengeführt und die Funktionalität im Experiment dargestellt.

Abstract

Autonomous charging systems are expected to increase acceptance of electric vehicles. In this paper we describe the control concept design for a jointed arm robot used for autonomous conductive coupling of a electric vehicle and the charge infrastructure. The development is done in a domain specific manner as described in the v-model and subject to several restrictive conditions. In a first step a simulation environment is generated, which simulates the later system and includes possible uncertainties. On this basis a control concept is designed and extensively tested before integrating it into a functional prototype. In a last step the functionality of the prototype is tested experimentally.

1 Einleitung

Elektrofahrzeuge werden als eine vielversprechende Alternative zu herkömmlich angetriebenen Fahrzeugen gesehen. Die Akzeptanz der elektrischen Fahrzeuge ist unter anderem stark vom Komfort des Ladevorgangs abhängig. Aktuelle Forschungsvorhaben evaluieren hierzu die Möglichkeiten kabelloser, induktiver Ladesysteme [1]. Die Nutzung solcher Systeme ist im Vergleich zu konduktiven Ladesystemen, durch den Wegfall des manuellen Steckvorgangs, eindeutig komfortabler. Allerdings muss ein verringerter Wirkungsgrad in Kauf genommen werden [2]. Um dennoch die Komfortvorteile eines induktiven Ladevorgangs zu erreichen, kann der Steckvorgang automatisiert werden. In diesem Fall werden zusätzlich die Vorteile des konduktiven Ladens, wie der höhere Wirkungsgrad, ausgenutzt. Ein solches System stellt eine attraktive Alternative zu induktiven Ladesystemen dar. Das vorgestellte System ist für die Nutzung in der Garage des Elektroautohalters konzipiert, sodass dieses nach dem erfolgten Einparkvorgang automatisch eine konduktive Verbindung zwischen Fahrzeug und Ladeinfrastruktur herstellt. Für die Umsetzung des Steckvorgangs ist die Entwicklung einer geeigneten Kinematik und eines entsprechenden Regelungskonzeptes notwendig.

1.1 Anforderungen

Die Nutzung in einer gewöhnlichen Garage definiert die Rahmenbedingungen und Anforderungen an das System.

Der Einsteckvorgang muss für jede denkbare Parkposition in der Garage und jeden Beladungszustand möglich sein. Weitere Rahmenbedingungen ergeben sich durch Normen und Standards im Bereich der Elektromobilität.

Da das vorgestellte System für die Garage eines Privatanutzers konzipiert ist, kann durch die angepasste Montage an der Wand, entsprechend der Position des Inlets (Steckdose) am Fahrzeug, der Arbeitsraum auf Abweichungen bei der Fahrzeugpositionierung beschränkt werden. Um den Arbeitsraum des Systems entsprechend zu dimensionieren, wurden Untersuchungen zur Positioniergenauigkeit bei Einparkvorgängen durchgeführt. Die Abweichungen entlang der Längsrichtung des Fahrzeugs ergeben einen Bereich von 300 mm. Der Abstand vom Fahrzeug zur Wand variiert zwischen 400 mm und 900 mm. Um die benötigte Höhe des Arbeitsraums zu bestimmen, wurden Beladungsversuche mit einem Versuchsfahrzeug durchgeführt.

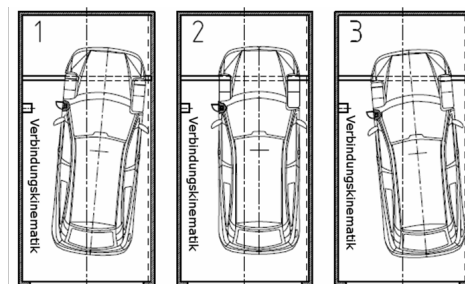


Bild 1 Drei beispielhafte Extrempositionen in der Garage zur Ermittlung des benötigten Arbeitsraums

Je nach Beladungszustand ändert sich die Höhe des Inlets um bis zu 30mm. Damit auch größere Höhenabweichungen beherrscht werden können, wird der vertikale Arbeitsraum auf ± 50 mm festgelegt. Aus **Bild 1** geht hervor, dass nur geringe Abweichungen in der Orientierung zu erwarten sind.

Als Steckwerkzeug wird ein *Combo Typ 2* verwendet, da dieser bereits standardisiert ist und somit die Interoperabilität des Systems garantiert. Die Bauweise des Steckers und des Inlets geben die benötigte Genauigkeit des Systems vor. So kann der Einsteckvorgang aufgrund der konstruktiven Gestaltung von Stecker und Inlet bei einem maximalen Versatz von ± 3 mm in vertikaler und horizontaler Richtung erfolgreich abgeschlossen werden. Um die benötigten Freiheitsgrade der Kinematik möglichst gering zu halten, werden die rotatorischen Freiheitsgrade passiv ausgeglichen. Dazu wird das Steckwerkzeug mit einer nachgiebigen Verbindung an der Kinematik befestigt. Auf diese Weise können Rotationsfehler von bis zu $\pm 3^\circ$ ausgeglichen werden.

Eine große Herausforderung für die Dimensionierung des Systems stellt der beschränkte Bauraum sowohl innerhalb des Steckers und des Inlets im Fahrzeug als auch in der direkten Umgebung des Steckers dar. Dieser wird durch den Standard IEC 62196-3 [3] definiert und bietet keinen Bauraum für externe Sensorik im direkten Umfeld des Steckers. Zusätzlich ist die Minimierung der Gesamtkosten ein wesentlicher Faktor bei der Entwicklung, sodass vorwiegend günstige Hardware verwendet werden soll. Trotz der Beschränkungen muss das System ausreichend robust gegenüber auftretenden Verschmutzungen und wechselnden Umgebungsbedingungen sein. Hieraus ergeben sich vor allem Beschränkungen für die eingesetzte Sensorik.

Auf Basis der oben beschriebenen Anforderungen wird für die Regelung des Einsteckvorgangs ein bildbasierter Ansatz gewählt. So können vergleichsweise günstige Kamerakomponenten genutzt werden.

1.2 Stand der Technik

Bildbasierte Regelungen haben sich besonders für Manipulationsaufgaben in der Robotik unter dem Begriff *Visual Servoing* etabliert. Diese Ansätze können dabei in drei Kategorien unterteilt werden: rein bildbasiertes, positionsbasiertes und hybrides Visual Servoing [4, 5]. Bei dem positionsbasierten Visual Servoing wird die relative Lage des Objektes zur Kamera anhand von Bildmerkmalen geschätzt und der resultierende Positionsfehler ausgeglichen. Im Gegensatz dazu wird bei dem rein bildbasierten Ansatz der Positionsfehler implizit über den Vergleich des Kamerabildes mit einem Referenzbild, beispielsweise über definierte Merkmale, ermittelt und ausgeglichen. Die Art der Merkmale ist dabei nicht festgelegt. So können zum Beispiel SIFT-Merkmale verwendet werden, um die Invarianz gegenüber der Skalierung zu sichern [6].

Eine Alternative zur Nutzung von einzelnen Merkmalen ist die Verwendung des gesamten Bildes als Merkmal oder die Berechnung der Stellgröße aus der Änderung des gesamten Bildes. Collewet et. al. [7] schlagen die Nutzung der

Helligkeit aller Pixel des Bildes vor und lösen für die Berechnung der Stellgröße ein Optimierungsproblem. In [8] erweitern Collewet et. al. ihren Ansatz um die Betrachtung unterschiedlicher Farben. *Hybrides Visual Servoing* kombiniert Konzepte der rein bildbasierten und positionsbasierten Methoden [5].

Der Entwicklungsprozess für das in diesem Beitrag verwendete Regelungskonzept ist nach dem V-Modell aus der VDI Richtlinie 2206 [9] strukturiert. Das V-Modell sieht einen parallelen domänenspezifischen Entwicklungsprozess mit ständiger Eigenschaftsabsicherung vor. In Anlehnung daran wurde die Regelung parallel zu der endgültigen Kinematik entwickelt und anschließend in einem Prototyp zusammengeführt. Die Entwicklung wird dabei in Anlehnung an [10] in der virtuellen Realität vorgenommen. Der weitere Inhalt des Beitrags ist wie folgt aufgeteilt: Die Entwicklung der Regelung wird in Kapitel 2 in zwei Durchläufen des V-Modells beschrieben. Zunächst die Entwicklung des Regelungskonzepts in Abschnitt 2.1 und anschließend die Untersuchungen der Robustheit in Abschnitt 2.2. In Kapitel 2.3 wird das zuvor beschriebene Regelungskonzept in den parallel entwickelten Prototypen integriert. Eine Zusammenfassung und ein Ausblick erfolgen in Kapitel 3.

2 Entwicklungsprozess

Auf Basis der in Abschnitt 1.1 beschriebenen Anforderungen wurde die in **Bild 2** dargestellte Kinematik entwickelt. Diese besteht aus einer Lineareinheit für die Bewegung entlang der Längsrichtung des Elektrofahrzeugs und einem Knick-Arm, der entlang der zwei anderen Freiheitsgrade verfahren kann. Der Entwurf und die Konstruktion der Kinematik sind nicht Teil dieses Beitrags. Die Synthese des benötigten Regelungskonzepts wurde anhand der in der VDI Richtlinie 2206 [9] beschriebenen Entwicklungsmethode parallel vorgenommen und ist in **Bild 3** symbolisch dargestellt. Durchlaufen wurden zwei Makrozyklen, die erst zu einem Labormuster und nachfolgend zu einem Funktionsmuster (Prototyp) führen. Gleichzeitig findet eine kontinuierliche Entwicklung in der Simulation statt. Links in **Bild 3** dargestellt ist die Simulationsumgebung für den verwendeten Regler.

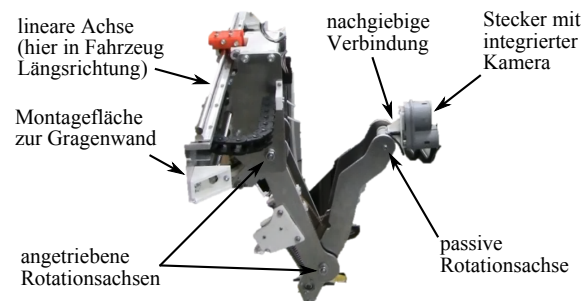


Bild 2 Entwickelte Kinematik

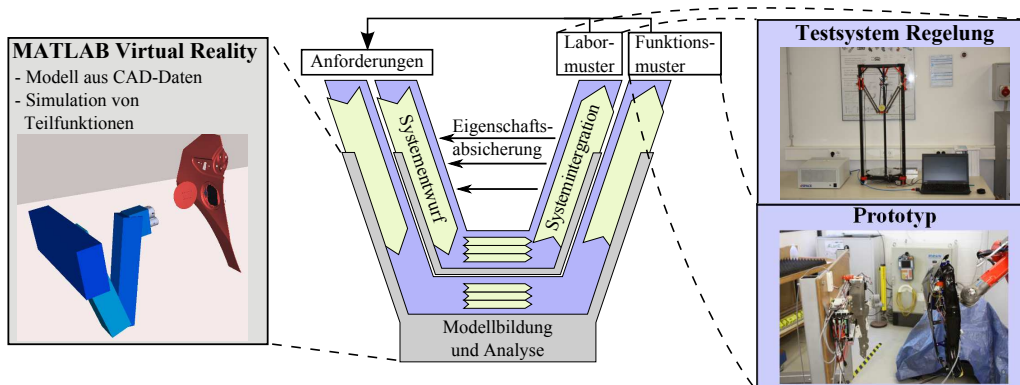


Bild 3 Schematische Entwicklung des Regelungskonzepts nach dem V-Modell

2.1 Erste Entwicklungsschleife

In der ersten Entwicklungsschleife wird ein den Anforderungen entsprechendes Regelungskonzept entworfen. Für dieses wird eine Endoskopkamera im Stecker des Knick-Arm-Roboters montiert (siehe Bild 2 und 5). Fahrzeugseitig werden im Inlet drei Infrarot-LEDs installiert, die während des Einsteckvorganges als Bildmerkmale dienen. Vor der Kamera entfernt ein Filter das sichtbare Licht, sodass Umgebungseinflüsse minimiert werden.

Dieser Aufbau eignet sich besonders zur Regelung mit einem bildbasierten Visual Servoing Ansatz. In Abhängigkeit des verwendeten Inlets wird ein einzelnes Referenzbild in der Zielkonfiguration, unmittelbar vor dem gewünschten Beginn des reinen Steckvorgangs, benötigt. Die Schwerpunkte der drei Infrarot-LEDs werden in Bildkoordinaten u und v zusammengefasst als $\mathbf{m}^{(i)} = [u^{(i)}, v^{(i)}]^T$, $i = 1, 2, 3$. Über die intrinsischen Kameraparameter lässt sich die Transformation in das Sensorkoordinatensystem durchführen: $\mathbf{s}^{(i)} = [(u^{(i)} - c_u)/f\alpha, (v^{(i)} - c_v)/f]^T$. Dabei ist (c_u, c_v) der Bildmittelpunkt in Pixeln, f ist die Brennweite und α stellt das Verhältnis der Pixeldimensionen dar.

Seien $\mathbf{s}_{ref}^{(i)}$ die LED-Schwerpunktvektoren des Referenzbildes im Sensorkoordinatensystem, dann ergibt sich die Regeldifferenz zu $\mathbf{e} = \sum_{i=1}^3 (\mathbf{s}^{(i)} - \mathbf{s}_{ref}^{(i)})$. Als Regelgrößen dienen die translatorischen Geschwindigkeiten $\mathbf{v}_r = [t_x, t_y, t_z]^T$ des Knick-Arm-Endeffektors. Rotatorische Freiheitsgrade werden bei der gegebenen Bauweise lediglich passiv berücksichtigt. Zur Ermittlung des Regelgesetzes wird eine lineare Beziehung zwischen den Merkmalen $\mathbf{m}^{(i)}$ und den Endeffektor-Geschwindigkeiten \mathbf{v}_r benötigt, die üblicherweise über die Bildjakobi-Matrix angegeben wird:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} \dot{s}_x^{(1)} \\ \dot{s}_y^{(1)} \\ \dot{s}_x^{(2)} \\ \dot{s}_y^{(2)} \\ \dot{s}_x^{(3)} \\ \dot{s}_y^{(3)} \\ \dot{z} \end{pmatrix}}_{\mathbf{s}} = \frac{1}{z} \underbrace{\begin{pmatrix} -1 & 0 & s_x^{(1)} \\ 0 & -1 & s_x^{(1)} \\ -1 & 0 & s_x^{(2)} \\ 0 & -1 & s_x^{(2)} \\ -1 & 0 & s_x^{(3)} \\ 0 & -1 & s_x^{(3)} \\ 0 & 0 & -1 \end{pmatrix}}_{\mathbf{L}} \underbrace{\begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{pmatrix}}_{\mathbf{v}_r} \quad (1)$$

Die hier verwendete Bildjakobi-Matrix \mathbf{L} basiert auf einem

Lochkamera-Modell. Für eine ausführliche Herleitung sei auf [5, 11] verwiesen. Die Tiefe z (Entfernung zum Inlet) wird mit Hilfe der bekannten Abstände zwischen den LED-Schwerpunkten geschätzt. Diese zusätzliche Information wird in der letzten Zeile von \mathbf{L} explizit berücksichtigt. Dieser Ansatz ist in der Literatur unter dem Stichwort $2\frac{1}{2}D$ Visual Servoing bekannt [5]. $\dot{\mathbf{s}}$ ist der Geschwindigkeitsvektor der Merkmale. Für das Reglergesetz folgt mit $\dot{\mathbf{s}} \approx \Delta \mathbf{s}T$ nach [5]

$$\mathbf{v}_r = -K\mathbf{L}^\dagger \Delta \mathbf{s}. \quad (2)$$

Dabei ist \mathbf{L}^\dagger die Pseudoinverse der Bildjakobi-Matrix \mathbf{L} und K stellt den Verstärkungsfaktor des Reglers da. Das vollständige Regelungssystem ist in **Bild 4** dargestellt.

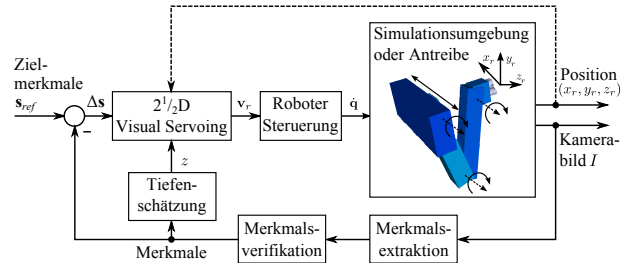


Bild 4 Regelungskonzept mit $2\frac{1}{2}D$ Visual Servoing

Die Wahl von drei Infrarot-LEDs beinhaltet redundante Informationen zur Fehlerkorrektur. Bereits zwei LEDs genügen, damit eine *Least-Squares*-Lösung über die Pseudoinverse \mathbf{L}^\dagger sinnvoll anwendbar ist. Falls in einem Kamerabild nur zwei der drei LEDs detektiert werden, reduziert sich das Gleichungssystem (1) um zwei Zeilen.

Der entwickelte Regler wird neben der Validierung und Verifikation in der Simulation auch auf dem entstandenen Labormuster getestet. Als Hardwareplattform kommt hierbei ein handelsüblicher 3D-Drucker zum Einsatz (siehe Bild 3 rechts oben), bei dem die Heizeinheit und der Extruder entfernt wurden. Die Freiheitsgrade des 3D-Druckers entsprechen denen des entwickelten Prototypen, weshalb sich die Plattform gut für die Erprobung der Regelung eignet. Auf den weiteren Aufbau des Labormusters soll hier nicht weiter eingegangen werden.

Das Ergebnis der ersten Entwicklungsschleife des V-



Bild 5 Drei Bilder der Kameraansicht. Links: Referenzbild aus einem realen Experiment. Mitte: Gerenderte Ansicht aus einem Lauf in der Simulation. Rechts: Ansicht mit zusätzlichen Bildfehlern aus einem Lauf zur Robustheitsanalyse

Modells ist der oben beschriebene Regler, der im zweiten Schleifendurchlauf (Abschnitt 2.2) auf Robustheit gegenüber zu erwartenden Störungen untersucht wird.

2.2 Zweite Entwicklungsschleife

In der zweiten Entwicklungsschleife wird das entwickelte Regelungskonzept auf Robustheit überprüft. Dazu werden zunächst Effekte, die während der Bildaufnahme auftreten können, identifiziert und nachgebildet. Anschließend wird eine Vorgehensweise zur Minimierung dieser Effekte erläutert und die Ergebnisse kurz präsentiert.

2.2.1 Abbildung der Bildfehler

Die ersten Bilder der finalen Kamera in realistischen Perspektiven und Belastungssituationen lassen Rückschlüsse auf die Anforderung an das Bildverarbeitungssystem zu. Beispielsweise stellt das reale Kamerabild in **Bild 5** (links) eine Herausforderung an den entwickelten Regler dar. Die verwendeten LEDs verursachen in unmittelbarer Nähe zur Referenzposition starke Linsenreflexionen. Technisch ließe sich dies durch Dimmen der Beleuchtung in der späten Phase des Steckvorgangs verbessern. Da dies zu höheren Hardwarekosten führt, wird eine softwareseitige Lösung verfolgt. Erkannte Effekte werden möglichst realistisch in der Simulation nachgebildet. Dies trägt entscheidend zur effizienten Reglerentwicklung bei, sodass sich das vermutete Störverhalten präzise und wiederholbar testen lässt. Neben Bildfehlern können auch technische Störungen eingebracht werden. Unter anderem werden folgende Effekte berücksichtigt, implementiert und analysiert:

- Ausfall von LEDs,
- zusätzliche Bildmerkmale (zum Beispiel durch Reflexionen),
- Varianz in der Größe der Bildmerkmale,
- Winkelfehler der Kamera (zum Beispiel durch Montagefehler) und
- verschwommene Bilder (durch Linsenreflexion, Überstrahlung und Bewegungsunschärfe).

Die simulierten Störungen werden entweder direkt in die 3D-Umgebung eingebracht oder das gerenderte Bild wird in einem zusätzlichen Verarbeitungsschritt modifiziert, bevor die Bildmerkmale extrahiert werden. Beispielhaft ist dies in Bild 5 visualisiert. In das ideale gerenderte Bild

(Mitte) werden zusätzliche Merkmale eingebracht und mit Unschärfefiltern bearbeitet (rechts). Ziel ist hierbei nicht notwendigerweise eine exakte Nachbildung der realen Effekte, sondern das Einbringen von Störungen, die in ähnlicher Weise störend auf den Regler wirken.

2.2.2 Robuste Extraktion der Bildmerkmale

Durch den Einsatz der Infrarot-LEDs sind die auftretenden Bildstörungen gerade bei großen Entfernungen gering, sodass die Merkmale mit einfachen Bildverarbeitungsmethoden extrahiert werden können. Um dennoch falsch-positive Merkmale herauszufiltern, wird eine Plausibilitätsprüfung aller gefundenen Merkmale vorgenommen und die wahrscheinlichste Kombination für das aktuelle Abtastintervall der Regelung ausgewählt. Im Folgenden werden die Schritte der Merkmalsextraktion detaillierter beschrieben.

1. Thresholding:

Aus dem aufgezeichneten Graustufenbild I_{Grey} wird durch Anwendung einer *Thresholding* Operation ein Binärbild $I_{Binary} = I_{Grey}(I_{Grey} > \theta_{Tr})$ generiert.

Die Wahl des *Thresholds* θ_{Tr} basiert auf der Annahme, dass die Infrarot-LEDs immer die hellsten Punkte im aufgenommenen Bild sind. Diese Annahme ist plausibel, da im Bereich des Inlets keine weiteren aktiven infrarot Lichtquellen zu erwarten sind. Im Folgenden sei somit ohne Verlust wichtiger Bildinformationen $\theta_{Tr} = 0,99 \max(I_{Grey})$.

2. Morphologische Bildverarbeitung:

Das im vorherigen Schritt erstellte Binärbild kann leichtes Bildrauschen enthalten, das durch die Anwendung einer morphologischen *Opening*-Operation $I_{Binary} \circ s = (I_{Binary} \ominus s) \oplus s$ entfernt wird [12]. Das Strukturelement s für die inkludierte Erosion \ominus sowie die Dilatation \oplus wird wie folgt gewählt:

$$s = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}$$

3. Plausibilitätsprüfung:

Nach der morphologischen Filterung können neben den Infrarot-LEDs Artefakte in Form von weiteren hellen *Flecken*, wie beispielsweise Spiegelungen, enthalten sein (siehe Bild 5).

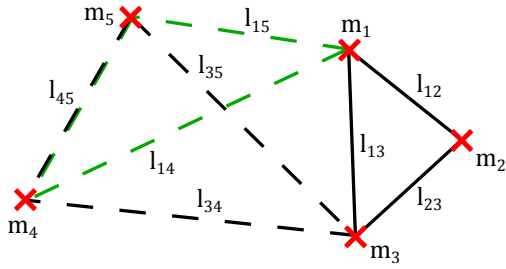


Bild 6 Plausibilitätsprüfung von fünf Flecken-Schwerpunkten

Bild 6 stellt schematisch eine mögliche Anordnung von detektierten Merkmalen $\mathbf{m}^{(i)}$, $i = 1, 2, \dots, n$ (inklusive der drei tatsächlichen LEDs $i = 1, 2, 3$) dar. Für die $n = 5$ Schwerpunkte wird jede mögliche Dreierkombination auf Übereinstimmung mit der Anordnung der Referenzmerkmale überprüft. Dazu werden die Schwerpunkte entsprechend ihrer Position jeweils einem Referenzmerkmal zugeordnet. Diese Zuordnung ist eindeutig, da keine oder nur geringe Rotationen um die optische Achse der Kamera zu erwarten sind. Anschließend können die Abstände der drei Schwerpunkte zueinander berechnet werden:

$$l_{ij} = \|\mathbf{m}^{(i)} - \mathbf{m}^{(j)}\|_2, \quad l_{ik} = \|\mathbf{m}^{(i)} - \mathbf{m}^{(k)}\|_2, \quad (3)$$

$$l_{jk} = \|\mathbf{m}^{(j)} - \mathbf{m}^{(k)}\|_2$$

Da die Abstände jeweils eine Funktion des Abstandes der Kamera vom Inlet sind, werden die Verhältnisse der Abstände mit den entsprechenden Verhältnissen der Entfernungen der Referenzmerkmale l_{ij}^* zueinander in Beziehung gesetzt.

$$r_{1,i,j,k} = \frac{l_{ij}/l_{ik}}{l_{ij}^*/l_{ik}^*}, \quad r_{2,i,j,k} = \frac{l_{ij}/l_{jk}}{l_{ij}^*/l_{jk}^*}, \quad r_{3,i,j,k} = \frac{l_{ik}/l_{jk}}{l_{ik}^*/l_{jk}^*} \quad (4)$$

Um ein Maß für die Übereinstimmung und damit die Plausibilität einer Dreierkombination zu bestimmen, wird die Gleichung $p(i, j, k) = \frac{1}{3} \sum_{l=1}^3 1 - |1 - r_{l,i,j,k}|$ ausgewertet. Eine vollständige Übereinstimmung mit den Längenverhältnissen der Referenzmerkmale würde in $p(i, j, k) = 1$ resultieren. Um die wahrscheinlichste Merkmalskombination zu erhalten kann das Maximum über das Übereinstimmungsmaß aller Kombinationen gebildet werden:

$$\{i^*, j^*, k^*\} = \arg \max_{i,j,k} \{p(i, j, k)\} \quad (5)$$

mit $i, j, k = 1, 2, \dots, n$ und $i \neq j \neq k$

Die ermittelte Indizes-Menge kennzeichnet die für die Regelung optimalen Merkmale. Ist $p(i^*, j^*, k^*)$ unterhalb einer definierten Schranke, muss die Bildaufnahme aufgrund ungenügender Merkmale wiederholt werden.

2.2.3 Robustheitsanalyse

Die in Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Fehler werden nun für die Robustheitsanalyse der entwickelten Regelung verwendet. Dazu wird zwischen Ungenauigkeiten bei der Kameramontage und Fehlern in der Bildverarbeitungskette unterschieden. Wie in **Bild 7** zu erkennen ist, hat die Verkippung der Kamera um 3° in verschiedene Richtungen entscheidenden Einfluss auf den Verlauf der Trajektorie. So

befinden sich die drei LEDs bei einer Verkippung von 3° nach rechts bei $x = 190\text{mm}$ im aufgenommenen Bild, sodass der Kopplungsvorgang von dieser abweichenden Position startet. Entscheidend für die Funktionalität der Regelung ist das Erreichen einer Endposition innerhalb der tolerierten Abweichung auch bei Verkippungen in beliebige Richtungen. Dies wird durch die bildbasierte Regelung erreicht, die unabhängig von der Kameraorientierung den Merkmalsfehler minimiert.

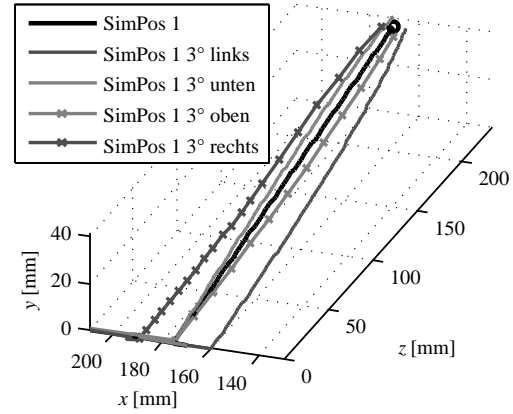


Bild 7 Trajektorien mit Winkelfehler in der Kamera. Eine Referenz ohne Winkelfehler dient zum Vergleich

Für die Prüfung auf Robustheit gegenüber Fehlern in der Bildverarbeitungskette werden Steckvorgänge für drei Positionen im Arbeitsraum mit allen vorgestellten künstlichen Bildfehlern mehrfach durchgeführt. Das bedeutet eine Ausfallrate jeder LED von 10%, zwischen drei und einem zusätzlichen Bildmerkmal an zufälligen Positionen in jedem Bild und variierende Größen der einzelnen LEDs. Zusätzlich wird durch Filterung eine künstliche Bewegungsunschärfe erzeugt. Durch die im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Bildverarbeitungsmethoden wird eine maximale Standardabweichung der Endeffektorposition von 0,85 mm (siehe Tabelle 1) erreicht. So ist für jeden der in der Simulation betrachteten Fälle ein erfolgreicher Steckvorgang möglich.

Tabelle 1 Standardabweichung der Endeffektorpositionen in der Simulation mit Bildfehlern [mm]

| | σ_x | σ_y | σ_z |
|------------|------------|------------|------------|
| Position 1 | 0,809 | 0,830 | 0,885 |
| Position 2 | 0,808 | 0,814 | 0,871 |
| Position 3 | 0,808 | 0,804 | 0,861 |

2.3 Systemintegration

Die in den beiden Entwicklungsschleifen entwickelte Regelung wird nach der Fertigstellung eines kinematischen Prototypen in das System integriert. Da die Kinematik in der Simulation als ideal angenommen wurde, ist mit einem abweichenden Verhalten des Prototypen zu rechnen.

Die Resultate eines umfangreichen Funktionstests sind in **Bild 8** dargestellt. Das Inlet wird auf drei verschiedene Positionen gesetzt und der Steckvorgang je 20 mal wiederholt. Das System steckt für jede Position im Arbeitsraum und alle Wiederholungen erfolgreich ein. Die dargestellten

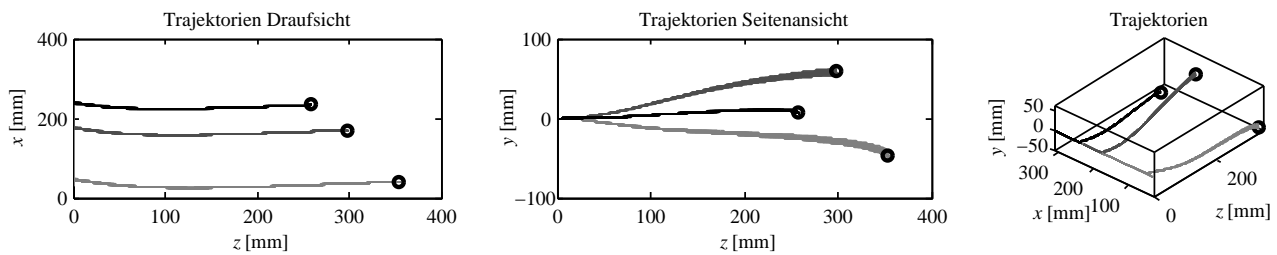


Bild 8 Gemessene Trajektorien realer Steckvorgänge (jeweils 20 Wiederholungen pro Zielkonfiguration)

Trajektorien basieren auf den Schrittzählern der Motoren und einer approximierten Vorwärtskinematik, weshalb die Aussagen nur bedingt als Maß für die Absolut- und Wiederholgenauigkeit geeignet sind. Wie bereits in der Robustheitsanalyse in Abschnitt 2.2 gezeigt, hat die Verkippung der Kamera einen Einfluss auf die Abweichung der y-Koordinate des Endeffektors. Da sich die Verkippung konstruktionsbedingt allerdings während eines Steckvorgangs ständig ändert, entstehen die in Bild 8 (Mitte) dargestellten Unterschiede in der Endeffektorposition. Zu beachten ist, dass der Steckvorgang trotz der Abweichung jedes Mal erfolgreich durchgeführt werden konnte.

3 Zusammenfassung und Ausblick

Der Beitrag beschreibt die Entwicklung eines geeigneten Regelungskonzepts für einen Knick-Arm-Roboter, der eine automatische Kopplung von Elektrofahrzeugen und Ladeinfrastruktur vornehmen soll. Nach Betrachtung der Rahmenbedingungen wurde eine bildbasierte Regelung ausgewählt und in einer entwickelten Simulationsumgebung ausgiebig getestet. Die benötigte Bildverarbeitung wurde im Hinblick auf zu erwartende Fehlerquellen am realen System optimiert, sodass die entwickelte Regelung bei ausgiebigen Robustheitsuntersuchungen den Voraussetzungen für einen erfolgreichen Einsatz am Prototyp entspricht. Abschließend konnte die Regelung mit der parallel entwickelten Kinematik in einen funktionstüchtigen Prototypen integriert werden.

In weiteren Arbeiten wird die bildbasierte Regelung, die aktuell aktive fahrzeugeitige Merkmale voraussetzt, durch eine reine passive Bildverarbeitung erweitert, sodass keinerlei Anforderungen an das zu koppelnde Fahrzeug gestellt werden müssen.

4 Danksagung

Diese Forschung wurde vom Land NRW im Rahmen des Ziel2 Projektes ALanE - Automatisches Ladesystem für nachhaltige Elektromobilität finanziert. Des Weiteren bedanken sich die Autoren bei dem Fachgebiet Maschinenelemente der TU Dortmund für die konstruktive Zusammenarbeit.

5 Literatur

[1] F. Turki, T. Vosschagen and B. Schmuelling: *eCPS Ein induktives Ladesystem für Elektrofahrzeuge*. Ta-

gung Elektrik/Elektronik in Hybrid und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement, Haus der Technik RWTH Aachen, 2012.

[2] A. Hoppe, R. Christian and U. Jumar: *Laden ohne Kabel? Potenziale und Grenzen der kontaktlos-induktiven Energieübertragung in der Elektromobilität*. VDE-Kongress 2012, VDE VERLAG GmbH, 2012.

[3] IEC 62196: *Plugs, socket-outlets, vehicle connectors and vehicle inlets - Conductive charging of electric vehicles - Part 3*

[4] S. Hutchinson, G. D. Hager and P. I. Corke: *A tutorial on visual servo control*. IEEE Transaction on Robotics and Automation, Band 12, Nummer 5, Seiten 651-670, Oktober 1996.

[5] F. Chaumette and S. Hutchinson: *Visual servo control. II. Advanced approaches*. IEEE Robotics & Automation Magazine, Band 14, Nummer 1, Seiten 109-118, März 2007.

[6] Nierobisch, T., J. Krettek, U. Khan und F. Hoffmann: *Optimal Large View Visual Servoing with Sets of SIFT Features*. IEEE International Conference on Robotics and Automation 2007

[7] C. Collewet, E. Marchand, and F. Chaumette: *Visual servoing set free from image processing*. IEEE International Conference on Robotics and Automation 2008 (ICRA 2008), Seiten 81-86, May 2008.

[8] C. Collewet and E. Marchand: *Colorimetry-based visual servoing*. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems 2009 (IROS 2009), Seiten 5438-5443, Oktober 2009.

[9] Verein Deutscher Ingenieure: *VDI-Richtlinie: VDI 2206 Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Düsseldorf, 2004.

[10] Hirsch, K., T. Nierobisch und T. Bertram: *Entwicklung bildbasierter Funktionalitäten in der virtuellen Realität*. In Proceedings: VDI Fachtagung Mechatronik 2009, Seiten 35-42 Mai 2009

[11] E. Malis, F. Chaumette and S. Boudet: *2 1/2D visual servoing*. IEEE Transaction on Robotics and Automation, Band 15, Nummer 2, Seiten 238-250, April 1999.

[12] J. Serra: *Image Analysis and Mathematical Morphology*. Orlando, Florida, USA: Academic Press, Inc., 1983.

Kombinierte Pfad- und Nachgiebigkeitsregelung für ein Portalsystem mit experimenteller Validierung

Combined Path Following and Compliance Control with Experimental Validation on a Biaxial Gantry Robot

Stefan Flixeder¹, Tobias Glück¹, Martin Böck¹, Rüdiger Neumann², Andreas Kugi¹, ¹Technische Universität Wien, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, 1040 Wien, Österreich, {flixeder, glueck, boeck, kugi}@acin.tuwien.ac.at
²Festo AG & Co. KG, 73734 Esslingen, Deutschland, nea@festo.de

Kurzfassung

Dieser Beitrag zeigt ein Konzept zur gleichzeitigen und unabhängigen Regelung der tangentialen bzw. orthogonalen Nachgiebigkeit auf einem vorgegebenen Pfad. Mittels einer geeigneten Koordinatentransformation und einer exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung wird das Originalsystem in zwei lineare, entkoppelte Teilsysteme tangential bzw. orthogonal aufgespalten. Die überlagerte Nachgiebigkeitsregelung ermöglicht die unabhängige Zielimpedanzvorgabe in den entsprechenden Teilsystemen sowohl im Kontaktfall als auch im Nicht-Kontaktfall. Die Anwendbarkeit des Konzepts wird an einem zweidimensionalen Portalsystem gezeigt und anhand experimenteller Ergebnisse validiert.

Abstract

This work presents an approach to simultaneously but independently control the compliance of a robotic system transversal and tangential to a given path. A subordinate path following controller transforms the nonlinear dynamics into a linear system with decoupled transversal and tangential dynamics via a coordinate transformation and an exact input-output linearization. The outer control loop utilizes admittance control to obtain the desired target compliance in the respective transformed coordinates in the non-contact case. In order to interact with a stiff environment, a parallel position and force controller is exploited. The proposed approach is applied to a biaxial gantry robot. Experimental results demonstrate the feasibility of the concept.

1 Einleitung

Im Zuge der Automatisierung komplexer industrieller Handhabungs- und Fertigungsprozesse kommen im Besonderen bei der Oberflächenbearbeitung (Schleifen, Polieren, Drapieren,...) zunehmend aktive Kraftregelungsstrategien zum Einsatz. Bisherige Regelungskonzepte verfolgen typischerweise zwei Ansätze [1]. Entweder folgt der Endeffektor einem adaptiven Pfad mit vorgegebenem Geschwindigkeitsprofil während kontinuierlich die Normalkraft zwischen Bearbeitungsfläche und Endeffektor geregelt wird, oder der Endeffektor folgt einer fix vorgegebenen Bahn während kontinuierlich die Tangentialkraft und damit der Vorschub geregelt wird.

In diesem Beitrag wird ein Konzept präsentiert, welches die gleichzeitige und unabhängige Vorgabe der Nachgiebigkeit bzw. der Kraft sowohl tangential als auch orthogonal zu einem Pfad ermöglicht. Zu diesem Zweck werden bekannte Strategien der Nachgiebigkeitsregelung [2–6] mit aktuellen Forschungsergebnissen der Pfadfolgeregelung [7–9] kombiniert. Im Unterschied zur Trajektorienfolgeregelung ist bei der Pfadfolgeregelung a priori nur der geometrische Verlauf ohne zeitliche Information definiert. Damit lassen sich in Erweiterung zu bisherigen Verfahren mit nur einem Regelgesetz folgende Aufgabenstellungen umsetzen:

- i.) Annäherung an den Pfad von einem Startpunkt außerhalb des Pfades,

- ii.) Regelung der Kraft orthogonal zum Pfad, während die Position entlang des Pfades vorgegeben wird,
- iii.) Regelung der Kraft/Position orthogonal zum Pfad, während die Position entlang des Pfades durch einen Benutzer geführt wird,
- iv.) Regelung der Vorschubkraft entlang des Pfades, während die Position orthogonal zum Pfad stabilisiert oder einem vorgegebenen Verlauf folgt,
- v.) sowie jede Kombination der zuvor genannten.

Der Beitrag gliedert sich wie folgt: In Kapitel 2 wird der Versuchsaufbau eines zweidimensionalen Portalsystems vorgestellt und ein mathematisches Modell erstellt. Anschließend werden in Kapitel 3 und 4 die verwendeten Konzepte der Pfadfolge- und Nachgiebigkeitsregelung eingeführt, miteinander kombiniert und am Versuchsaufbau implementiert. Kapitel 5 weist auf einige Besonderheiten der praktischen Implementierung hin und zeigt experimentelle Messergebnisse.

2 Versuchsaufbau und mathematisches Modell

Bild 1 zeigt eine schematische Skizze des zweidimensionalen Portalsystems. Der Aufbau setzt sich im Wesentlichen aus zwei Linearantrieben zusammen, wobei jeder Linearantrieb aus einem Servomotor und einer Spindelachse besteht. Die Antriebe wurden für hochgenaue Positionierungsaufgaben konzipiert, d. h. die Kopplungen zwischen Mo-

tor, Spindelachse, Schlitten und die mechanische Verbindungen der y - und z -Achse können als starr und spielfrei betrachtet werden. Konstruktionsbedingt weisen alle Achsen ein ausgeprägtes Reibverhalten auf. Eine unterlagerte Stromregelung stellt sicher, dass die jeweiligen Motor Momente τ_i , $i \in \{y, z\}$ als Stelleingänge verwendet werden können. Externe Lastkräfte $F_{L,i}$ am Endeffektor werden über einen Mehrachskraftsensor gemessen.

Entsprechend **Bild 1** ist $\mathbf{s}^T = [s_y \ s_z]$ die Position des Endeffektors in Bezug auf ein Inertialkoordinatensystem (y_0, z_0) , $m_{i,i}$ die bewegte Masse, k_i die Spindelsteigung und $m_{J,i} = (J_{sm,i} + J_{bs,i})/k_i^2$ die äquivalenten bewegten Massen der Trägheitsmomente des Motors $J_{sm,i}$ und der Spindelachse $J_{bs,i}$.

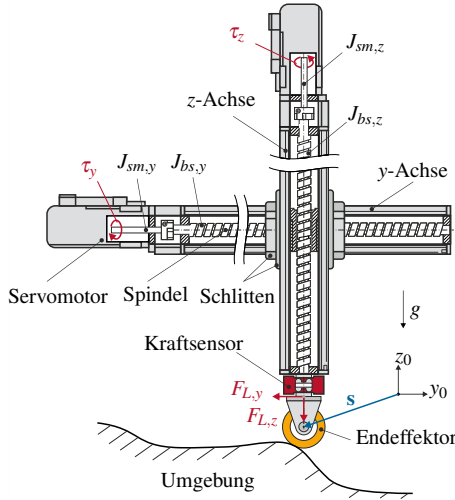


Bild 1 Schematischer Aufbau des Portalsystems.

Unter diesen Annahmen folgen die Bewegungsgleichungen des Systems zu $(m_{i,i} + m_{J,i})\ddot{s}_i = F_{M,i} - F_{R,i} - F_{G,i} - F_{L,i}$, mit den Motor Kräften $F_{M,i} = \tau_i/k_i$, den Gewichtskräften $F_{G,y} = 0$ bzw. $F_{G,z} = gm_{i,z}$ und $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. Das Reibverhalten der Linearantriebe ist in der Form $F_{R,i}(\dot{s}_i) = F_{c,i} \tanh(\dot{s}_i/w) + c_{v,i}\dot{s}_i$, mit $w \ll 1$ und den Koeffizienten $c_{v,i} > 0$ bzw. $F_{c,i} > 0$ der viskosen und Coulombschen Reibung charakterisiert.

Mit der Einführung des Zustandsvektors $\mathbf{x}^T = [\mathbf{x}_c^T \ \mathbf{x}_v^T] \in \mathbb{R}^4$ mit $\mathbf{x}_c^T = [s_y \ s_z]$ und $\mathbf{x}_v^T = [\dot{s}_y \ \dot{s}_z]$, der Eingangsvektoren $\mathbf{u}^T = [F_{M,y} \ F_{M,z}] \in \mathbb{R}^2$, $\mathbf{d}^T = [F_{L,y} \ F_{L,z}] \in \mathbb{R}^2$ können die Bewegungsgleichungen in eingangsaffiner Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_v \\ \mathbf{f}_v(\mathbf{x}) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{G}_v(\mathbf{x}_c) \end{bmatrix} \mathbf{u} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ -\mathbf{G}_v(\mathbf{x}_c) \end{bmatrix} \mathbf{d} \quad (1)$$

mit

$$\mathbf{f}_v(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} -F_{F,y}(\dot{s}_y) \\ \frac{m_{i,y} + m_{J,y}}{m_{i,y} + m_{J,y}} \\ -F_{F,z}(\dot{s}_z) - gm_{i,z} \\ \frac{m_{i,z} + m_{J,z}}{m_{i,z} + m_{J,z}} \end{bmatrix}, \mathbf{G}_v(\mathbf{x}_c) = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_{i,y} + m_{J,y}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_{i,z} + m_{J,z}} \end{bmatrix}$$

dargestellt werden. Ausgang des Systems sei die Endeffektorposition

$$\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}_c) = \mathbf{x}_c. \quad (2)$$

¹Im Folgenden sei mit $\|\cdot\|$ die euklidische Norm bezeichnet.

²Für offene Pfade gilt entsprechend $\theta_0 = 0$.

Bereits an dieser Stelle sei erwähnt, dass das im Folgenden gezeigte Konzept der Pfadfolgeregelung auf allgemeine Kinematiken übertragbar ist, d. h. auf Systeme, welche sich in Anlehnung an (1)-(2) mit $\mathbf{f}_v: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^n$, $\mathbf{G}_v: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^{n \times m}$ und $\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}_c) \in \mathbb{R}^p$ darstellen lassen und für die $m \geq p - 1$ gilt, vgl. [9].

3 Pfadfolgeregelung

Die Pfadfolgeregelung verfolgt das Ziel, ein Regelgesetz so zu entwerfen, dass sich der Systemausgang einem vorgegebenen Pfad nähert bzw. sich entlang diesem bewegt, ohne dabei eine explizite Zeitparametrierung vorzugeben. Die folgenden Ausführungen orientieren sich an den Arbeiten [7–9].

3.1 Pfadannahmen

Ausgangspunkt der folgenden Betrachtungen ist eine glatte, parametrisierte Darstellung des Pfades

$$\boldsymbol{\sigma}(\theta): \mathcal{T} \rightarrow \mathbb{R}^p. \quad (3)$$

Der Pfadparameter θ sei Element einer Menge \mathcal{T} , welche sowohl einen offenen Pfad (bspw. $\mathcal{T} = [\theta_0, \theta_1]$) als auch einen geschlossenen Pfad (bspw. $\mathcal{T} = \mathbb{R}$) beschreiben kann. Damit ist der Pfad γ in der Form $\gamma = \{\mathbf{y}^* \in \mathbb{R}^p \mid \mathbf{y}^* = \boldsymbol{\sigma}(\theta^*), \theta^* \in \mathcal{T}\}$ definiert. Es wird des Weiteren vorausgesetzt, dass $\boldsymbol{\sigma}'(\theta^*) = \partial \boldsymbol{\sigma}(\theta^*)/\partial \theta \neq \mathbf{0}$ für alle $\theta^* \in \mathcal{T}$ gilt, d. h. der Pfad γ gemäß [10] eine reguläre Kurve ist. Man beachte, dass der Tangentialvektor $\boldsymbol{\sigma}'(\theta^*)$ zu dieser Parametrierung nicht notwendigerweise auf Eins normiert ($\|\boldsymbol{\sigma}'(\theta^*)\| \neq 1$)¹ sein muss.

3.2 Koordinatentransformation

In einem ersten Schritt wird eine Koordinatentransformation $\mathbf{T}: \mathbf{x} \mapsto (\boldsymbol{\eta}, \boldsymbol{\xi})$ gesucht, welche das System (1)-(2) in Bezug auf den Pfad γ in ein $\boldsymbol{\eta}$ -Teilsystem tangential sowie ein $\boldsymbol{\xi}$ -Teilsystem orthogonal zum Pfad aufteilt. Dazu wird ein Projektionsoperator $\boldsymbol{\omega}$ eingeführt. Dessen Aufgabe besteht darin, jedem Ausgang $\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}_c)$ in einer tubularen Umgebung des Pfades γ einen Pfadparameter θ^* zuzuordnen, sodass der Abstand zwischen dem Ausgang \mathbf{y} und $\mathbf{y}^* = \boldsymbol{\sigma}(\theta^*)$ im Sinne einer speziellen Metrik minimal ist. Dazu gilt es, die Minimierungsaufgabe

$$\theta^* = \boldsymbol{\omega}(\mathbf{y}) := \arg \min_{\theta \in \mathcal{T}} \|\mathbf{y} - \boldsymbol{\sigma}(\theta)\| \quad (4)$$

zu lösen, vgl. [8]. Damit kann die dem Pfadparameter θ^* zugeordnete Kurvenlänge g über das Linienintegral gemäß

$$g(\mathbf{y}) = \left(\int_{\theta_0}^{\theta^*} \|\boldsymbol{\sigma}'(\tau)\| d\tau \right) \Big|_{\theta^* = \boldsymbol{\omega}(\mathbf{y})} \quad (5)$$

berechnet werden². Diese Kurvenlänge wird als erster tangentialer Zustand $\eta_1 = g \circ \mathbf{h}(\mathbf{x}_c)$ gewählt. Der dem Pfadparameter θ^* zugehörige Tangenteneinheitsvektor $\hat{\boldsymbol{\sigma}}'(\theta^*)$ berechnet sich zu $\hat{\boldsymbol{\sigma}}'(\theta^*) = \boldsymbol{\sigma}'(\theta^*)/\|\boldsymbol{\sigma}'(\theta^*)\|$. Der Hauptnormaleinheitsvektor $\boldsymbol{\kappa}(\theta^*)$ folgt mit Hilfe eines Rotationsoperators $\mathbf{R}_{\pi/2}$ durch Drehung von $\hat{\boldsymbol{\sigma}}'(\theta^*)$ um $\pi/2$ ge-

gen den Uhrzeigersinn, d. h. $\boldsymbol{\kappa}(\theta^*) = \mathbf{R}_{\pi/2} \hat{\boldsymbol{\sigma}}'(\theta^*)$.

Projiziert man den Abstand $\mathbf{y} - \mathbf{y}^*$ auf den Hauptnormal-
einheitsvektor $\boldsymbol{\kappa}(\theta^*)$, so erhält man direkt eine implizite
Parametrierung des Pfades, d. h.

$$\delta(\mathbf{y}) = \boldsymbol{\kappa}^T(\theta^*)(\mathbf{y} - \boldsymbol{\sigma}(\theta^*)) \Big|_{\theta^* = \varpi(\mathbf{y})} \quad (6)$$

Man beachte, dass die Länge von δ exakt dem Abstand
zwischen dem Systemausgang \mathbf{y} und dem korrespondierenden
Punkt \mathbf{y}^* auf dem Pfad γ entspricht. Dementsprechend
wird $\xi_1 = \delta \circ \mathbf{h}(\mathbf{x}_c)$ als erster orthogonaler Zustand fest-
gelegt. Eine graphische Darstellung der Sachverhalte zeigt
Bild 2.

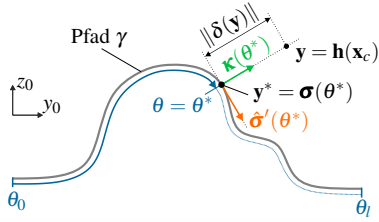


Bild 2 Graphische Darstellung der Transformation.

Um die Koordinatentransformation zu komplettieren, wer-
den die zeitlichen Ableitungen der transformierten Zustände
benötigt. Obwohl η_1 und ξ_1 aufgrund von (4) und (5)
i.A. nur numerisch zu bestimmen sind, können für deren
zeitlichen Ableitungen $\eta_2 = \dot{\eta}_1$ bzw. $\xi_2 = \dot{\xi}_1$ analytische
Ausdrücke gefunden werden, vgl. [8, 11]. Damit nimmt die
Koordinatentransformation $\mathbf{T}: \mathbf{x} \mapsto (\boldsymbol{\eta}, \boldsymbol{\xi})$ die Form

$$\begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ \xi_1 \\ \xi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\pi}(\mathbf{x}_c) \\ \mathbf{d}\boldsymbol{\pi}\mathbf{x}_v \\ \boldsymbol{\lambda}(\mathbf{x}_c) \\ \mathbf{d}\boldsymbol{\lambda}\mathbf{x}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{g} \circ \mathbf{h}(\mathbf{x}_c) \\ \mathbf{d}\mathbf{g} \mathbf{d}\mathbf{h} \mathbf{x}_v \\ \boldsymbol{\delta} \circ \mathbf{h}(\mathbf{x}_c) \\ \mathbf{d}\boldsymbol{\delta} \mathbf{d}\mathbf{h} \mathbf{x}_v \end{bmatrix} \quad (7)$$

mit der Jacobimatrix $\mathbf{d}\mathbf{h} = \partial\mathbf{h}(\mathbf{x}_c)/\partial\mathbf{x}_c$ und den Gradienten
 $\mathbf{d}\mathbf{g} = \partial\mathbf{g}(\mathbf{y})/\partial\mathbf{y}$ bzw. $\mathbf{d}\boldsymbol{\delta} = \partial\boldsymbol{\delta}(\mathbf{y})/\partial\mathbf{y} = \boldsymbol{\kappa}^T$ an. Für die
genauen analytischen Zusammenhänge sei auf [11] verwie-
sen. Man beachte, dass aufgrund der Wahl der tangentialen
und orthogonalen Koordinaten $\|\mathbf{d}\mathbf{g}\| = \|\mathbf{d}\boldsymbol{\delta}\| = 1$ für alle \mathbf{y}
auf dem Pfad gilt. Folglich ist die Transformation der zeit-
lichen Ableitung des Systemausgangs \mathbf{y} in das tangentiale
und orthogonale Teilsystem unabhängig von der Position
entlang des Pfades sowie von der Pfadparametrierung (3)
selbst.

3.3 Zustandsrückführung

Für die Berechnung der Zustandsrückführung wird in An-
lehnung an [9]

$$\tilde{\mathbf{y}}^T = [\boldsymbol{\lambda}(\mathbf{x}_c) \quad \boldsymbol{\pi}(\mathbf{x}_c)] = [\boldsymbol{\delta} \circ \mathbf{h}(\mathbf{x}_c) \quad \mathbf{g} \circ \mathbf{h}(\mathbf{x}_c)] \quad (8)$$

als neuer, virtueller Ausgang von (1) gewählt. Die zeitli-
chen Ableitungen von (8) lassen sich analytisch zu

$$\dot{\tilde{\mathbf{y}}} = \begin{bmatrix} \mathbf{d}\boldsymbol{\lambda}\mathbf{x}_v \\ \mathbf{d}\boldsymbol{\pi}\mathbf{x}_v \end{bmatrix}, \quad \ddot{\tilde{\mathbf{y}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{d}\dot{\boldsymbol{\lambda}}\mathbf{x}_v + \mathbf{d}\boldsymbol{\lambda}\mathbf{f}_v \\ \mathbf{d}\dot{\boldsymbol{\pi}}\mathbf{x}_v + \mathbf{d}\boldsymbol{\pi}\mathbf{f}_v \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}(\mathbf{x})} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{d}\boldsymbol{\lambda}\mathbf{G}_v \\ \mathbf{d}\boldsymbol{\pi}\mathbf{G}_v \end{bmatrix}}_{\mathbf{D}_u(\mathbf{x})} \mathbf{u} - \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{d}\boldsymbol{\lambda}\mathbf{G}_v \\ \mathbf{d}\boldsymbol{\pi}\mathbf{G}_v \end{bmatrix}}_{\mathbf{D}_d(\mathbf{x})} \mathbf{d}$$

berechnen.

Mit dem neuen, virtuellen Eingang $\mathbf{v}^T = [v_{\xi_1} \quad v_{\eta_1}] = \ddot{\tilde{\mathbf{y}}}$
kann eine Zustandsrückführung auf Basis der exak-
ten Eingangs-Ausgangslinearisierung, siehe z. B. [12], der
Form

$$\mathbf{u} = \mathbf{D}_u^{-1}(\mathbf{x})(-\mathbf{b}(\mathbf{x}) + \mathbf{D}_d(\mathbf{x})\mathbf{d} + \mathbf{v}) \Big|_{\mathbf{x}=\mathbf{T}^{-1}(\boldsymbol{\eta}, \boldsymbol{\xi})} \quad (9)$$

gefunden werden. Die Regularität der Entkopplungsmatrix
 $\mathbf{D}_u(\mathbf{x})$ wird mit den getroffenen System- und Pfadannah-
men durch Theorem 3.2 von [9] sichergestellt. Einsetzen
der Zustandsrückführung (9) mit (7) in (1) resultiert in ein
entkoppeltes lineares Systemverhalten

$$\dot{\xi}_1 = \xi_2, \quad \dot{\xi}_2 = v_{\xi_1}, \quad \dot{\eta}_1 = \eta_2, \quad \dot{\eta}_2 = v_{\eta_1}. \quad (10)$$

Anzumerken ist, dass die Dynamik des transformierten
Systems linear in Bezug auf einen nichtlinearen Pfad γ
ist und die neuen, virtuellen Eingänge zur gezielten Stabi-
lisierung, Bewegungssteuerung und Nachgiebigkeitsrege-
lung orthogonal bzw. tangential zum Pfad eingesetzt wer-
den können.

4 Nachgiebigkeitsregelung

Die grundlegende Idee der aktiven Nachgiebigkeitsrege-
lung besteht darin, einen Regler so zu entwerfen, dass sich
ein dynamischer Zusammenhang zwischen einer externen
Kraft F_χ und einer Zustandsabweichungen e_χ sowie deren
zeitlicher Ableitung einstellt. Typischerweise wird ein der-
artiger Zusammenhang in linearer Form³

$$F_\chi = m_\chi^d \ddot{e}_\chi + d_\chi^d \dot{e}_\chi + k_\chi^d e_\chi, \quad (11)$$

mit den konstanten Parametern $m_\chi^d > 0$, $d_\chi^d > 0$ und $k_\chi^d > 0$
spezifiziert.

Übertragen auf das tangentiale bzw. orthogonale Teilsys-
tem mit den Koordinaten $\chi \in \{\eta_1, \xi_1\}$ entspricht $e_\chi = \chi - \chi^d$
der Zustandsabweichung mit der Sollposition χ^d
und F_χ der tangentialen bzw. orthogonalen Kraft, die sich
aus der gemessenen, externen Kraft \mathbf{F}_L wie folgt berechnen
lässt

$$\begin{bmatrix} F_{\eta_1} \\ F_{\xi_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{\boldsymbol{\sigma}}^T(\theta^*) \\ \boldsymbol{\kappa}^T(\theta^*) \end{bmatrix} \mathbf{F}_L. \quad (12)$$

Im Folgenden werden zwei unterschiedliche Strategien der
Nachgiebigkeitsregelung vorgestellt und mit der Pfadfol-
geregelung kombiniert, siehe **Bild 3**.

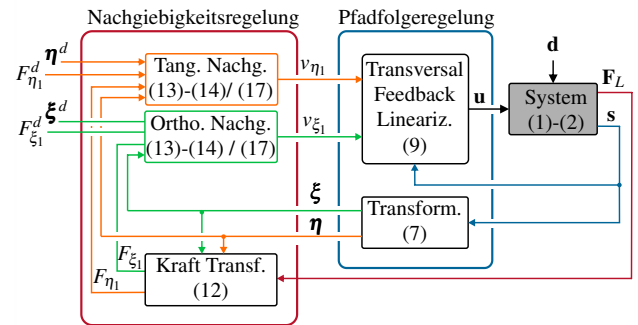


Bild 3 Kombinierte Pfadfolge- und Nachgiebigkeitsregelung.

³Es kann natürlich auch ein geeigneter nichtlinearer Zusammenhang gefordert werden.

4.1 Admittanzregelung

Eine verbreitetes Konzept zur Umsetzung eines Impedanzverhaltens gemäß (11), welche sich speziell bei Handhabungssystemen mit hoher und/oder unbekannter Reibung als zielführend erwiesen hat, ist die Admittanzregelung [4]. Die Idee besteht darin, dass ein unterlagerter Positionsregler einer Solltrajektorie χ^p folgt, welche von der überlagerten Nachgiebigkeitsregelung gemäß dem gewünschten Impedanzverhalten vorgegeben wird. Entsprechend wird das Positionsregelgesetz

$$\dot{\chi} = \dot{\chi}^p - a_{\chi,2} \dot{e}_{\chi}^p - a_{\chi,1} e_{\chi}^p - a_{\chi,0} \int_0^t e_{\chi}^p d\tau \quad (13)$$

mit geeignet gewählten Koeffizienten $a_{\chi,k} > 0$ für $\chi \in \{\eta_1, \xi_1\}$, $k = 0, 1, 2$ und $e_{\chi}^p = \chi - \chi^p$ und die überlagerte Admittanzregelung

$$\begin{aligned} \ddot{\chi}^p &= \ddot{\chi}^d + \frac{F_{\chi}}{m_{\chi}^d} - \frac{d_{\chi}^d}{m_{\chi}^d} \dot{e}_{\chi}^{pd} - \frac{k_{\chi}^d}{m_{\chi}^d} e_{\chi}^{pd}, \\ \dot{\chi}^p &= \int_0^t \ddot{\chi}^p d\tau, \quad \chi^p = \int_0^t \dot{\chi}^p d\tau \end{aligned} \quad (14)$$

mit $e_{\chi}^{pd} = \chi^p - \chi^d$ verwendet, um die gemäß (11) spezifizierte Nachgiebigkeit einzustellen, vgl. [11].

Infolge der Transformationseigenschaft $\|dg\| = \|d\delta\| = 1$ für $y \in \gamma$ ist dieses Verhalten unabhängig von der tangentialen Pfadposition und von der Pfadparametrierung (3) und kann damit z. B. auch direkt auf stückweise definierte Pfade (z. B. Splines) übertragen werden.

Zu beachten ist, dass diese Strategie im Speziellen bei einer Interaktion mit einer steifen Umgebung zur Kontaktinstabilität neigt bzw. zur Gewährleistung der Stabilität die Wahl der gewünschten Impedanzparameter stark einzuschränken ist. Eine Bedingung zur Festlegung der Impedanzparameter liefert z. B. das Kriterium zur geometrischen Kontaktstabilität [4]. Demnach muss für eine stabile Kontaktannahme die tatsächliche Endeffektorposition χ stets zwischen der Position der Umgebung und der nominell geforderten Position χ^d liegen. Unter der Voraussetzung einer maximal destabilisierenden Umgebung [2] $F_{\chi} = -k_{\chi}\chi$ mit der Steifigkeit $k_{\chi} > 0$ schränkt dieses Kriterium die Wahl der Zielparameter wie folgt

$$\zeta_{\chi}^d = d_{\chi}^d / (2\sqrt{m_{\chi}^d/k_{\chi}^d}) \geq \frac{1}{2} \left(\sqrt{1 + 2\frac{k_{\chi}}{k_{\chi}^d}} - 1 \right) \quad (15)$$

mit dem Dämpfungsgrad ζ_{χ}^d ein.

4.2 Parallele Positions- und Kraftregelung

Wie zahlreiche Arbeiten zeigen, ist das Konzept der Impedanzregelung im Kontaktfall hinsichtlich der Wahl der Parameter weniger limitierend [5]. Für das gegebene System mit hoher Haftreibung kommt es bei Anwendung der Impedanzregelung allerdings zu einer stationären Regelabweichung bezüglich einer gewünschten Sollposition χ^d bzw. Kontaktkraft F_{χ}^d , $\chi \in \{\eta_1, \xi_1\}$. Eine naheliegende Strategie, welche in der Literatur auch als parallele Positions- und Kraftregelung [3] bezeichnet wird, besteht

in der Erweiterung der Zielimpedanz (11) um einen integralen Kraftfehleranteil.

Das spezifizierte Zielimpedanzverhalten in Interaktionsrichtung sei damit in der Form

$$e_{F,\chi} + k_{\chi}^I \int_0^t e_{F,\chi} d\tau = m_{\chi}^d \ddot{e}_{\chi} + d_{\chi}^d \dot{e}_{\chi} + k_{\chi}^d e_{\chi}, \quad (16)$$

mit $e_{F,\chi} = F_{\chi} - F_{\chi}^d$ und der Konstanten $k_{\chi}^I > 0$ gegeben. Das entsprechende Zustandsregelgesetz der parallelen Positions- und Kraftregelung folgt in der Form

$$\dot{v}_{\chi} = \underbrace{\frac{-d_{\chi}^d \dot{e}_{\chi} - k_{\chi}^d e_{\chi}}{m_{\chi}^d}}_{v_{\chi, \text{Pos.}}} + \underbrace{\ddot{\chi}^d + \frac{e_{F,\chi} + k_{\chi}^I \int_0^t e_{F,\chi} d\tau}{m_{\chi}^d}}_{v_{\chi, \text{Kraft}}}. \quad (17)$$

Unter Annahme einer maximal destabilisierenden Umgebung $F_{\chi} = -k_{\chi}\chi$ ist damit die Fehlerdynamik

$$\begin{bmatrix} \dot{e}_{\chi} \\ \ddot{e}_{\chi} \\ \int_0^t \dot{e}_{\chi} d\tau \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_{\chi}^d k_{\chi}}{m_{\chi}^d} & -\frac{k_{\chi}^d + k_{\chi}}{m_{\chi}^d} & -\frac{d_{\chi}^d}{m_{\chi}^d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_{\chi} \\ \dot{e}_{\chi} \\ \int_0^t \dot{e}_{\chi} d\tau \end{bmatrix} \quad (18)$$

asymptotisch stabil sofern

$$m_{\chi}^d > 0, \quad d_{\chi}^d > 0, \quad k_{\chi}^I k_{\chi} > 0, \quad (k_{\chi}^d + k_{\chi}) d_{\chi}^d - k_{\chi}^I k_{\chi} m_{\chi}^d > 0 \quad (19)$$

erfüllt ist. Man beachte, dass im Nicht-Kontaktfall $k_{\chi} = 0$ die Integration in (17) zu stoppen ist und damit das Impedanzverhalten durch die Terme k_{χ}^d und d_{χ}^d festgelegt wird. Wie am Impedanzverhalten (16) zu erkennen ist, ist für den stationären Fall $F_{\chi} = F_{\chi}^d \neq 0$ die Zustandsabweichung e_{χ} i.A. ungleich Null und muss daher vom integralen Kraftfehleranteil exakt kompensiert werden. Um dem entgegenzuwirken, wird eine Sollgrößentransformation

$$\chi^d = \hat{\chi}^d - \frac{F_{\chi}^d}{\bar{k}_{\chi}} \quad (20)$$

mit der zu erwartenden Umgebungssteifigkeit \bar{k}_{χ} durchgeführt⁴. Damit folgt $e_{\chi} = 0$ für $F_{\chi} = F_{\chi}^d \neq 0$, $\hat{\chi}^d = 0$ und $k_{\chi} \approx \bar{k}_{\chi}$. Selbstverständlich behalten die Stabilitätsaussagen von (18)-(19) mit Einführung der Transformation (20) ihre Gültigkeit.

5 Implementierung und experimentelle Ergebnisse

Die in den Kapiteln 3 und 4 vorgestellten Konzepte wurden auf dem in Kapitel 2 beschriebenen Portalsystem und einem DSPACE Echtzeitsystem mit einer Abtastzeit von 1 ms implementiert. Eine Auswahl an Komponenten und Parametern sind in den **Tabellen 1** und **2** zusammengefasst. Hinsichtlich der Konstruktion des Endeffektors seien an dieser Stelle einige Entwurfsaspekte angeführt. Wie anhand von (15) und (19) gezeigt, ist im Kontaktfall die Steifigkeit der Umgebung limitierend für die Wahl der Impedanzparameter und damit auch der realisierbaren Zieldynamik. Deshalb ist es zielführend, den Endeffektor so zu

⁴Die Einführung dieser Transformation lässt sich z. B. auch anhand der Definition der geometrischen Kontaktstabilität [4] motivieren.

entwerfen, dass dessen Steifigkeit k_E um zumindest eine Größenordnung kleiner als jene der Umgebung k_U ist und damit für die Gesamtsteifigkeit in Interaktionsrichtung $k_\chi = k_E k_U / (k_E + k_U) \approx k_E$ gilt. Um etwaige dynamische Einflüsse auf die Kraftmessung klein zu halten, sollte der Kraftsensor so platziert sein, dass die bewegte Masse des Endeffektors möglichst gering ist. Entscheidend ist, dass der Frequenzbereich der ersten Eigenmode wesentlich höher liegt als jene der Zieldynamik.

Tabelle 1 Komponenten des Portalsystems.

| Komponente | Hersteller | Type |
|----------------|----------------|-------------------|
| y-Spindelachse | FESTO | EGC-80-BS-KF-1200 |
| z-Spindelachse | FESTO | EGC-70-BS-KF-800 |
| Servomotor | FESTO | AS-55-M |
| Kraftsensor | ME-MESSSYSTEME | K3D60 |

Tabelle 2 Parameter des Portalsystems.

| i -Achse | $m_{t,i}$ | $m_{J,i}$ | $F_{c,i}$ | $c_{v,i}$ |
|------------|-----------|-----------|-----------|-------------|
| y-Achse | 11,97 kg | 29,26 kg | 65,42 N | 175,93 Ns/m |
| z-Achse | 8,13 kg | 16,79 kg | 37,69 N | 62,83 Ns/m |

Exemplarisch sei im Folgenden der Pfad γ in Form eines stückweise definierten, C^2 -stetigen, kubischen Splines in parametrierter Darstellung

$$\sigma(\theta) = \begin{bmatrix} \sum_{j=0}^3 a_{j,s} (\theta - \theta_s)^j \\ \sum_{j=0}^3 b_{j,s} (\theta - \theta_s)^j \end{bmatrix} \quad (21)$$

mit $\theta \in [\theta_s, \theta_{s+1}]$, $s = 0, \dots, l-1$ und l Stützstellen gegeben. Die Koeffizienten $a_{j,s}$ und $b_{j,s}$ und Stützstellen θ_s von (21) wurden so festgelegt, dass damit die Kontur eines Formwerkzeugs approximiert wird.

5.1 Admittanzregelung

In einem ersten Experiment wird die Kombination aus Pfadfolge- und Admittanzregelung im Nicht-Kontaktfall untersucht. Die Solltrajektorien η_1^p und ξ_1^p der unterlagerten Positionsregelung (13) werden von der äußeren Admittanzregelung (14) gemäß dem spezifizierten Impedanzverhalten (11) vorgegeben. Die Koeffizienten des Positionsreglers $a_{\chi,k} > 0$ für $\chi \in \{\eta_1, \xi_1\}$, $k = 0, 1, 2$ wurden mittels Polvorgabe für die Pole $p_{\chi,k} = -60/s$ bestimmt. Die Zielimpedanzparameter aus (11) wurden, falls nicht anders angegeben, zu $m_\chi^d = 0,8 \text{ kg}$, $\zeta_\chi^d = 0,6$ (siehe (15)) und $k_{\eta_1}^d = 100 \text{ N/m}$ bzw. $k_{\xi_1}^d = 10000 \text{ N/m}$ gewählt.

Bild 4 zeigt die Position des Endeffektors \mathbf{x}_c und die zugehörigen transformierten Zustände η_1 und ξ_1 . Ausgehend von einer Startposition wird die Endeffektorposition auf den Pfad hin geregelt. Im zweiten Teil des Experiments verursacht eine externe Störkraft \mathbf{F}_L eine Bewegung des Endeffektors entlang des Pfades gemäß dem spezifizierten Impedanzverhalten, während die orthogonale Position ξ_1 aufgrund der entsprechend höher gewählten Steifigkeit $k_{\xi_1}^d$ gehalten wird. Anschließend wird die Steifigkeit zu $k_{\eta_1}^d = 10000 \text{ N/m}$ gesetzt und ein Positionswechsel entlang des Pfades mittels η_1^d vorgegeben. Im letzten

Teil des Experiments wird die orthogonale Steifigkeit zu $k_{\xi_1}^d = 100 \text{ N/m}$ gewählt und abermals eine externe Störkraft aufgebracht. Dabei kommt es gemäß dem spezifizierten Impedanzverhalten zu einer orthogonalen Abweichung vom Pfad.

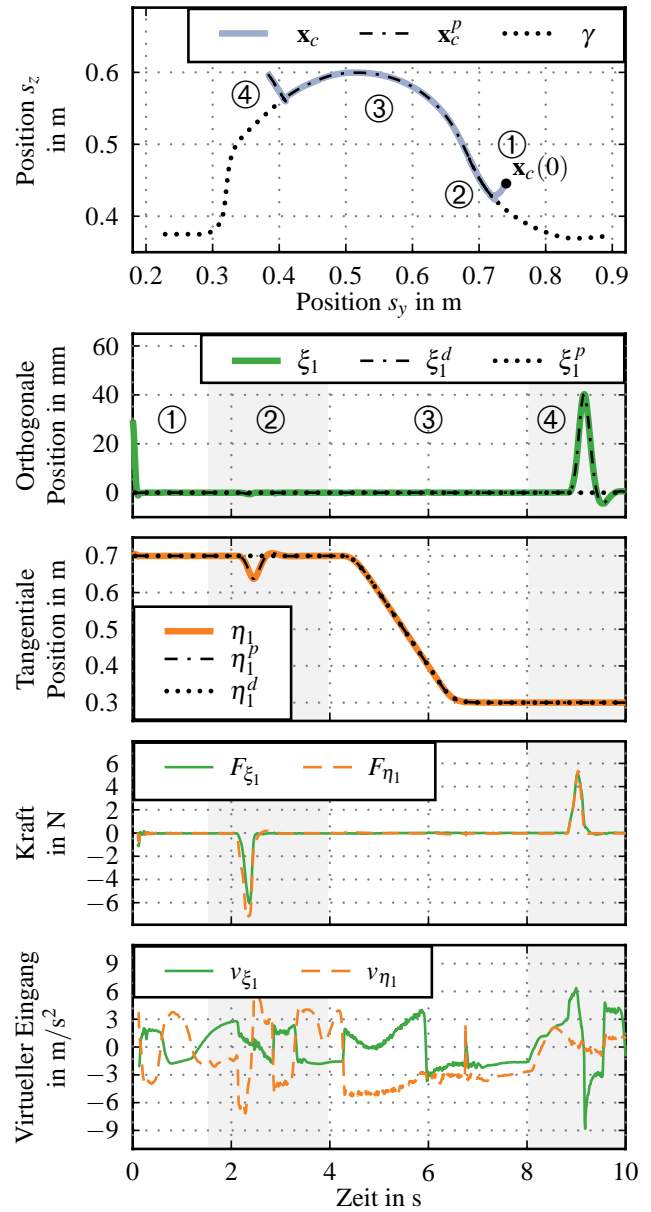


Bild 4 Experiment 1: Admittanzregelung.

5.2 Parallele Positions- und Kraftregelung

Im zweiten Experiment wird die Interaktion mit einem steifen Formwerkzeug untersucht. In tangentialer Richtung wird weiterhin die Admittanzregelung eingesetzt, während für die orthogonale Interaktionsrichtung die parallele Positions- und Kraftregelung (17) mit den Parametern $m_{\xi_1}^d = 0,3 \text{ kg}$, $k_{\xi_1}^d = 1000 \text{ N/m}$, $\zeta_{\xi_1}^d = 0,8$ (siehe (15)) und $k_{\xi_1}^l = 15$ verwendet wird.

Ausgehend von einer Startposition $\mathbf{x}_c(0)$ nimmt der Endeffektor Kontakt an und übt eine orthogonale Kraft von $F_{\xi_1}^d = 5 \text{ N}$ auf das Formwerkzeug aus, siehe **Bild 5**. Im

zweiten Teil des Experiments wird ein Positionswechsel entlang des Pfades bei einer Geschwindigkeit von 0,2 m/s vorgegeben, während die spezifizierte Kontaktkraft bei einem maximalen Fehler von $e_{F, \xi_1} = 1$ N eingehalten wird. Wie man erkennt, stellt die eingeführte Sollgrößentransformation $\xi_1^d = \hat{\xi}_1^d - F_{\xi_1}^d / \bar{k}_{\xi_1}$ die Einhaltung der geometrischen Kontaktstabilität sicher.

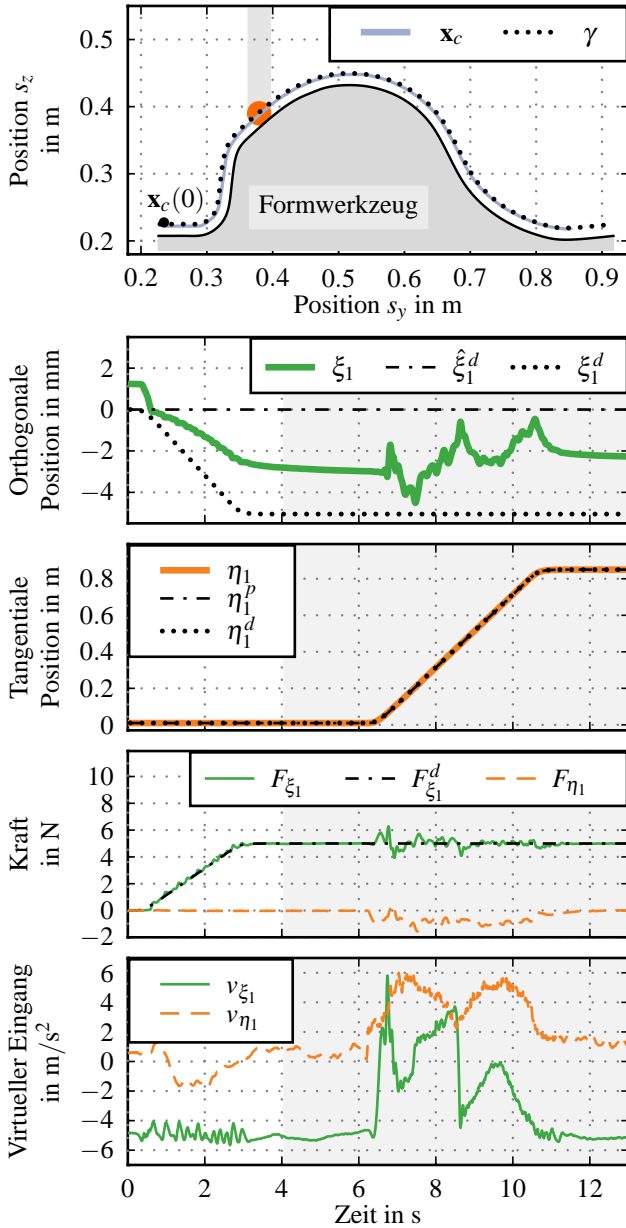


Bild 5 Experiment 2: Parallele Positions- und Kraftregelung.

6 Zusammenfassung

Dieser Beitrag zeigt den Entwurf einer kombinierten Pfadfolge- und Nachgiebigkeitsregelung am Beispiel eines zweidimensionalen Portalsystems. Obwohl das Konzept anhand eines vergleichsweise einfachen Handhabungssystems präsentiert wurde, ist die vorgestellte Methodik auf komplexere mechanische Systeme bei Erfüllungen der Annahmen gemäß [9] direkt übertragbar. Zukünftige Erweiterungen sollen die Umsetzung der genannten Strategien auf mehrdimensionale Pfade und Mannigfaltigkeiten (Raumkurven, Oberflächen) behandeln.

Diese Arbeit wurde unterstützt und finanziell gefördert von der Firma FESTO AG & Co. KG.

7 Literatur

- [1] Z. Pan and H. Zhang, "Robotic machining from programming to process control," in *Proc. 7th World Congress on Intelligent Control and Automation*, Chongqing, China, Jun. 2008, pp. 553–558.
- [2] J. E. Colgate and N. Hogan, "Robust control of dynamically interacting systems," *International Journal of Control*, vol. 48, no. 1, pp. 65–88, 1988.
- [3] S. Chiaverini, B. Siciliano, and L. Villani, "A stable force/position controller for robot manipulators," in *Proc. of the 31st IEEE Conference on Decision and Control*, vol. 2, Tucson, AZ, USA, Dec. 1992, pp. 1869–1874.
- [4] D. Šurdilović, "Contact stability issues in position based impedance control: Theory and experiments," in *Proc. IEEE International Conference on Robotics and Automation*, vol. 2, Minneapolis, MN, USA, Apr. 1996, pp. 1675–1680.
- [5] T. Valency and M. Zacksenhouse, "Accuracy/robustness dilemma in impedance control," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 125, no. 3, pp. 310–319, 2003.
- [6] C. Ott, A. Kugi, and G. Hirzinger, "On the passivity-based impedance control of flexible joint robots," *IEEE Trans. Robot.*, vol. 24, no. 2, pp. 416–429, 2008.
- [7] C. Nielsen, C. Fulford, and M. Maggiore, "Path following using transverse feedback linearization: Application to a maglev positioning system," in *Proc. American Control Conference*, St. Louis, MO, USA, Jun. 2009, pp. 3045–3050.
- [8] L. Consolini, M. Maggiore, C. Nielsen, and M. Tosques, "Path following for the PVTOL aircraft," *Automatica*, vol. 46, no. 8, pp. 1284–1296, 2010.
- [9] A. Hladio, C. Nielsen, and D. Wang, "Path following controller design for a class of mechanical systems," in *Proc. 18th IFAC World Congress*, Milano, Italy, Aug./Sep. 2011, pp. 10 331–10 336.
- [10] V. A. Toponogov, *Differential geometry of curves and surfaces-A concise guide*. Boston: Birkhäuser, 2006.
- [11] S. Flixeder, T. Glück, M. Böck, and A. Kugi, "Combined path following and compliance control with application to a biaxial gantry robot," in *Proc. of the IEEE Conference on Control Applications*, Antibes, France, Okt. 2014, pp. 796–801.
- [12] A. Isidori, *Nonlinear Control Systems*, 3rd ed. London: Springer, 1995.

Analytische Unsicherheitsanalyse von der Schätzung der verbleibenden Entladezeit elektrischer Energiespeichersysteme

M. Sc. Javier Oliva Alonso, Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Bertram
TU Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland
javier.oliva@tu-dortmund.de

Kurzfassung

Heutzutage ist der Einsatz von elektrischen Energiespeichersystemen in den verschiedensten Anwendungsgebieten zu finden. Unabhängig von der beabsichtigten Anwendung wird in der Regel erwartet, dass ein derartiges Energiespeichersystem: 1) eine gewisse und möglichst lange Autonomie gewährleistet; 2) eine relative kurze Zeit benötigt, um die erforderliche Energie zu speichern; und 3) für eine hohe Anzahl von Betriebszyklen anwendbar ist. Die Kapazität, die Ladezeit und die Restnutzungsdauer sind allerdings durch den Degradationszustand des Energiespeichersystems in hohem Maße bestimmt. Unterschiedliche Faktoren die eine negative Auswirkung auf den Degradationszustand aufweisen, haben die Forschung und die Entwicklung von Prognoseverfahren angeregt, welche zur Schätzung der Restnutzungsdauer in Abhängigkeit von unterschiedlichen Unsicherheiten dienen. Dieser Beitrag beschäftigt sich mit der Schätzung der verbleibenden Entladezeit eines elektrischen Energiespeichersystems und zeigt eine Analyse der Unsicherheiten, die an der Schätzung beteiligt sind.

Abstract

Nowadays, the use of electrical energy storage systems can be found in a variety of applications. Regardless of the intended application is generally expected that such energy storage systems: 1) ensure a certain degree of autonomy; 2) a relatively short time need to store the energy required; and 3) is applicable for a large number of operating cycles. The capacity, the charging time and the remaining useful life, however, are determined to a large extent by the degradation state of the energy storage system. Different factors, which present a negative effect on the degradation state, have impelled the research and development of prognostics methods with the purpose to estimate the remaining useful life of the energy storage system depending on different uncertainties. This paper deals with the estimation of the remaining time to discharge of an electrical energy storage system and provides an analysis of the uncertainties involved in the estimation.

1 Einleitung

Heutzutage ist der Einsatz von elektrischen Energiespeichersystemen (ESS) in den verschiedensten Anwendungsgebieten zu finden. Aufgrund des stark Wachstums von Industrien, wie beispielsweise von Elektrofahrzeugen, mobilen Robotern oder Personal-Computern, haben diese Systeme in letzter Zeit an Bedeutung gewonnen. Unabhängig von der beabsichtigten Anwendung wird in der Regel erwartet, dass ein derartiges Energiespeichersystem: 1) eine gewisse Autonomie gewährleistet; 2) eine relative kurze Zeit benötigt, um die erforderliche Energie zu speichern; und 3) für eine hohe Anzahl von Betriebszyklen anwendbar ist. Die Kapazität, die Ladezeit und die Restnutzungsdauer eines elektrischen Energiespeichersystems ist allerdings durch den Degradationszustand in hohem Maße bestimmt. Aggressive Betriebsbedingungen oder unregelmäßige Ladevorgänge gehören zu den Faktoren, die eine negative Auswirkung auf den Degradationszustand aufweisen. Diese Faktoren haben die Forschung und Entwicklung von Diagnose- und Prognosealgorithmen weitergebracht, welche einerseits den Degradationszustand und andererseits die Restnutzungsdauer schätzen.

Im Kontext von elektrischen Energiespeichersystemen sind diese zwei Größen auf zwei Zeitskalen zu betrachten. Wer-

den sie auf einer makroskopischen Zeitskala betrachtet, dann wird vom Alterungszustand und der Lebensdauer des Systems gesprochen. Auf einer mikroskopischen Zeitskala sind der Ladezustand und die verbleibende Entladezeit gemeint. Zahlreiche neue Ansätze haben sich in den letzten Jahren damit beschäftigt, die Restnutzungsdauer von elektrischen Energiespeichersystemen auf beiden Zeitskalen zu schätzen [1].

Grundsätzlich lässt sich eine solche Schätzung in erfahrungs-, daten- und modellbasierten Ansätze unterteilen. Erfahrungsbasierte Ansätze greifen auf das Expertenwissen über die Restnutzungsdauer des Systems basierend auf historischen Daten zurück. Datenbasierte Ansätze verwenden ebenfalls historische Daten, um die Schätzung durch einen Mustervergleich durchzuführen. Beide Ansätze weisen allerdings den Nachteil auf, dass eine große Menge an Daten benötigt wird, um die Restnutzungsdauer für verschiedene Betriebsbedingungen und unter unterschiedlichen Degradationszuständen zu schätzen. Modellbasierte Ansätze [2] hingegen bilden das Energiespeichersystem und dessen Degradationsprozess anhand von physikalischen Prinzipien mathematisch ab. Die Restnutzungsdauer wird in der Regel durch Simulation ermittelt.

Das zeitliche Verhalten des Energiespeichersystems wird ausgehend von angenommenen künftigen Betriebsbedin-

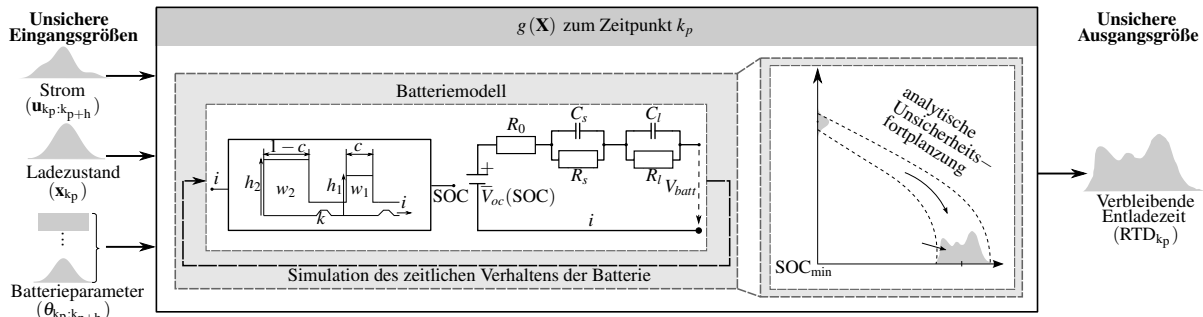


Bild 1 Unsicherheitsanalyse der verbleibenden Entladezeit einer Lithium-Ionen Batterie.

gungen so lange simuliert, bis ein definierter Schwellwert des Degradationszustandes, indem das Energiespeichersystem entweder auf einer makroskopischen oder einer mikroskopischen Betrachtungsebene nicht mehr funktionsfähig ist, erreicht wird.

Der Begriff *Schätzung* weist in diesem Zusammenhang darauf hin, dass die Restnutzungsdauer keine deterministische Größe ist, sondern dass sie aus einer stochastischen Sicht zu betrachten ist. Eine Reihe von Faktoren, wie die mangelnden Kenntnisse über den tatsächlichen Degradationszustand oder die Unwissenheit über die zukünftigen Betriebsbedingungen erhöhen die Unsicherheit in der Schätzung der Restnutzungsdauer. Die Anwendung eines modellgestützten Verfahrens ermöglicht, mehrere Quellen von Unsicherheiten in der Schätzung der Restnutzungsdauer in Betracht zu ziehen. Die Effizienz dieses Verfahrens ist allerdings von der Anzahl der betrachteten Faktoren abhängig. Je mehr unsichere Faktoren berücksichtigt werden, desto rechenintensiver ist die Schätzung. Aus diesem Grund ist es von hoher Wichtigkeit, nur die einflussreichsten Faktoren in der Schätzung zu berücksichtigen. Zu diesem Zweck eignet sich eine Unsicherheitsanalyse, damit die Abhängigkeit der geschätzten Restnutzungsdauer von den unterschiedlichen Faktoren sowie von deren Varianz ermittelt werden kann. Diese Arbeit präsentiert einen Ansatz zur Analyse des Einflusses von den einzelnen Unsicherheitsquellen auf die Gesamtunsicherheit der geschätzten Restnutzungsdauer. Die Schätzung der verbleibenden Entladezeit (**R**emaining **T**ime to **D**ischarge, **RTD**) einer Lithium-Ionen Batterie wird als Anwendungsbeispiel des vorgestellten Ansatzes ausgewählt.

2 Analytische Schätzung der verbleibenden Entladezeit in ESS

Die grundlegende Idee der Schätzung ist im Bild 1 gezeigt. Die Funktion $g(\mathbf{X})$ berechnet die verbleibende Entladezeit der Batterie in Abhängigkeit des künftigen Stromprofils (i), des aktuellen Batterieladezustandes (SOC_0) und der Parameter eines physikalisch basierten Batteriemodells [3]. Für die Schätzung werden alle Eingangsgrößen durch angenommene Verteilungsfunktionen beschrieben, sodass die verbleibende Entladezeit anhand einer Unsicherheitsfortpflanzung ebenfalls als Wahrscheinlichkeitsverteilung dargestellt werden kann.

2.1 Problemstellung

Die Schätzung der verbleibenden Entladezeit kann in der Form der diskreten Zustandsraumdarstellung durch

$$\mathbf{x}_k = \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_k, \mathbf{v}_k, \mathbf{w}_k), \quad (1)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{n}_k, \mathbf{w}_k), \quad (2)$$

definiert werden, wobei \mathbf{x}_k den Zustands-, \mathbf{w}_k den Parameter-, \mathbf{v}_k den Prozessrauschen-, \mathbf{u}_k den Eingangs-, \mathbf{y}_k den Ausgangs- und \mathbf{n}_k Messrauschenvektor entsprechen und $\mathbf{f}(\cdot)$ und $\mathbf{h}(\cdot)$ sind die Zustands- und die Ausgangsgleichung. Die Aufgabe der Schätzung in diesem Kontext ist die Vorhersage von der aus dem ESS entnommenen Leistung und dadurch die Bestimmung des Zeitpunktes an dem das elektrische Speichersystem nicht mehr funktionsfähig ist. Anhand einer binären Schwellwertfunktion in der Form $T(\text{SOC})$ kann dieser Punkt ermittelt werden, sodass $T(\text{SOC}) = 1$ ist, wenn das ESS neu aufgeladen werden muss, und $T(\text{SOC}) = 0$ wenn noch kein neues Laden benötigt wird. Die Schwellwertfunktion ist vom SOC abhängig, da in der Regel das Batteriemanagementsystem das ESS ausschaltet, wenn der minimale zulässige Ladezustand (SOC_{\min}) erreicht wird, um die Zelle(n) der Batterie vor einer möglichen Ladungsverarmung zu schützen.

2.2 Batteriemodell

Das zeitliche Verhalten der Batterie wird anhand des in Abbildung 2 dargestellten Batteriemodells [3] beschrieben.

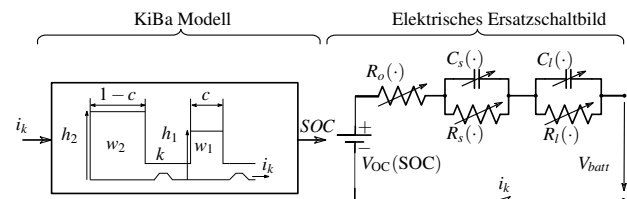


Bild 2 Kombiniertes Batteriemodell verwendet in der Schätzung der RTD.

Das auf der linken Seite gezeigte *Kinetic Battery Model* (KiBaM) ist ein mathematisches Modell zur Abbildung des Ladezustands der Batterie und beschreibt die Reaktion des Ladezustands SOC (Ausgangsgröße) auf den Lade- bzw. Entladestrom i (Eingangsgröße). Dieses Modell ist eine Erweiterung des klassischen Coulomb Countings und berück-

sichtigt nichtlineare Effekte wie den Rate-Capacity und den Recovery Effekt [4], welche eine wesentliche Rolle in der Entladezeit der Batterie spielen. Der SOC ist wiederum Eingangsgröße des elektrischen Ersatzschaltbildes auf der rechten Seite der Abbildung. Weitere Eingangsgrößen sind die Temperatur T und natürlich der Strom i . Das Spannungsverhalten der Batterie wird durch ein elektrisches Ersatzschaltbild beschrieben, das aus zwei RC Gliedern (Index s und l), einem Reihenwiderstand R_o und der Leerlaufspannungskennlinie V_{OC} besteht. Die Ausgangsspannung V_{batt} der Zelle ergibt sich aus dem Maschenumlauf und ist demnach die Summe der Spannungsabfälle an allen Ersatzschaltbildelementen. Die Parameter des elektrischen Ersatzschaltbildes hängen vom Betriebszustand der Batterie ab und ändern sich bei Variation des Ladezustands SOC und der Temperatur T . Beide Modelle sind miteinander verkoppelt, da der Ladezustand SOC durch die Leerlaufspannungskennlinie V_{OC} einen starken (nichtlinearen) Einfluss auf die Ausgangsspannung V_{batt} hat. Die Kopplung zwischen Spannungs- und Ladezustandsmodell ermöglicht es, mit einfachen Strom-, Spannungs- und Temperaturmessungen modellbasiert Aussagen über den Ladezustand der Batterie zu treffen. Die entsprechenden Modellgleichungen sind in den unten dargestellten Gleichungen gegeben. Dabei werden die Gleichungen in der Form der allgemeinen Zustandsraumbeschreibung

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = f(\mathbf{x}(t), u(t)) \quad (3)$$

angegeben, wobei \mathbf{x} der Zustandsvektor und u das Eingangssignal des Modells ist. Mit $u(t) = i(t)$ wird das Gesamtmodell zu

$$\dot{x}_1(t) = \dot{w}_1(t) = -\frac{k}{c} w_1(t) + \frac{k}{1-c} w_2(t) + i(t) \quad (4)$$

$$\dot{x}_2(t) = \dot{w}_2(t) = \frac{k}{c} w_1(t) - \frac{k}{1-c} w_2(t) \quad (5)$$

$$\dot{x}_3(t) = \dot{v}_s(t) = -\frac{1}{R_s(\cdot)C_s(\cdot)} v_s(t) + \frac{1}{C_s(\cdot)} i(t) \quad (6)$$

$$\dot{x}_4(t) = \dot{v}_l(t) = -\frac{1}{R_l(\cdot)C_l(\cdot)} v_l(t) + \frac{1}{C_l(\cdot)} i(t) \quad (7)$$

wobei die Parameterabhängigkeiten zur besseren Lesbarkeit mit (\cdot) angedeutet sind. Da die Zustände w_1 und w_2 des KiBa Modells nicht direkt den SOC repräsentieren, werden noch eine algebraische Gleichung zu dieser Berechnung aus den Zustandsgleichungen benötigt:

$$SOC = \frac{w_1}{c C_n 3600}. \quad (8)$$

Schlussendlich ergibt sich die Ausgangsgleichung für die Zellspannung aus dem Maschenumlauf im elektrischen Ersatzschaltbild zu

$$y(t, SOC) = V_{batt}(t, SOC) = V_{oc}(SOC) + v_s(t) + \dots + v_l(t) + R_o i(t). \quad (9)$$

2.3 Stochastische Charakterisierung der Eingangsgrößen

Um die Unsicherheitsfortpflanzung der Eingangsgrößen durchführen zu können, ist es notwendig, diese durch

Wahrscheinlichkeitsverteilungen zu repräsentieren. Die Aufgabe der stochastischen Charakterisierung ist nun, die passenden Verteilungen für jede Eingangsgröße, die an der Schätzung der RTD beteiligt ist, zu finden. Die in dem vorliegenden Beitrag berücksichtigten Eingangsgrößen sind in der Tabelle 1 dargestellt.

In dieser Arbeit werden insgesamt zehn Parameter als Eingangsgrößen für die Schätzung der RTD betrachtet. Zuerst werden die Parameter des elektrischen Ersatzschaltbildes vom Batteriemodell berücksichtigt. Die Verteilungen dieser fünf Parameter werden als gleichverteilt angenommen. Um die Intervalle der Verteilungen zu ermitteln, werden die Parameter des Batteriemodells mehrfach aus mehreren Messungen identifiziert. Die Intervalle ergeben sich aus dem minimalen und dem maximalen identifizierten Wert. Ebenfalls werden die Verteilungen der Parameter des KiBa Modells ermittelt, mit dem Unterschied, dass der Parameter k als normalverteilt angenommen wird. Für die Charakterisierung der nominellen Kapazität C_n wird die Batterie mehrfach bei unterschiedlichen Entladeraten vollständig entladen und dabei wird die entnommene Kapazität gemessen. Ebenfalls ergibt sich das Intervall der Gleichverteilung aus dem minimalen und dem maximalen gemessenen Wert.

Tabelle 1 Angenommene Wahrscheinlichkeitsverteilung von der Eingangsgrößen.

| Parameter | Verteilung | Quelle |
|--------------------|---|----------------|
| R_s [Ω] | $\mathcal{U}(1, 1 \times 10^{-3}, 7, 5 \times 10^{-3})$ | Batteriemodell |
| C_s [F] | $\mathcal{U}(224, 1056)$ | Batteriemodell |
| R_l [Ω] | $\mathcal{U}(18, 6 \times 10^{-3}, 4, 44 \times 10^{-3})$ | Batteriemodell |
| C_l [F] | $\mathcal{U}(770, 2001)$ | Batteriemodell |
| R_o [Ω] | $\mathcal{U}(1, 080 \times 10^{-1}, 1, 337 \times 10^{-1})$ | Batteriemodell |
| k [] | $\mathcal{N}(1 \times 10^{-5}, 1 \times 10^{-3})$ | KiBa-Modell |
| c [] | $\mathcal{U}(8 \times 10^{-1}, 1)$ | KiBa-Modell |
| C_n [Ah] | $\mathcal{U}(20, 5 \times 10^{-1}, 21, 5 \times 10^{-1})$ | Batterie |
| SOC_0 [] | $\mathcal{N}(0, 5, 1, 0 \times 10^{-3})$ | SOC Schätzung |
| i [A] | GMM | Umgebung |

Der Ladezustand (SOC_0) der Batterie wird als normal verteilt angenommen. Der Grund hierfür liegt darin, dass diese Größe üblicherweise durch den Einsatz eines Bayes-basierten Filters wie beispielsweise der Extended Kalmanfilter (EKF) oder der Unscented Kalmanfilter (UKF), geschätzt wird. Die geschätzte Größe wird als eine Normalverteilung dargestellt, welche durch den Erwartungswert und die Varianz charakterisiert ist. In dieser Arbeit wird keine Schätzung des Ladezustandes der Batterie durchgeführt. Stattdessen wird davon ausgegangen, dass die Parameter der Normalverteilung des Ladezustandes vorhanden sind.

Zuletzt wird der Strom i charakterisiert. Bemerkenswert ist an dieser Stelle, dass diese Eingangsgröße nicht als Zufallsvariable sondern als stochastischer Prozess zu betrachten ist. Eine Charakterisierung des zeitlichen Verhaltens des Stroms durch eine standardisierte Wahrscheinlichkeitsverteilung ist nicht in der Lage, die Eigenschaften dieses stochastischen Prozesses zu erfassen. Aus diesem Grund wird der Strom durch eine Gaußsche Mischverteilung cha-

rakterisiert. Der im Bild 3 gezeigte Abschnitt eines exemplarischen Stromverlaufes zeigt die fünf Verteilungen, aus welchen die Gaußsche Mischverteilung zusammengesetzt wird. Der positive Bereich stellt Ladephases dar. Solche Phasen erfolgen beispielsweise in Elektrofahrzeugen mittels des Rekuperationssystems.

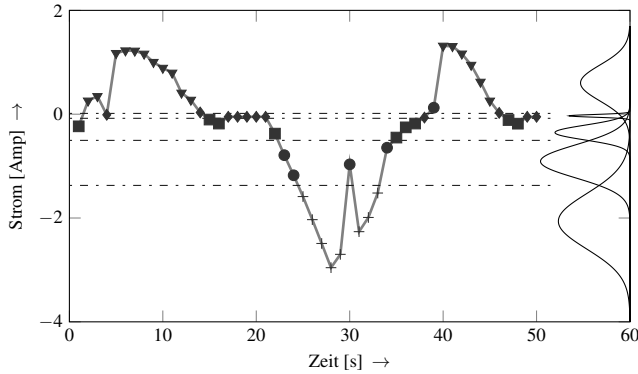


Bild 3 Charakterisierung des Stromverlaufes durch eine Gaußsche Mischverteilung.

2.4 Inverse Zuverlässigkeitstheorie erster Ordnung

Zur Schätzung der verbleibenden Entladezeit des ESS wird das analytische Verfahren der inversen Zuverlässigkeitstheorie erster Ordnung (inverse FORM) [5] verwendet. Dieses Verfahren basiert auf dem MPP (Most Probable Point) Konzept, welches im Bild 4 zu sehen ist.

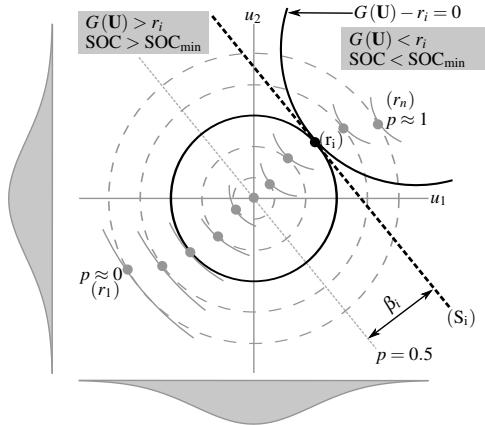


Bild 4 Bestimmung der MPP in einem zweidimensionalen Parameterraum.

Im ersten Schritt werden die in dem vorherigen Abschnitt charakterisierten Wahrscheinlichkeitsverteilungen der Eingangsgrößen in äquivalente Normalverteilungen transformiert, sodass $g(\mathbf{X}) \equiv G(\mathbf{U})$. Die Transformation für jede Eingangsgröße erfolgt durch

$$u_i = \Phi^{-1} [F_{X_i}(x_i)], \quad (10)$$

wobei u_i eine Eingangsgröße im Standardraum ist, $[F_{X_i}(x_i)]$ ist die Evaluierung der kumulativen Verteilungsfunktion der Eingangsgröße x_i im Originalraum und $\Phi^{-1}[\cdot]$ entspricht der Inversen der Verteilungsfunktion der standardi-

sierten Normalverteilung. Im sich daraus ergebenden Standardraum werden in einem zweiten Schritt mittels der MPP Methode mehrere Werte der verbleibenden Entladezeit (r_i) ausgehend von unterschiedlichen vorgegebenen *Versagenswahrscheinlichkeiten* (p_i) berechnet. In diesem Zusammenhang entspricht p_i der Wahrscheinlichkeit, dass die Lithium-Ionen Batterie nicht mehr funktionsfähig ist, also, wenn $G(\mathbf{U}) < r_i$ oder $SOC < SOC_{\min}$, wobei SOC_{\min} der minimal erlaubte Ladezustand der Batterie ist. Der sogenannte Zuverlässigkeitsindex β ist ein Sicherheitsmaß mit der Versagenswahrscheinlichkeit p_i und deren Zusammenhang wird durch

$$p_i = \Phi^{-1}(\beta), \quad (11)$$

gegeben. Dies ermöglicht die Berechnung der RTD für unterschiedliche β oder p_i . Die inverse FORM wird als ein Optimierungsproblem der Form

$$\mathbf{u}^* = \arg \min \{ \|\mathbf{u}\| \mid g(\mathbf{X}) = G(\mathbf{U}) = 0 \} \quad (12)$$

formuliert, wobei \mathbf{u}^* der Punkt mit dem kürzesten Abstand zum Ursprung im Standardraum ist. Das Ziel der inversen FORM ist die Bestimmung von diesem Punkt, sodass $\beta = \|\mathbf{u}\|$. In diesen Beitrag wird das Optimierungsproblem anhand der Rackwitz-Fiessler Methode [6] gelöst. In diesem Ansatz wird die Lösung des Optimierungsproblems mit einem iterativen Verfahren durch die Gleichung

$$\mathbf{u}^{\lambda+1} = -\beta \frac{\nabla_u G(\mathbf{u}^\lambda)}{\|\nabla_u G(\mathbf{u}^\lambda)\|} \quad (13)$$

im Standardraum gefunden. Darin bedeutet $\nabla_u G(\mathbf{u}^\lambda)$ der Gradientenvektor, welcher durch

$$\nabla_u G(\mathbf{u}^\lambda) = \frac{\partial G(u_i)}{\partial x_i} \times J_{u,x} \quad (14)$$

berechnet wird. Hierbei entspricht λ der Iterationsschritt und $J_{u,x}$ ist die Jacobi-Matrix der Transformationen der Eingangsgrößen vom Original- in den Standardraum. Hier wird davon ausgegangen, dass die Eingangsgrößen nicht korreliert sind, sodass die Jacobi-Matrix durch

$$J_{u,x} = \text{diag} \left(\frac{\phi(u_i)}{f_{X_i}(x_i)} \right) \quad (15)$$

berechnet werden kann. Hierbei bedeutet $f_{X_i}(x_i)$ die Evaluierung der Verteilungsfunktion der Eingangsgröße x_i . Der Algorithmus wird mit einem zufälligen und plausiblen Startpunkt im Originalraum initialisiert und konvergiert zu der optimalen Lösung \mathbf{u}^* im Standardraum üblicherweise in wenigen Iterationen.

Zuletzt wird \mathbf{u}^* in den Originalraum \mathbf{X}^* zurück transformiert. Die verbleibende Entladezeit ergibt sich aus der Simulation der Funktion $g(\mathbf{X})$ mit dem Vektor \mathbf{X}^* . Diese Herangehensweise wird für unterschiedliche Werte von β oder p_i berechnet. Auf diese Weise ergibt sich eine diskrete kumulative Verteilungsfunktion (CDF) der verbleibenden Entladezeit, wie im Bild 5 dargestellt ist. Die Genauigkeit der generierten CDF beziehungsweise der Unsicherheitsfortpflanzung ist von der Anzahl (n) der ausgewählten Versagenswahrscheinlichkeiten p_i abhängig.

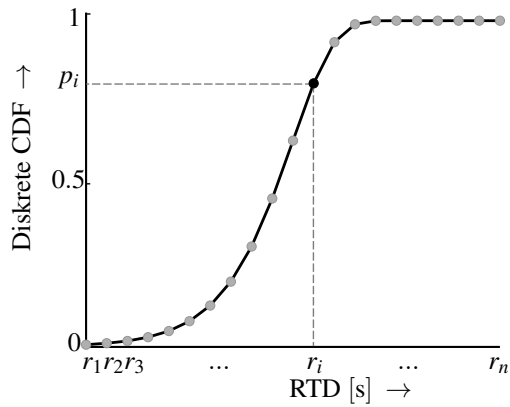


Bild 5 Diskrete kumulative Verteilungsfunktion der verbleibenden Entladezeit (RTD) berechnet mit dem Verfahren der inversen FORM.

3 Unsicherheitsanalyse der RTD

Die Unsicherheitsanalyse von der Schätzung der RTD verfolgt das Ziel, den Einfluss von den Eingangsgrößen bei Variation über den gesamten Wertebereich zu ermitteln. Durch die Unsicherheitsanalyse kann der Beitrag von jeder Eingangsgröße auf die gesamte Varianz der Schätzung der RTD bestimmt werden. Diese Analyse ermöglicht einen geeigneten Vergleich der Signifikanz von jeder Eingangsgröße in Bezug auf die geschätzte RTD. In dieser Arbeit wird die Varianz von $g(\mathbf{X})$ durch

$$\text{Var} [g [\Phi^{-1}(\mathbf{U})]] \approx \sum_i^n \alpha_i^2 = 1 \quad (16)$$

approximiert, wobei α_i^2 ein Wichtigkeitsfaktor [7] ist. Dieser Faktor wird durch

$$\alpha_i = - \frac{\nabla g [\Phi^{-1}(u_i^*)]}{\|\nabla g [\Phi^{-1}(u_i^*)]\|} \quad (17)$$

berechnet und entspricht dem von der Eingangsgröße x_i verursachten Anteil der Varianz der geschätzten RTD. Die Approximation der Varianz von $g(\mathbf{X})$ gilt allerdings nur für den Punkt \mathbf{x}^* . Dies weist darauf hin, dass die Unsicherheitsanalyse als eine lokale Analyse zu betrachten ist.

4 Experimentelle Ergebnisse

Die Versuche zur Identifikation und Validierung des vorgestellten Ansatzes werden mit handelsüblichen ICR18650-22P Zellen von Samsung durchgeführt. Dies sind zylindrische Zellen im 18650 Format mit einer nominellen Kapazität von 2,15Ah, einer oberen Grenzspannung von 4,2V und einer unteren Grenzspannung von 2,75V. Die Zellen haben beim Entladen eine maximale Strombelastbarkeit von 4,5C und werden mit maximal 2C geladen. Für alle Experimenten wurde eine Temperatur der Zelle von 20°C angenommen. Das Bild 6 stellt die generierte kumulative Verteilungsfunktion der RTD für einen Anfangsladezustand $SOC_0 = 0.5$ dar. Diese Verteilungsfunktion besteht insgesamt aus 47 unterschiedlichen Punkte. Wie es im Bild ersichtlich, liegen die Punkte in dem Bereich mit kurzen

RTD sehr nah beieinander und die Punkte mit langen RTD liegen weit entfernt zu einander. Der Grund dafür ist auf die Unsicherheit des Stromprofils zurückzuführen.

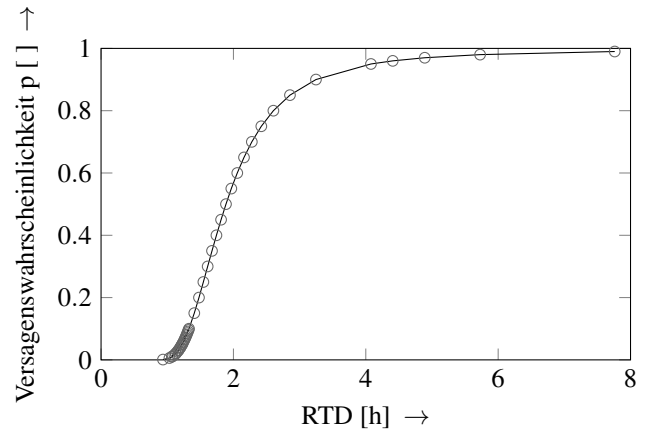


Bild 6 Diskrete kumulative Verteilungsfunktion der verbleibenden Entladezeit (RTD) für einen $SOC_0 = 0.5$.

Das Bild 7 zeigt das Stromprofil, das für die Prüfung der Plausibilität der inversen FORM zur Schätzung der RTD verwendet wurde. Zu diesem Zweck wurde dieses Stromprofil in einer Schleife solange wiederholt ausgeführt, bis die Zelle entladen war. Für dieses Experiment war der Anfangsladezustand der Batteriezelle auch 0.5, also, $SOC_0 = 0.5$. Die daraus ergebene RTD entsprach 1.8203 Stunden. Aus dem Bild 6 kann ein RDT = 1.8875 Stunden für eine Versagenswahrscheinlichkeit $p_i = 0.5$ bestimmt werden. Dies zeigt, dass der vorgestellte Ansatz plausibel ist, obwohl er einen gewissen Fehler in der Schätzung aufweist.

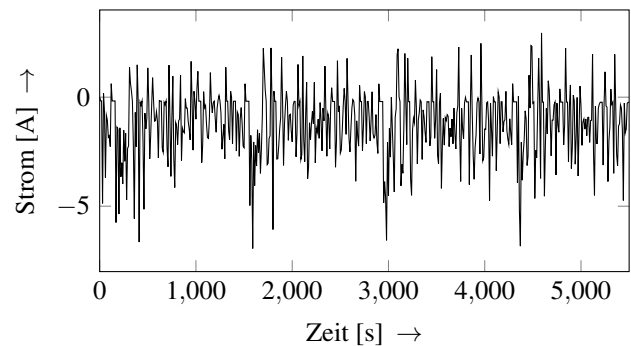


Bild 7 Dynamisches Stromprofil.

Die Wichtigkeit von jeder Eingangsgröße in Bezug zur geschätzten RTD wurde untersucht. Die Tabelle 2 zeigt Wichtigkeitsfaktoren für 3 unterschiedliche Versagenswahrscheinlichkeiten. Wie zu sehen ist, haben die Unsicherheit der Parameter vom elektrischen Ersatzschaltbild des Batteriemodell so gut wie keinen Einfluss auf die Schätzung der RTD. Dieses Ergebnis ist allerdings nicht überraschend, da diese Parameter für die Modellierung des transienten Verhaltens der Batteriezellen stehen und nicht für die Modellierung der Kapazität. Genauso unwichtig ist der Parameter k des KiBa-Modells. Nicht überraschend ist, dass die Unsicherheit des künftigen Stromprofils den größten Einfluss auf die Schätzung der RTD hat. Die Varianz

des Ladezustandes spielt auch eine wichtige Rolle und, obwohl diese Eingangsgröße nicht so signifikant wie das Stromprofil ist, kann sie in der Schätzung der RTD nicht vernachlässigt werden.

Tabelle 2 Wichtigkeitsfaktor α_i^2 von der Eingangsgrößen für unterschiedliche Versagenswahrscheinlichkeiten p_i .

| Eingangsgröße | $p_i = 0.05$ | $p_i = 0.5$ | $p_i = 0.95$ |
|--------------------------|--------------|-------------|--------------|
| R_s | 0 | 0 | 0 |
| C_s | 0 | 0 | 0 |
| R_l | 0 | 0 | 0 |
| C_l | 0 | 0 | 0 |
| R_o | 0 | 0 | 0 |
| k | 0 | 0 | 0 |
| c | 0,0004 | 0,0002 | 0,0002 |
| C_n | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 |
| SOC_0 | 0,0104 | 0,0080 | 0,0075 |
| $i_{komp \rightarrow 1}$ | 0,2863 | 0,2788 | 0,2889 |
| $i_{komp \rightarrow 2}$ | 0,3930 | 0,4075 | 0,3791 |
| $i_{komp \rightarrow 3}$ | 0,2997 | 0,2946 | 0,3136 |
| $i_{komp \rightarrow 4}$ | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 |
| $i_{komp \rightarrow 5}$ | 0,0101 | 0,0108 | 0,0106 |

5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird ein neuer Ansatz zur Schätzung der verbleibenden Entladezeit elektrischer Energiespeichersysteme vorgestellt. Die Schätzung und die Unsicherheitsanalyse erfolgen anhand der inversen Zuverlässigkeitstheorie erster Ordnung, was eine effizientere Fortpflanzung von Unsicherheiten in der Schätzung ermöglicht. Die erzielten Ergebnisse zeigen, dass der ausgewählte Ansatz für die Unsicherheitsanalyse geeignet ist. Außerdem wurde eine Methode eingeführt, um die an der Schätzung beteiligten Unsicherheiten zu analysieren. Dabei wurden Sensitivitätsmaße definiert, um die Wichtigkeit von den Eingangsgrößen in Bezug auf die Varianz der Schätzung zu bestimmen. Es wurde auch gezeigt, dass eine Gaußsche Mischung eine geeignete Lösung bietet. Allerdings ist die Komplexität des gesamten Verfahrens von den Anzahl an Normalverteilungen in der Mischung abhängig. Aus diesem Grund ergibt sich aus dieser Arbeit eine Anschlussfragestellung in Bezug auf eine geeignete Charakterisierung von stochastischen Prozessen.

6 Literatur

- [1] Liao, L.; Köttig, F.: *Review of Hybrid Prognostics Approaches for Remaining Useful Life Prediction of Engineered Systems, and an Application to Battery Life Prediction*. In: Reliability, IEEE transactions on. 1./63. März 2014. S. 191-207.
- [2] Oliva, J.; Weihrauch, C.; Bertram, T.: *A Model-Based Approach for Predicting the Remaining Driving Range in Electric Vehicles*. In: Proceedings of the Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society. 2013.
- [3] Weihrauch, C.; Oliva, J.; Bertram, T.: *Modellierung einer Li-Ionen Batterie für die Anwendung in Fah-*

rerassistenzsystemen für Elektrofahrzeuge. In: VDI Fachtagung AUTOREG. Juni 2013. S. 81-91.

- [4] Manwell, j.; McGowan, J.: *Lead acid battery storage model for hybrid energy systems*. In: Solar Energy. 1993. S. 399-405.
- [5] Du, X.; Chen, W.: *A Most Probable Point-Based Method for Efficient Uncertainty Analysis*. In: Journal of Design and Manufacturing Automation. 1./4. 2001. S. 47-66.
- [6] Rackwitz, R.; Flessler, B.: *Structural reliability under combined random load sequences*. In: Computers & Structures. 9./5. 1978. S. 489-494.
- [7] Ditlevsen, O.; Madsen, H.: *Structural Reliability Methods*. In: John Wiley & Sons Inc. 1996.

Danksagung

Diese Forschung wurde vom Land NRW im Rahmen des Ziel2 Projektes Technologie- und Prüfplattform für ein Kompetenzzentrum für interoperable Elektromobilität, Infrastruktur und Netze (TIE-IN) finanziert.

Skalierbarer Demonstrator für Mobile Schwungradspeichersysteme

Scalable Demonstrator for Mobile Flywheel Energy Storage Systems

Gabriel Ertz, Malte Krack, Jens Twiefel, Institut für Dynamik und Schwingungen, Leibniz Universität Hannover, Deutschland
ertz@ids.uni-hannover.de, krack@ids.uni-hannover.de, twiefel@ids.uni-hannover.de

Marc Secanell, Pierre Mertiny, Department of Mechanical Engineering, University of Alberta, Canada
secanell@ualberta.ca, pmertiny@ualberta.ca

Abstract

A flywheel energy storage system (FESS) demonstrator was designed and built, and its components are herein described and discussed. The FESS design is scaled based on the needs of a specific light rail system. Cost reductions and the increase in energy density of the system by the use of fiber-reinforced polymer composite (FRPC) was investigated. The demonstrator is used to investigate the effect of manufacturing processes and the performance of the used components. Energy losses due to bearing, motor and air drag losses are separately quantified. The demonstrator can be used for validating FESS obtained by computer aided design optimization.

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird das mechatronische System Schwungradspeicher mit seinen Komponenten vorgestellt. Dabei werden die besonderen Herausforderungen der einzelnen Komponenten erläutert. Insbesondere das Schwungrad selbst wird detailliert untersucht. Dabei ist die Erhöhung der Energiedichte und Kostenreduzierung durch den Einsatz von Faserverbundwerkstoffen ein wesentlicher Bestandteil. Am Anwendungsbeispiel Stadtbahn werden zunächst die gegebenen Randbedingungen diskutiert. Darauf aufbauend wurden die Komponenten für einen leicht skalierbaren Demonstrator eines Schwungradspeichers ausgelegt und gefertigt. Dieser Demonstrator wird dazu genutzt, Leistungsfähigkeiten und Verluste zu untersuchen und einzelnen Schwungradkomponenten schrittweise für gegebene Betriebszustände auszulegen. Der Demonstrator leistet daher einen wichtigen Beitrag zur realitätsnahen computergestützten Auslegung und Optimierung von Schwungradenergiespeichern für spezifische Anwendungen.

1 Introduction

Flywheel Energy Storage Systems (FESS) experience very little performance degradation during charge-discharge cycles and can be designed to have large power density – by selecting the appropriate motor-generator, thereby making them ideal candidates for regenerative braking applications such as in trains.

Since 2006 the university research group in Edmonton, Canada, has been investigating the design of cost effective filament-wound fiber-reinforced polymer composite (FRPC) flywheel rotors [1-5]. In 2012, an investigation toward the optimal FESS design for local Light Rail Transit (LRT) trains was undertaken [6]. Also in 2012, a collaboration commenced with researchers at the University of Hannover, Germany, who have been investigating miniature FESS for energy harvesting applications [7]. In this context a demonstrator had previously been built. Based on these investigations a scaled-up FESS demonstrator for onboard regenerative braking energy storage in light rail trains was developed and built in order to study suitable hybrid composite rotor flywheel manufacturing methods and the energy losses in FESS. The present paper provides insights into the mechatronic aspects of FESS, design parameters for FRPC rotors, and results from experiments on FESS energy losses.

2 Light rail electrical system and FESS implementation

The occurrence of short time oversupply of electricity in power grids is a well-known phenomenon. This is also the case in light rail system grids when a number of train carts introduce energy into the grid during regenerative braking. In order to protect the power grid from exceeding net voltages, the regenerative braking process needs to be stopped and/or the energy surplus needs to be converted into heat via resistor banks. As a result, energy is lost. Steiner et al. [8] stated that “[...] only about 25 % of the braking energy could be reused in a light rail network. The rest is wasted in the onboard resistors.” Energy storage systems could conserve this amount of energy and supply it back for train propulsion, resulting in a considerable efficiency increase of the overall system. Due to the relatively high power throughput and numerous charge and discharge cycles, a flywheel energy storage system (FESS) is ideally suited for this task.

In the case of the Edmonton LRT trains, the nominal overhead line (catenary) voltage is 600 V DC (+20 % and -30%), which allows each train to feed energy back to the catenary until the +20% voltage limit is reached. References [9] and [10] describe how onboard batteries, for example FESSs, may lead to an energy conservation of 25-50%. Rupp in [6] found that an onboard FESS for each

Edmonton LRT vehicle could save up to 30% of the consumed electricity, entailing an energy saving potential of 1.81 kWh and a power in- and output of 750 kW. A back-of-the-envelope calculation reveals that with an energy consumption of 22.5 million kWh in 2012, this could save up to 6.75 million kWh annually and lead to cost reductions of \$530,000/year. The Edmonton LRT operated 94 trains in 2012, and each train would save around \$5,500/year if an onboard FESS would be installed.

3 The mechatronic system ‘FESS demonstrator’

To design a FESS with high energy capacity and efficiency and a long service life, components need to be carefully selected and designed to ensure superior functional interaction and high performance of the overall system. The FESS energy storage capacity and energy density are chiefly determined by the rotor configuration. Energy losses, especially during long standby phases, can be minimized by housing the rotor in a vacuum enclosure and providing low friction bearings (e.g. magnetic bearings). Rolling element bearings offer cost savings but are also the main limiting factor for life expectancy since they are practically the only FESS components that is subject to wear. A high-performance motor/generator unit needs to be implemented since the power rating of the motor/generator is responsible for the power and power density of FESS. Finally, effective processes for energy management are needed for a well-adapted charge/discharge behavior (times and rates) and thus efficient energy conversion. In the following the mechanical and electric components of the mechatronic system ‘FESS-demonstrator’ are described. **Figure 1** shows a schematic of a FESS.

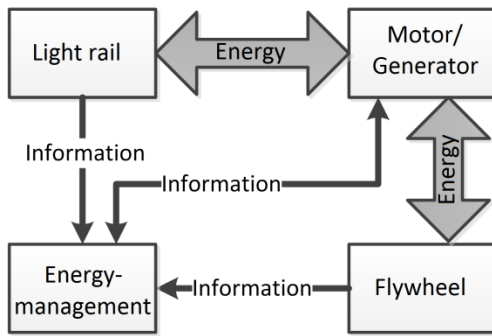


Fig 1 FESS mechatronic system.

3.1 Energy management

A FESS can be described as a mechanical battery that converts electrical energy via an electrical machine (motor/generator unit) into kinetic energy, and vice versa. Kinetic energy is stored in the rotating flywheel rotor. As shown by Equation (1) the flywheel kinetic energy, E_{kin} , is a function of the angular velocity of the flywheel rotor, ω :

$$E_{kin} = \frac{1}{2} * I * \omega^2 \quad (1)$$

where I the rotor moment of inertia. The stored energy in the FESS can thus be determined by measuring the flywheel angular velocity, which is a critical input parameter for the FESS energy management. Depending on the state of charge of the flywheel, determined using Eq.(1) and the instantaneous flywheel angular velocity, the energy management logic decides between charging the flywheel or dissipating energy into heat using resistors in the case of an energy surplus in the electrical system.

As an example, **Fig 2** shows the electrical system of a LRT vehicle (Siemens SD 160) with four 125 kW motors (**M**) and two FESS (**FESS**) connected to the catenary (+ -). The rheostatic brake (**W**) could substitute the FESS if needed. To operate the vehicle’s FESSs, power conversation and control is required to link the DC-catenary with the storage device and to enable power flow independent from the charging state of the FESS. Additional electric components like insulated-gate bipolar transistors (IGBT), gate drivers and sensors may be added to the standard converter [11]. The energy management system receives information from each system component to operate the PWM (pulse-width modulation) controller for the charging and discharging processes.

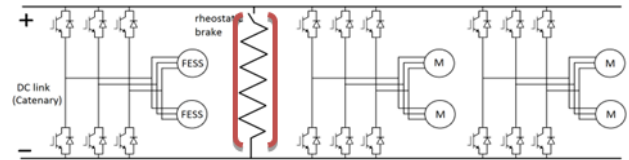


Fig 2 Electrical system for a Siemens SD 160 vehicle [6]. For clarity, some components have been omitted.

In case of the FESS demonstrator a manually operated controller was used including a switch with three mode positions: motor/standby/generator. In motor mode the motor is connected to a KOSMIK 160 LV electrical speed controller (ESC) (Kontronik, Rottenburg-Hailfingen, Germany) including the IGBTs and gate drivers to generate a PWM signal in order to operate the brushless three-phase permanent magnet motor. A solid state rectifier is connected to the motor in generator mode to light an array of incandescent lamps acting as an electric load for demonstration purposes. During the standby phase the motor is disconnected from the ESC and the electric load.

3.2 Flywheel rotor

The energy storage capacity of the flywheel is controlled by the rotor moment of inertia and maximum rotational speed before failure. FRPC are well suited to flywheel designs, especially in mobile applications, since their mass specific energy density is up to 10 times higher than metal flywheels. The reason for this is a better ratio between material strength and density.

A thin rotating ring out of circumferentially wound fibers can be shown (see below) to give the highest energy densities for FESS, since the highest material stress occurs in

the fiber direction. The kinetic energy content in a flywheel with the assumption of a thin ring of radius r is

$$E_{kin} = \frac{1}{2} * m * r^2 * \omega^2 \quad (2)$$

with mass m . The tangential stress σ in the material is

$$\sigma = \rho * r^2 * \omega^2. \quad (3)$$

With Eq.(2) and (3) the energy density is given as

$$\frac{E_{kin,max}}{m} = \frac{1}{2} * \frac{\sigma_{max}}{\rho} \quad (4)$$

where ρ is the density of the material. **Table 1** shows some theoretical energy densities for different materials. The low density of the fiber materials is compensated by their relatively higher strength.

Table 1: Maximum specific energies for thin ring flywheels made of different materials [12].

| Flywheel ring material | Density ty ρ [g/cm ³] | Strength σ_{max} [MPa] | Energy density [Wh/kg] |
|------------------------|--|-------------------------------------|------------------------------|
| Aluminum 7075-T651 | 2.80 | 469 | 23.3 |
| Titanium Ti-6Al-4V | 4.43 | 965 | 30.3 |
| Steel 4340 | 7.70 | 1500 | 27.1 |
| E-glass / epoxy | 2.15 | 1679 | 108 |
| S-glass / epoxy | 2.07 | 2235 | 150 |
| AS4 carbon / epoxy | 1.61 | 2111 | 182 |
| IM9 carbon / epoxy | 1.62 | 2993 | 257 |

The objectives of the demonstrator flywheel are to evaluate and devise effective manufacturing methods, and investigate energy losses and the dynamic behavior of a scaled rotor. In fact, the angular velocity, material selection and the rotor diameter correspond to a non-scaled version which allows for a straightforward adoption of the manufacturing methods. The height of the rotor, on the other hand, was chosen to be a sixth of the non-scaled version. It should be noted that the rotor height has only a minor influence on the rotation-induced stress distribution, and hence, it can easily be scaled.

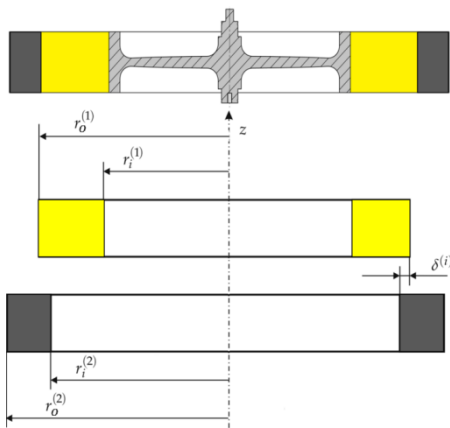


Fig 3 Flywheel geometry of the two composite ring design and metal hub. Interference $\delta^{(i)}$, inner radius $r_i^{(i)}$ and outer radius $r_o^{(i)}$.

The rotor, which was constructed from two FRPC rings with an inner aluminum hub for the bearing and motor interface, has the dimensions: rotor height $h = 50$ mm, inner radius $r_i^{(1)} = 100$ mm ($r_i^{(2)} = 170$ mm) and outer radius $r_o^{(1)} = 170$ mm ($r_o^{(2)} = 200$ mm) (see **Fig 3**). The hub was machined from solid aluminum AW 7075 and features a Laval disc shape with bearing shoulders and an outer rim. The Laval disc shape yields a homogeneous radial and tangential stress distribution in the isotropic material. The 50 mm rim width provides for a large contact surface between hub and FRPC rings. An aramid fiber-reinforced plastic (AFRP, Twaron 2200/8050/f5000, Teijin Aramid, Arnhem, The Netherlands) ring and a carbon fiber-reinforced plastic (CFRP, HexTow AS4-6K, Hexcel Corporation, Stamford, Connecticut, USA) ring were filament-wound using a tool composed of a mandrel with two side plates. A single fiber tow was resin infused during the winding process. For the resin, the EPON 826 with EPI-CURE 9551 hardener was used (mixing ratio of 100:36, Momentive Specialty Chemicals, Columbus, OH, USA). After the winding process, the FRPC rings were cured in an oven. First, a glass-fiber reinforced test ring was produced. For this test ring, the fiber volume fraction (FVF) was determined using a resin burn-off procedure. Five ring segments were cut. The FVF was found to vary from the outer surface of the ring ($\varphi_{out} = 65.5\%$) to the inner surface ($\varphi_{in} = 67.06\%$), with an average FVF of $\varphi_{avg} = 66.5\%$.

The outer face of each cured FRPC ring was machined in a lathe to the desired dimensions including interference. The design analysis identified the critical failure to be transverse-to-fiber failure in the circumferential plane. This type of failure can be mitigated by maintaining compressive radial stress in the fiber composite rings up to maximum speed, and hence, interference fits with $\delta^{(1)} = \delta^{(2)} = 0.4$ mm between hub/AFRP ring and AFRP ring/CFRP ring were implemented. An even higher interference would theoretically further increase the speed and thus the flywheel energy density; but, due to the limited radial compressive strength of the aluminum hub at rotor standstill, 0.4 mm was the interference limit. Alternatively, a split-type hub (as described in [13]) could be used, permitting higher speed ratings with the same interference as above. Due to the radial segmentation of a split-type hub, each segment generates a higher contact pressure at the interface between the hub and inner FRPC ring in response to centrifugal force. For the sake of simplicity, a continuous hub was chosen in this study.

The rotor assembly was completed as follows. The AFRP and CFRP rings were press fitted together by the use of 200 kN press force. A 4° chamfer was cut over a length of 4 mm into the outer edge of the AFRP ring and to the inner edge of the CFRP ring to avoid damage to the ring edges during the assembly process and for initial centering. The hub was installed into the assembled rings by the use of a temperature fit that facilitated a process without the use of any press force. The process took advantage of

the thermal expansion behavior of the materials, i.e., aluminum shrinks and aramid fibers lengthen at decreasing temperature. The aluminum hub and ring assembly were cooled down to -196°C using liquid nitrogen and -85°C using dry ice, respectively, so that the two parts could easily be slid together manually. The assembly process and the resulting rotor are illustrated in **Fig 4**.

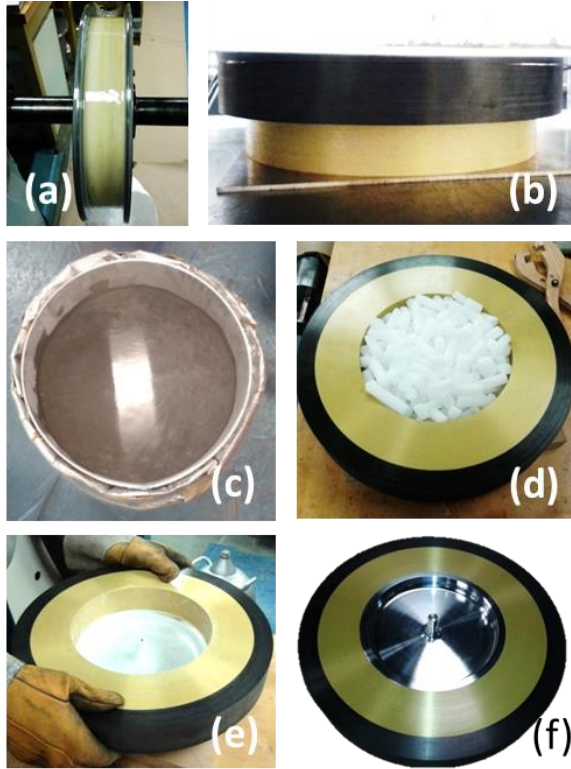


Fig 4 Rotor assembly: (a) filament winding; (b) FRPC press fitting; thermal fit of hub and assembled rings showing (c) liquid nitrogen bath, (d) dry ice and (e) manual hub insertion; (f) final rotor.

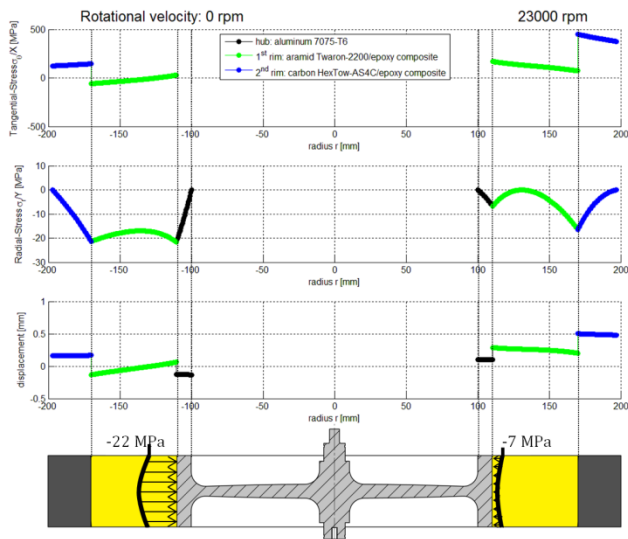


Fig 5 Radial and tangential stress distribution, radial displacement and flywheel geometry (from top to bottom).

Final measurements of the rotor dimensions following the assembly process showed that the target interferences of $\delta^{(1)} = \delta^{(2)} = 0.4 \text{ mm}$ were not achieved. Instead, $\delta^{(1)}$ and $\delta^{(2)}$ were calculated to be 0.19 mm and 0.3 mm, respectively. Due to lesser than intended interference, the design speed needed to be decreased from 30,000 rpm to 23,000 rpm in order to ensure radial stresses in the rotor remained compressive throughout the flywheel operation. **Figure 5** shows the stress distribution for the actual press fit in the flywheel at 0 and 23,000 rpm. With a rotor mass of 8.4 kg, a momentum of inertia of $0.171 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ and a maximum rotational velocity of 23,000 rpm, the energy content is 138 Wh.

3.3 Bearings and housing

As shown in **Fig 6**, the rotor is mounted in a burst save housing that is evacuated and allows the flywheel to operate in a low pressure air environment of 0.13 mbar to decrease air drag. A 30 mm thick steel burst ring contains the rotor in the case of catastrophic failure and protects the surrounding from rotor fragments. In case of failure, and assuming that all momentum from the rotor is transferred to the housing, the housing would rotate with 9,000 rpm. Thus, experiments need to be performed in a heavy concrete enclosure to ensure safety.

For efficient operation, low-friction ceramic bearings were selected. One radial bearing type PN HY7002 FCSiN PTFE A5 UL (GMN Bearings, Houston, TX, USA) is mounted to each flywheel shaft end. Ceramic bearings exhibit lesser rolling resistance and higher speed performance (up to 30,000 rpm) due to lighter rolling elements and harder surfaces in comparison to steel bearings. Also, lubricant resistance can be reduced to a minimum since ceramic bearings operate without viscous lubricants such as oil or grease, and a dry Teflon film is used for lubrication. To further reduced friction, an axial passive magnet bearing was used to carry the rotor weight, reducing the contact pressure between the bearing balls and raceways. With the repulsion between magnets, one at the bottom shaft end and one fixed to the housing, a preload of only 5 N acts in the axial bearing direction. For loss comparison, also greased steel bearings of identical size were tested at speeds of up to 12,000 rpm.



Fig 6 Fess demonstrator.

3.4 Motor/generator

The motor is connected to the rotor via a magnet coupling that allows the motor to run in air, thus avoiding the need for a special cooling system for the motor inside evacuated housing. Furthermore, the motor can be disconnected from the rotor, and hence, the various losses can be investigated separately. A 5.5 kW motor type Kontronik PYRO 850-50 (Kontronik, Rottenburg-Hailfingen, Germany) is used which corresponds to a 140 times smaller scaled version in comparison to the power output of 750 kW recommended for an Edmonton LRT vehicle. Despite the smaller size of the motor it shows a remarkable power density of 9.5 kW/kg and is sufficient to accelerate the demonstrator flywheel up to the nominal speed to investigate the flywheel behavior. The outer part of the magnet coupling is connected to the motor shaft and runs in air; the inner part is connected to the rotor shaft and runs in vacuum. An acrylic canister between the magnetic coupling parts separates the air from the vacuum environment. By sliding the motor up along a cylinder bracket, the two magnet coupling parts are disconnected.

4 Experimental loss investigation

In this section, the functional interaction of the described components of the FESS demonstrator is explored through test runs and experiments on the system energy losses. For safety reasons, this investigation was conducted at flywheel speeds of up to 12,000 rpm. Several design variables were modified to estimate their influence on the standby energy losses. The design parameters tested were: 1) the effect of the gas pressure in the flywheel casing, 2) the use of steel or ceramic bearings, and 3) the effect of the motor coupling. **Figure 7** shows the run down curves for the five test configurations tested by measuring energy loss vs. the time. The energy content was calculated by the use of Eq. (1).

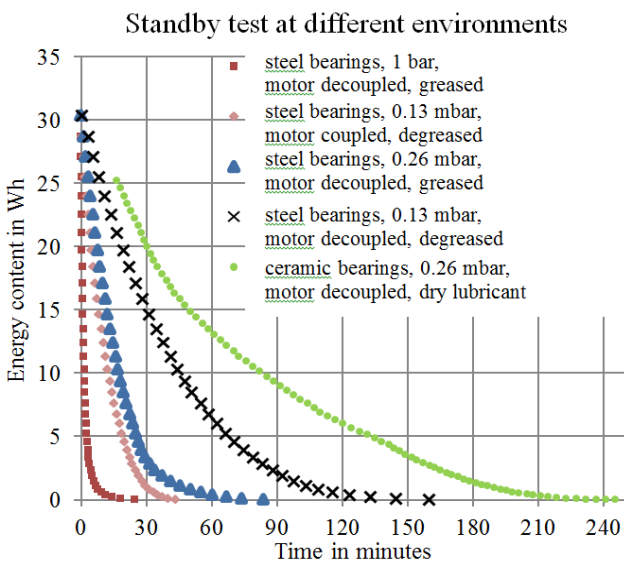


Fig 7 Energy content in the flywheel vs. time.

Figure 8 shows the calculated power losses obtained using $P = \frac{E_2 - E_1}{t_2 - t_1}$ in watt that each component causes over the flywheel speed. It can be seen that the air losses P_{air} create the highest loss dissipation. According to reference [14], the air losses are related to the rotational velocity with $P_{air} \propto \omega^{2.8}$ (line fit). The extrapolation of P_{air} to 12,000 rpm (tests were performed up to 10,800 rpm) leads to 2250 W power dissipation. In comparison, at 12,000 rpm the motor losses are 168 W, fully greased bearing losses are 105 W (linear fit), minimally greased bearing losses are 52 W and the dry lubed ceramic bearing losses are 25 W (linear fit).

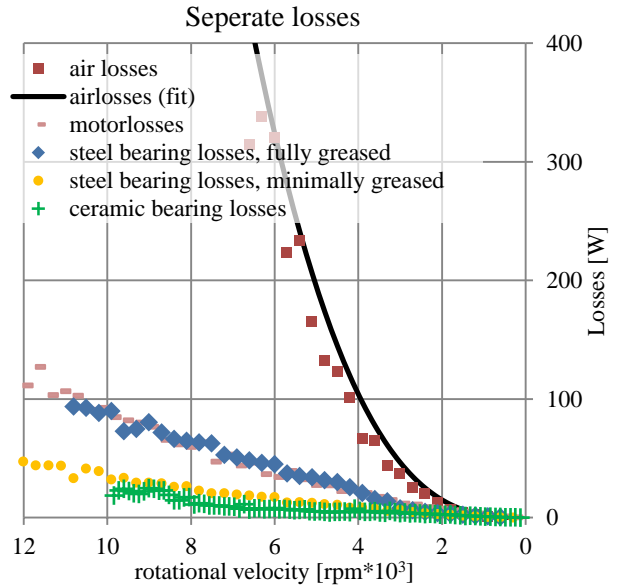


Fig 8 Flywheel power loss at different rotational speeds

The motor losses, caused by eddy current losses and hysteresis losses increase quadratic with the speed, since the calculated brake torque $T = P/\omega$ increases linear (s. **fig 9**).

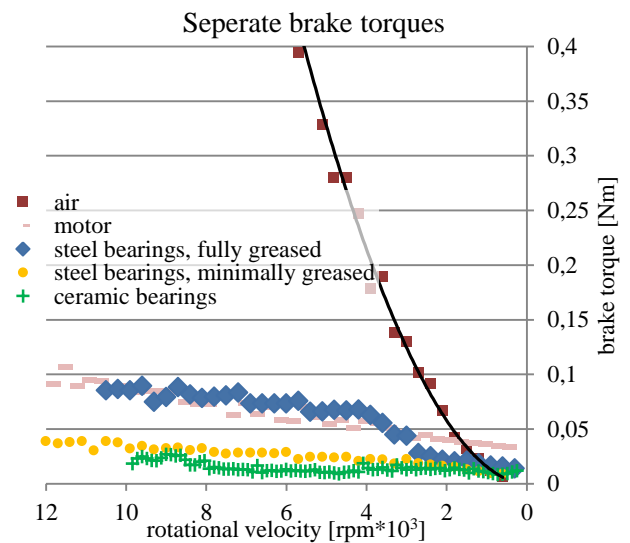


Fig 9 Brake torque vs. speed curve for different setups on standby mode

Based on theoretical analysis it is expected that eddy and hysteresis losses follow quadratic and linear trends respectively[15]. Therefore, it appears that eddy losses dominate for the motor in our flywheel design. The minimally greased steel bearings also show a quadratic behavior. Only the ceramic bearings show a continuous linear power loss behavior and thus a constant brake torque behavior vs. speed. A non continuous plot for the fully greased bearings is apparent from the brake torque in **figure 8**. The results show that the use of ceramic bearings, a high vacuum and a decouplable motor is preferable for a FESS with long standby times. For the FESS in the Edmonton LRT with standby times of only 2 minutes an evacuated housing in combination with steel bearings and a fixed motor would be sufficient.

5 Conclusions

A scaled FESS demonstrator was designed and built in this study, having a theoretical maximal energy content of 138 Wh with an energy output of 5,5 kW. In the experiments an energy content of 31 Wh was realized and future test will show if the theoretical energy content value of 138 Wh and the power in and output of 5.5 kW will be achieved. The demonstrator has further been used for investigations on FESS energy losses. The single electric and mechanic components have shown to interact well so that a loss investigation of the overall mechatronic system can be performed.

The study of the FESS manufacturing process revealed that a better technique for the interference fit assembly between FRPC rings should be devised. The calculated press fit could not be realized in the employed process, requiring the rotor speed to be limited to 23,000 rpm instead of the target of 30,000 rpm. Consequently, the energy storage capacity was reduced by 57 % from 240 Wh to 138 Wh. Given this capacity, after 2 minutes of standby time, which refers to an average train stop, the demonstrator retains 98% of its energy.

The demonstrator displays excellent potential for carrying out further experiments to increase efficiency and power output, step by step, by substituting components. A split-type hub with glass/carbon FRPC rings should be implemented, tested and compared to the present design. Replacing the motor with a more powerful one can easily be accomplished for the present design, requiring few changes. A radial arrangement of pressure measurement holes in the top part of the FESS housing could be used to measure the radial pressure distribution at high speeds, which may provide opportunities for a self-evacuating design, avoiding the need for a separate vacuum pump.

6 References

- [1] M. Krack, M. Secanell und P. Mertiny, „Rotor Design for High-Speed Flywheel Energy Storage Systems,“ *InTech*, Rijeka, Croatia, 2011
- [2] M. Krack, M. Secanell and P. Mertiny, "Advanced optimization strategies for cost-sensitive design of energy storage flywheel rotors," *Journal of Advanced Materials*, vol. (SAMPE) 43, pp. 65-78, 2011
- [3] M. Krack, M. Secanell und P. Mertiny, „Cost optimization of a hybrid composite flywheel rotor with split-type hub using combined analytical/numerical models,“ *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Nr. 44, pp. 57-73, 2010
- [4] M. Krack, M. Secanell und P. Mertiny, „Cost optimization of hybrid composite flywheel rotors for energy storage,“ *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Nr. 41, pp. 779-795, 2010
- [5] M. Haridy, „Optimal Materials Selection for 2-Rim and 3-Rim Rotors Design for FESS,“ University of Alberta, Edmonton/Canada, 2013
- [6] A. Rupp, „Analysis of energy savings potential in trains by use of flywheel energy storage technology”, Bachelor thesis, Munich, 2014
- [7] G. Ertz, J. Twiefel, M. Krack, „Feasibility Study for Small Scaling Flywheel-Energy-Storage Systems (FESS) in Energy Harvesting Systems”, *Proceedings of 8th Energy Harvesting Workshop*, Hannover, July 2013
- [8] M. Steiner, J. Scholten, H. Steinegger and T. Jenewein, „Energy Storage Systems for Improved Efficiency of Railway Vehicles”
- [9] A. A. W. Khammas, „Buch der Synergie - Teils C - ENERGIESPEICHERN - Speicher fuer mechanische Energie fuer den Nahverkehr,“ 2014. [Online].
- [10] W. Gunselmann, P. Holscher und G. Reiner, „Energiespeichereinsatz im Stadtbahn Köln,“ *Elektrische Bahnen*, Bd. 98, pp. 463-468, 2000
- [11] M. Steiner, J. Scholten, „Energy Storage on board of DC fed railway vehicles”, PESC 2004 Conference, Aachen, Germany
- [12] J. G. R. Hansen und D. U. O’Kain, An Assessment of Flywheel High Power Energy Storage Technology for Hybrid Vehicles, Tennessee, USA: Oak Ridge national laboratory, 2011
- [13] S. K. Ha, M. H. Kim, S. C. Han und T.-H. Sung, „Design and Spin Test of a Hybrid Composite Flywheel Rotor with a Split Type Hub,“ *Journal of Composite Materials*, pp. 2113-2130, 30 Nov 2006.
- [14] E. Broecker, „Theorie und Experiment zum Reibungswiderstand der glatten rotierenden Scheibe bei turbulenter Stromung“, *ZAMM*, Nr. 1/2, pp. 68-76, 1959
- [15] W.-R. Canders, Berechnung von Eisenverlusten, physikalisch basierter Ansatz nach Bertottis Theorie, 2010/11.
- [16] J. Santiago, J. G. Oliveira, J. Lundin, A. Larsson and H. Bernhoff, "Losses in Axial-Flux Permanent-Magnet Coreless Flywheel Energy Storage Systems", Proceedings of the 2008 International Conference on Electrical Machines, pp. 1-5, 2008.

Formgedächtnislegierungen in Applikationen der Greif- und Handhabungstechnologie

Shape Memory Alloys in Applications of Gripping- and Material-Handling-Technology

Paul Motzki, M.Sc., Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, 66121 Saarbrücken, Deutschland, p.motzki@mechatronikzentrum.de

Dipl.-Ing. (FH) Benedikt Holz, Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Unkonventionelle Aktorik, Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, 66121 Saarbrücken, Deutschland, benedikt.holz@mmsl.uni-saarland.de

Filomena Simone, M.Sc., Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, 66121 Saarbrücken, Deutschland, filomena.simone1@gmail.com

Prof. Dr.-Ing. Stefan Seelecke, Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Unkonventionelle Aktorik, Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, 66121 Saarbrücken, Deutschland, stefan.seelecke@mmsl.uni-saarland.de

Kurzfassung

Formgedächtnislegierungen sind spezielle Metalllegierungen, die in zwei unterschiedlichen Kristallstrukturen (Phasen) auftreten können. Die Legierung springt dabei bei Temperatureinfluss von einer martensitischen Kristallphase zu einer anderen austenitischen Phase. Dieses Verhalten kann aktorisch genutzt werden. Dabei zeigt der thermische Formgedächtnis-Effekt im Vergleich zu anderen Aktorprinzipien die höchste Energiedichte. Die Verwendung von Drähten aus einer Formgedächtnislegierung (FGL) als Aktoren ermöglicht daher den Aufbau sehr kompakter, leichter und energieeffizienter Systeme die geräuschlos arbeiten. In der Greif- und Handhabungstechnologie ist die Vermeidung großer Trägheiten in den kinematischen Einheiten essentiell, um die benötigten Verstellkräfte möglichst gering zu halten und die auftretenden dynamischen Massenkräfte zu reduzieren. In diesem Artikel wird die Verwendung von FGL Aktoren in Greifer- und Handhabungssystemen untersucht. Im Detail werden drei unterschiedlichen Applikationen der Greifertechnik vorgestellt: Ein rekonfigurierbarer Endeffektor, ein Vakuumsauger und ein Drei-Finger-Greifer.

Abstract

Shape memory alloys are special metal alloys that can occur in two different crystalline structures (phases). Depending on the materials temperature its crystalline structure changes from a martensitic phase to a different austenitic phase. This material property can be used to realize an actuation mechanism. The thermal shape memory effect shows the highest energy density of all known actuation principles. With shape memory alloy (SMA) wires as actuators you can create very compact, light-weight and energy-efficient systems that work without any noise and emissions. In gripping and material handling technology it is essential to avoid high inertia in the kinematic units, so the required operation forces and also the dynamic inertia forces are manageable. This paper describes research on the use of SMA actuators in gripping and material handling technology. Specifically, three different prototypes of different gripping applications are presented: A reconfigurable SMA endeffector, an SMA vacuum suction cup and a three-finger-gripper with a SMA protagonist-antagonist system.

1 Einleitung

Die Entwicklungen von industriellen Greifern und Handprothetik hat in den letzten Jahren zunehmend an Relevanz gewonnen. Grund dafür sind wachsende Anforderungen an die Manipulationsfähigkeiten sowohl in der Industrie als auch in der Biomedizin. Aktuell kommen in solchen Manipulatoren hauptsächlich elektrische oder pneumatische Aktoren zum Einsatz.

Zur Handhabung flächiger Bauteile werden sogenannte Endeffektoren oder Saugspinnen an den kinematischen Einheiten angebracht. Diese sind an die spezifische Bauteilform angepasst und gegebenenfalls manuell verstellbar. Wenn ein Roboter zur Handhabung verschiedener Bauteile genutzt werden soll, wird üblicherweise der komplette Endeffektor ausgetauscht. Ein rekonfigurierbarer Endeffektor kann sich an eine Vielzahl von Bauteilgeometrien anpassen und der Austauschvorgang, der immer mit einem Produktionsstopp verbunden ist, entfällt.

Insbesondere in der Handhabungs- und Montagetechnik sind Vakuum-Greifer als Verbindungsstück zwischen Endeffektor und Werkstück stark verbreitet [1]. Die Vakuumzerzeugung erfolgt bei diesen Systemen mit Venturi-Düsen, die durch eine permanente Druckluftversorgung ein Vakuum erzeugen können [2]. Pneumatische Aktoren haben einige Vorteile gegenüber den konventionellen elektrischen Greifern. Man benötigt keine komplexen mechanischen Systeme und es können höhere Kräfte generiert werden. Allerdings sind pneumatische Systeme generell ungeeignet für kleinere und mobile Anwendungen, da eine zentrale Druckluftversorgung benötigt wird. Diese Energieversorgung produziert hohe Geräuschemissionen und benötigt Ventile, Druckluftspeicher und Druckluftleitungen, die in zusätzlichem Bauraum, zusätzlichem Gewicht in der Konstruktion und einem erhöhten Fehlerpotential resultieren [3]. Um die Nachteile der pneumatischen Lösungen zu umgehen, wird in dieser Veröffentlichung ein neues Aktorprinzip aus Formgedächtnisdrähten für den Einsatz in Greifern untersucht. Drähte aus einer thermischen Formgedächtnislegierung (FGL) sind Materialien, die bei einer bestimmten Temperatur eine Phasentransformation der Kristallstruktur erfahren (**Bild 1**).

Um die Manipulationsfähigkeit solcher Endeffektoren zu optimieren, wird in dieser Veröffentlichung ein Greifkonzept untersucht, das von der Manipulationsfähigkeit der menschlichen Hand motiviert ist. Es existieren schon einige Ansätze, die natürliche Greifbewegung der menschlichen Hand nachzubilden. Durch die Verwendung von FGL-Drähten als „metallene Muskeln“ in einem Antagonist/Protagonist System kann auf elektrische Motoren und komplizierte Getriebemechanismen verzichtet werden. Diese Veröffentlichung wird zusammenfassend den Einsatz der Formgedächtnislegierung in Endeffektoren anhand dreier Aktorsysteme erläutern. Der Einsatz in einem aktiv verstellbaren Manipulator (Saugspinnengreifer) zeigt die Leistungsfähigkeit dieser Technologie. Die Realisierung eines FGL-betriebenen Vakuumsaugern erlaubt den Verzicht einer zentrale Druckluftversorgung und zeigt auf, wie mit Hilfe dieser Technologie Systemkosten, Gewicht und Bauraum reduziert werden können.

Am Beispiel eines bio-inspirierten Drei-Finger-Greifers wird die Integrationsfähigkeit der Technologie präsentiert. Durch die Integration der Aktoren in die Gesamtsystemstruktur können sehr kompakte, leichtgewichtige Systeme aufgebaut werden.

2 Grundlagen

Drähte aus Formgedächtnislegierungen sind bekannt für ihre hohe Energiedichte. Sehr verbreitet sind FGL-Drähte aus einer Nickel-Titan-Legierung (NiTi). Die Energiedichte von NiTi-Drähten liegt in der Größenordnung 10^7 J/m^3 [4], die Leistungsdichte im Bereich 50 kW/kg [5]. Der thermische Formgedächtniseffekt ist in **Bild 1** schematisch dargestellt. Im „kalten“ Zustand befindet sich der FGL-Draht in einer Martensitphase und kann mechanisch ver-

formt werden. Wird der Draht bis zu seiner materialspezifischen Phasentransformations-temperatur erwärmt, so findet eine Phasentransformation von Martensit zu Austenit statt. Dabei wird eine Kristallgitterumwandlung durchlaufen. Diese Umwandlung bewirkt bei Formgedächtnisdrähten eine Kontraktion beim Erwärmen der Drähte [6].

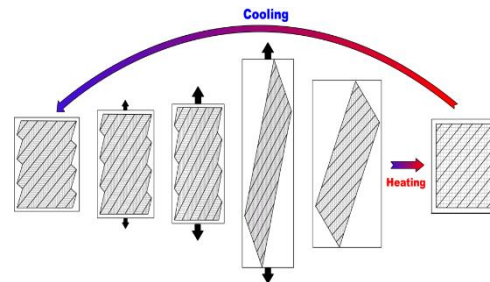


Bild 1 Schematische Darstellung des thermischen Formgedächtniseffekts

Das Aktorverhalten eines FGL-Drachts ist in **Bild 2** veranschaulicht. Im „kalten“ martensitischen Zustand wird der FGL-Draht von einem Gewicht mechanisch verformt (**Bild 2** links). Mit elektrischer Leistung wird der Draht durch joule'sche Wärme aufgeheizt und verkürzt sich (**Bild 2** rechts). Wird der Strom abgeschaltet, so kühlt der Draht ab und kehrt zu seinem Ausgangszustand (**Bild 2** links) zurück. Dabei erreichen die verwendeten NiTi-Drähte Dehnungen von ca. 4 % [7].

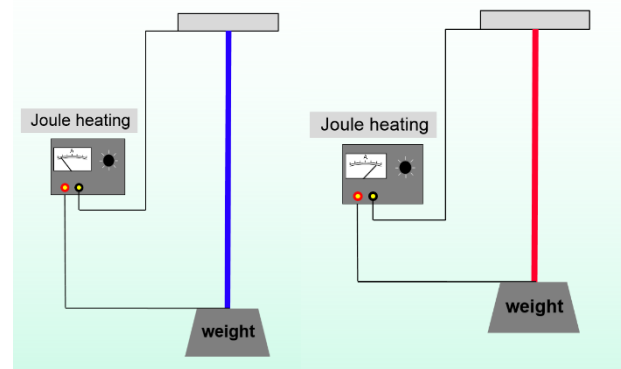


Bild 2 Funktionsweise eines FGL-Drachts als Aktor

3 Mechanische Konstruktion

Die Aufgabe der mechanischen Konstruktion ist für jeden der drei Prototypen nach dem gleichen Grundprinzip aufgebaut. Beginnend mit der Frage: „Welcher absolute Hub ist notwendig, um die gewünschte Bewegung im Prototyp zu realisieren?“, definiert der Hub die benötigte Drahtlänge. Darauf folgend wird der Drahtdurchmesser definiert, der die benötigte Kraft bei der Phasenumwandlung generieren kann. Die mechanische Konstruktion übernimmt das Führen der Aktorkraft und beinhaltet ebenfalls eine benötigte Rückstellkraft. Die Konstruktionen der folgenden drei Prototypen wurden mit Hilfe von Rapid-Prototyping auf einem Objet Connex 500 Drucker realisiert.

3.1 FGL-Vakuumsauger

Bild 3 beschreibt den schematischen Aufbau eines Vakuumsaugers mit integrierter FGL Aktorik. Zwei mechanisch parallel arbeitende FGL Drähte (2) sind mit einer flexiblen Membran (4) verbunden. Im martensitischen Zustand des Aktordrahtes (kalte Phase) bewirkt die Vorspannfeder (3), dass sich der Draht in seinem längsten Zustand befindet und somit die Membran parallel zur horizontalen Ebene verläuft.

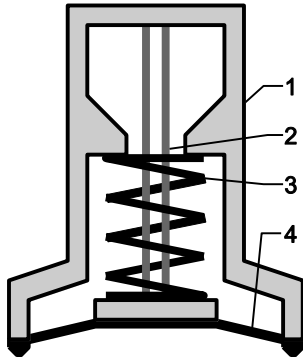


Bild 3 Schematisches Design des FGL-Vakuumsaugers

Werden die Drähte aktiviert, so wird die Membran durch die Kontraktion des Drahtes aus der Ebene gezogen und verformt sich konisch in Zugrichtung des Drahtes. Wurde der Sauger vorher auf einem flächigen Bauteil platziert, so entsteht durch das Hochziehen der Membran ein Vakuum zwischen Bauteil und Saugermembran; das Bauteil kann angehoben werden. Dieser Vorgang verläuft absolut geräuschlos und die Aktivierung des Drahtes ist reversibel. So bewirkt die Rückstellfeder bei elektrischer Deaktivierung des Drahtes, dass die Saugermembran in die horizontale Ebene zurückgestellt wird. Der Sauger verliert das Vakuum zum Bauteil und gibt somit das Bauteil wieder frei.

Bild 4 zeigt das CAD-Modell des Sauger-Prototyps. Das Gehäuse und die flexible Membran werden via 3D-Druck hergestellt. Der FGL-Draht verläuft in vier Schleifen vom oberen zum unteren FGL-Lager. Dadurch wird die vierfache Kraft bei dem vorliegenden Drahtdurchmesser von 250 μm erzeugt. Die Justierschrauben dienen der Einstellung der richtigen Vorspannung in dem System aus FGL-Draht und Rückstellfeder. Der fertige Prototyp ist in **Bild 5** abgebildet. Eine detaillierte Beschreibung des Auslegeprozess für die FGL-Drähte in dieser Applikation, sowie Testmessungen können in [8] nachgelesen werden.

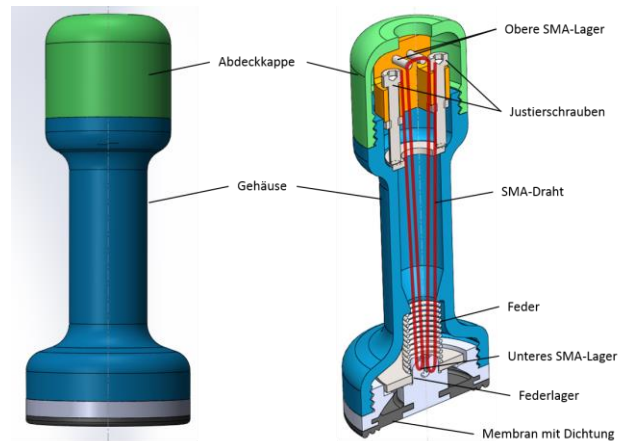


Bild 4 CAD-Modell des FGL-Vakuumsaugers

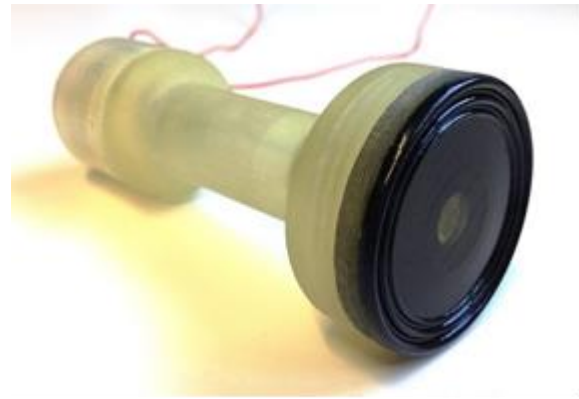


Bild 5 Rapid-Prototyp des FGL-Vakuumsaugers

3.2 FGL-Endeffektor

Der erste Prototyp eines FGL-Endeffektors besitzt vier Greifarme. Die Greifarme haben jeweils einen Freiheitsgrad und können unabhängig voneinander angesteuert werden. Der Freiheitsgrad beschreibt eine Rotation des Greifarms in der Ebene von 90° . Jeder Arm hat durch die Endanschlüsse zwei definierte Schaltstellungen. Somit lassen sich mit diesem Prototyp verschiedene Endeffektor-Konfigurationen einstellen. **Bild 6** zeigt das CAD-Modell des Endeffektorprototyps. In **Bild 7** sind verschiedene mögliche Endeffektor-Konfigurationen gezeigt. Somit kann eine Vielzahl möglicher Bauteilvarianten abgedeckt werden. Der nicht-aktivierte, martensitische Zustand ist in **Bild 8** dargestellt. Der FGL-Draht wird von der Saugmembran durch den Greifarm um einen Rotationspunkt geführt und im Gehäuseinnenteil befestigt. Eine integrierte Rückstellzugfeder hält den Greiferarm in einer definierten Position.



Bild 6 CAD-Modell des FGL-Endeffektors

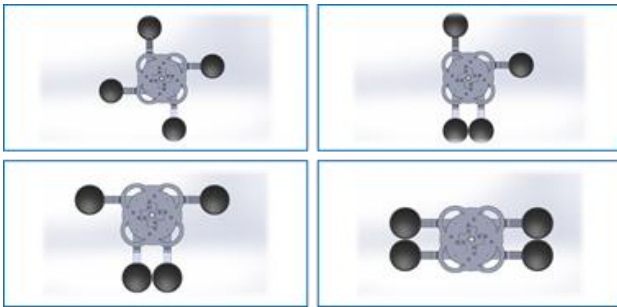


Bild 7 Verschiedene Endeffektor Konfigurationen

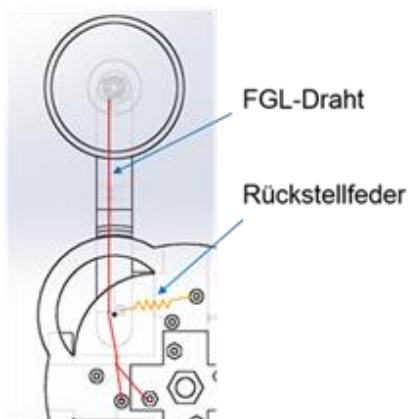


Bild 8 Konstruktion des Endeffektors im nicht-aktivierten Zustand

Wird der Aktordraht nun aktiviert und in den austenitischen Zustand versetzt (**Bild 9**), wird durch die Kontraktion des Drahtes ein Drehmoment auf den Arm erzeugt, da der Draht in einem definierten Abstand am Drehpunkt des Greifarms vorbei geführt wird. Dieser Abstand ist entscheidend dafür, dass die gegebene Drahtverkürzung in dem gewünschten 90° Rotationsradius resultiert.

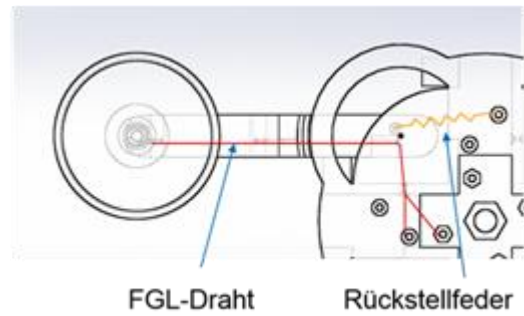


Bild 9 Konstruktion des Endeffektors im aktivierten Zustand

Der am ZeMA gefertigte Prototyp ist in **Bild 10** abgebildet. Eine detaillierte Beschreibung der Konstruktion des Endeffektors kann in [9] nachgelesen werden.

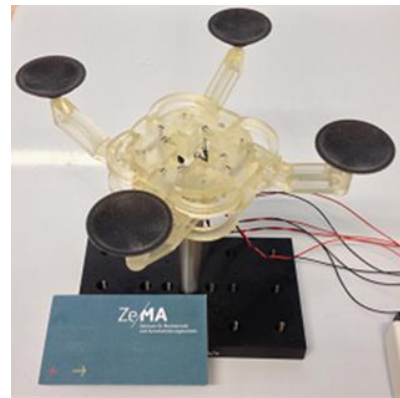


Bild 10 Rapid-Prototyp des FGL-Endeffektors

3.3 FGL-Drei-Finger-Greifer

Die menschliche Hand dient als Vorbild für das Design des Drei-Finger-Greifers. Mit 23 Freiheitsgraden ist die menschliche Hand ein sehr komplexes System. In der ersten Version des hier gezeigten Drei-Finger-Greifers wurden sechs dieser Freiheitsgrade realisiert, jeweils zwei Freiheitsgrade in jedem der drei Finger. Ähnlich wie bei dem Endeffektor werden in den Fingern einfache Scharniergelenke mit 90° Bewegungsradius eingebaut. Im Gegensatz zu dem FGL-Vakuumsauger und dem FGL-Endeffektor existiert in diesem System keine Rückstellfeder. Stattdessen arbeiten mehrere FGL-Drähte in einem Protagonist-Antagonist-System gegeneinander, wie die Muskeln im menschlichen Körper (Beuger und Strecker). Der Aufbau eines Fingers ist in **Bild 11** schematisch dargestellt.

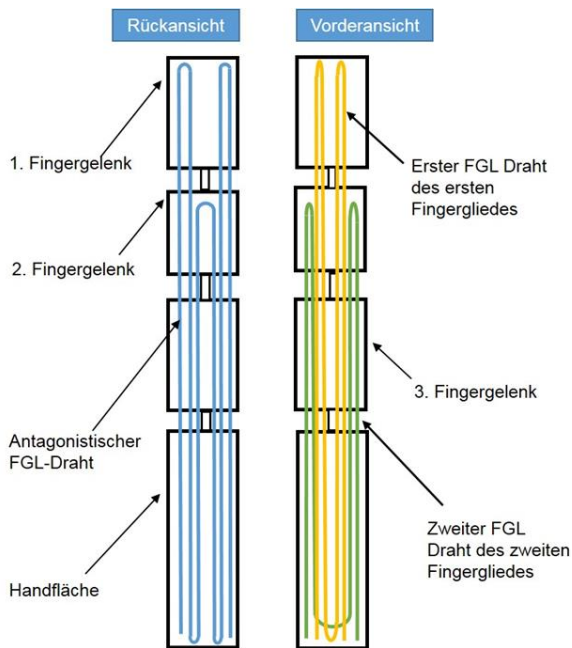


Bild 11 Protagonist-Antagonist-Konfiguration der FGL-Finger

Auf der Vorderseite der Finger werden die Protagonisten-Drähte als Beugermuskeln eingebaut. Dabei wird jedes der Fingergelenke separat mit einem Aktorsystem angetrieben und diese können somit unabhängig voneinander geregelt werden. Der Bewegung einer menschlichen Hand nachempfunden, befindet sich auf der Rückseite des Fingers ein gemeinsamer Antagonistendraht, der beide Fingergelenke wieder zurückstellt (Strecker). **Bild 12** zeigt das CAD-Modell des Drei-Finger-Greifers sowie den mit 3D-Druck hergestellten Prototypen. In **Bild 13** werden einige Konfigurationen des Greifers dargestellt. Details zur Auslegung und Konstruktion des Drei-Finger-Greifers sind in [10] ausgeführt.



Bild 12 CAD-Modell und Rapid-Prototyp des Drei-Finger-Greifers

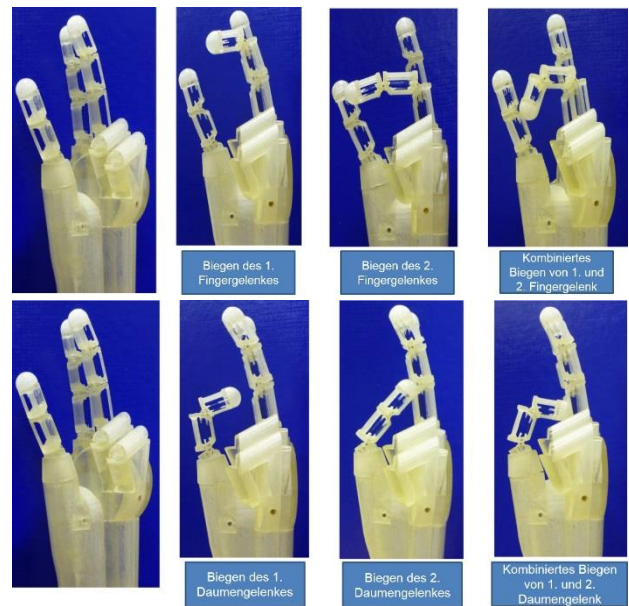


Bild 13 Verschiedene Konfigurationen des Drei-Finger-Greifers

4 Self-Sensing-Effekt

Eine sehr nützliche Eigenschaft von FGL-Drähten ist neben der Nutzung als Aktor der Self-Sensing-Effekt des Materials. In [11] wurde das Verhalten des elektrischen Widerstands von FGL-Drähten über deren Längenänderung untersucht. Eine Messung aus dieser Untersuchung ist in **Bild 14** gezeigt. Man erkennt einen linearen Zusammenhang zwischen dem elektrischen Widerstand und der Längenänderung des FGL-Drahtes in einem bestimmten Leistungsbereich.

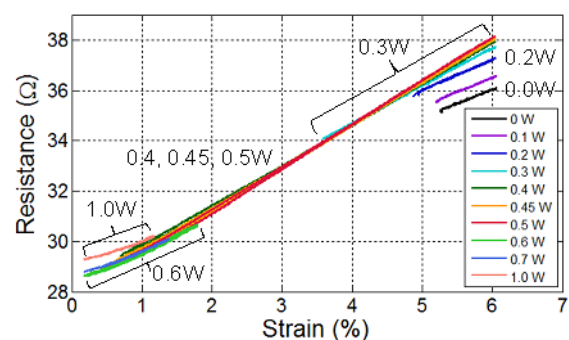


Bild 14 Zusammenhang zwischen elektrischem Widerstand und der Längenänderung eines FGL-Drahtes

Mit dem Self-Sensing-Effekt können verschiedene Funktionen in den obigen Applikationen realisiert werden ohne zusätzliche Sensoren einsetzen zu müssen. Eine Widerstandsmessung kann im einfachsten Fall in jeder FGL-Applikation zur Überwachung der Aktorfunktionalität implementiert werden. Sollte der Draht beschädigt werden und es tritt keine Verkürzung mehr auf, so bleibt auch der elektrische Widerstand konstant. Neben der Überwachung der Funktionalität kann das Self-Sensing aber noch zu vielen

weiteren Vorteilen führen. Im Falle des Endeffektors und des Drei-Finger-Greifers kann mit einem Widerstandsfeedback eine präzise Positionsregelung realisiert werden und somit jede beliebige Position innerhalb des Bewegungsradius angefahren werden. Eine solche Regelung hat den Vorteil, dass der Aktordraht nur mit der minimalen elektrischen Leistung beaufschlagt werden muss.

Bei dem Vakuumsauger hingegen kann der FGL-Draht zur Vakuumüberwachung genutzt werden. Die Drahtlänge ohne Vakuum ist länger als bei bestehendem Vakuum, da durch die zusätzliche Vakuumkraft das Kräftegleichgewicht verschoben wird. Es kann somit im Betrieb der Verlust von Vakuum in einem Greifer erkannt werden.

5 Zusammenfassung

In dieser Veröffentlichung wurden drei unterschiedliche FGL-Aktorsysteme aus dem Bereich der Handhabungstechnik diskutiert. Gerade in Bezug auf Industrie 4.0 wird die Adaptierbarkeit von Systemen eine immer wichtigere Aufgabe. Durch den Einsatz eines aktiv verstellbaren Saugspinnengreifers kann eine Produktionsstraße flexibel auf eine Vielzahl von Werkstückvarianzen reagieren und kann somit teure Umrüstzeiten reduzieren. Die Nutzung der FGL-Technologie in Vakuumgreifersystemen kann stellenweise die kostspielige Nutzung von Pneumatiksystemen ersetzen und somit deutlich flexibler eingesetzt werden. Das Beispiel des bio-inspirierten Drei-Finger-Greifers zeigt die Möglichkeiten der intelligenten Integration von FGL Aktoren in System höchster Manipulationsfähigkeiten auf. Durch die Nutzung der self-sensing Eigenschaften können sensorloses Monitoring sowie eine präzise Positionsregelung realisiert werden.

In der nächsten Phase dieser Arbeiten wird der Saugspinnengreifer um einen weiteren Freiheitsgrad ergänzt werden, um auch nicht ebene Werkstücke greifen zu können. Weitere Arbeiten am Vakuumsauger laufen auf dem Gebiet der Energieeffizienzsteigerung. Die Drei-Finger-Greifer werden in zukünftigen Arbeiten zu einer Fünf-Finger-Hand erweitert werden und somit die Manipulationsmöglichkeiten menschlicher Hände noch besser nachbilden können.

Die vorliegenden Prototypen sind im Rahmen des durch EFRE Mittel geförderten Projektes AUTOMATIK IProGro am Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik (ZeMA) gGmbH entstanden. Besonderer Dank gilt daher dem ZeMA für die Ermöglichung und Unterstützung bei diesen Arbeiten.

6 Literatur

- [1] Hesse, S.; Monkman, G. J.; Steinmann, R.; Schunk, H.: *Robot Grippers*. München, Wien: Carl Hanser Verlag, 2004. ISBN 3-446-22920-5.
- [2] Festo AG & Co. KG.: Basic principles of vacuum technology, brief overview. www.festo.com. [Online] http://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/286804/Basic_Vacuum_Technology_Principles.pdf. (15.01.2015)
- [3] O'Toole, K.: A methodology towards comprehensive evaluation of shape memory alloy actuators for prosthetic finger design, University of Dublin, 2011.
- [4] Janocha, H.: *Unkonventionelle Aktoren – Eine Einführung*. München: Oldenbourg Verlag 2010.
- [5] Hollerbach, J. M.; Hunter, I. W.; Ballantyne, J. A.: *Comparative analysis of actuator technologies for robotics*. The robotics review 2. 1992, S. 299-342.
- [6] Funakubo, H.: *Shape Memory Alloys*. New York: Gordon and Breach Science Publ., 1991.
- [7] Dynalloy, Inc.: Technical Characteristics of Flexinol Actuator Wires. www.dynalloy.com. [Online] <http://www.dynalloy.com/pdfs/TCF1140.pdf>. (15.01.2015)
- [8] Kunze, J.; Motzki, P.; Holz, B.; York, A.; Seelecke, S.: Realization of a Vacuum Gripper System Using Shape Memory Alloy Wires. In: Actuator 2014 Conference Proceedings. Bremen: Messe Bremen 2014.
- [9] Müller, R.; Seelecke, S.; Vette, M.; Mailahn, O.; Motzki, P.: Rekonfigurierbares Handhabungssystem zur Handhabung von Großbauteilen mit adaptiven Sauggreifern bestehend aus Formgedächtnislegierungen. In: Bewegungstechnik 2014 Nürtingen VDI-Berichte 2237, Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2014. ISBN: 978-3-18-092237-9
- [10] Simone, F.; Motzki, P.; Holz, B.; Seelecke, S.: Ein bio-inspirierter 3-Finger-Greifer mit Formgedächtnisaktorik- In: Erste transdisziplinäre Konferenz zum Thema "Technische Unterstützungssysteme, die die Menschen wirklich wollen". Dezember 2014 Hamburg. Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik, LaFT Helmut-Schmidt-Universität Hamburg 2014. ISBN: 978-3-86818-073-2
- [11] Lewis, N.; York, A.; Seelecke, S.: *Experimental characterization of self-sensing SMA actuators under controlled convective cooling*. Smart Materials and Structures 22 (2013) 094012

Temperaturmessverfahren für piezoelektrische Aktoren in mechatronischen self sensing Systemen

Temperature measurement technique for piezoelectric actuators in mechatronic self sensing systems

E. Grasso, D. Merl, M. Nienhaus, Lehrstuhl für Antriebstechnik (LAT), Universität des Saarlandes, 66111 Saarbrücken, Deutschland

Kurzfassung

Piezoelektrische Schwingungsanwendungen unterliegen häufig Temperaturschwankungen auf Grund sich ändernder Umgebungsbedingungen sowie der Eigenerwärmung des piezoelektrischen Aktors. Piezoelektrische Materialien ändern ihre Parameter, wenn sie Temperaturänderungen erfahren. Dadurch können self sensing Verfahren stark beeinträchtigt werden, da sie auf materialspezifischen Parametern des piezoelektrischen Aktors beruhen. Diese Arbeit befasst sich mit dem Problem der Temperaturmessung des piezoelektrischen self sensing Wandlers. Unter Verwendung einer dritten, mit der negativen Elektrode verbundenen Zuleitung, kann die Temperatur der piezoelektrischen Elektrode durch Ausnutzung des Seebeck Effektes bestimmt werden. Eine Schaltung zur gleichzeitigen Erfassung der Spannung, der Ladung und der Temperatur des piezoelektrischen Materials wird vorgestellt. Mit Hilfe eines Klimaschranks ist das Verhalten des piezoelektrischen Materials bei verschiedenen Temperaturen, die durch diese Schaltung aufgezeichnet werden konnten, gemessen worden. Experimentelle Ergebnisse zeigen die Eignung des präsentierten Ansatzes.

Abstract

Piezoelectric vibration applications often experience temperature variations due to environmental changes as well as self heating of the piezoelectric actuators. It is well known that piezoelectric materials change their parameters when subjected to temperature changes. Therefore, self sensing techniques can be strongly disturbed as they are based on certain parameters of the piezoelectric self sensing actuator. This paper addresses the problem of measuring the temperature of self sensing piezoelectric transducers without the usage of additional sensor elements. By adding a third wire soldered on the negative electrode, one can measure the temperature of the piezoelectric electrode by means of the Seebeck effect. An electronic circuit capable of measuring simultaneously voltage, charge and temperature of a piezoelectric material is then presented. With the help of a controlled temperature chamber the electrical behaviour of a piezoelectric material has been measured at different temperatures that could be tracked by means of the proposed electronic circuit. Finally experimental results demonstrate the suitability of the proposed approach.

1 Einleitung

Piezoelektrische Wandler haben eine große Anwendung im Bereich der strukturellen Schwingungsanalyse gefunden, da sie neben der Fähigkeit Kräfte über einen weiten Frequenzbereich einleiten zu können, auch in der Lage sind, Deformationen zu detektieren [1]. In self sensing Anwendungen wird der piezoelektrische Wandler gleichzeitig als Aktor sowie als Sensor genutzt [2]. Derartige Techniken rekonstruieren die mechanische Verformung des piezoelektrischen Materials durch Messung der angelegten Spannung und der elektrischen Ladung, die auf den Elektroden gespeichert ist, sowie durch die Modellierung der piezoelektrischen Kapazität. Tatsächlich bestimmen self sensing Verfahren die mechanisch induzierte Ladung aus der Gesamtladung, die sich auf der piezoelektrischen Elektrode befindet, durch Identifizierung der piezoelektrischen Kapazität. Da die mechanisch induzierte elektrische Ladung im Vergleich zu der gemessenen Gesamtladung sehr klein ist, ist eine exakte Modellierung der

piezoelektrischen Kapazität entscheidend für die Qualität der self sensing Verfahren. Auch eine hohe Präzision der Messschaltung ist notwendig, um diese Qualität sicherstellen zu können. Zu erwähnen ist hierbei, dass die piezoelektrische Kapazität einen nicht konstanten Wert besitzt, der stark von der Hysterese, dem Kriechen und den Temperatureinflüssen abhängt.

Gewöhnliche Ansätze basieren auf einem linearen Modell der piezoelektrischen Kapazität [3]. Der Nachteil dieser Modelle liegt darin, dass deren Leistungsfähigkeit auf einen eingeschränkten Bereich der Betriebsspannung begrenzt ist. In aktuelleren Entwicklungen hat ein Hysteresemodell der elektrischen Kapazität zur beträchtlichen Verbesserung der self sensing Rekonstruktion geführt [4], wodurch der piezoelektrische Wandler im gesamten Arbeitsbereich angeregt werden kann. Hysterese Modelle wie das Prandtl-Ishlinskii Modell [5] können die notwendige Präzision für eine genaue self sensing Rekonstruktion liefern. Unabhängig von der Wahl eines linearen oder eines hysteretischen Modells für die elektrische Kapazität ist eine elektronische Schaltung notwendig, die dazu in der

Lage ist, die im piezoelektrischen Wandler gespeicherte elektrische Ladung während dem Betrieb zu messen. Zu diesem Zweck wird in der Regel die sogenannte Sawyer Tower Schaltung genutzt, welche sich aus einer Referenzimpedanz in Serie zu dem piezoelektrischen Wandler zusammensetzt. Eine aktive Version dieser Schaltung ist in [4] gezeigt und wird im folgenden Kapitel kurz vorgestellt. Dennoch hängt die piezoelektrische Kapazität von der Temperatur ab [6-9]. Gewöhnliche self sensing Anwendungen berücksichtigen diese Temperaturabhängigkeit nicht. Temperaturänderungen können entweder auf Grund einer Änderung der Umgebungstemperatur oder auf Grund einer Eigenerwärmung infolge von Hystereseverlusten auftreten. Daher stellt die Messung der piezoelektrischen Temperatur einen wichtigen Schritt in Richtung einer präziseren Modellbildung der piezoelektrischen Kapazität dar. Hierzu ist eine elektronische Schaltung zur Messung der Temperatur und der elektrischen Ladung während des Betriebes des piezoelektrischen Wandlers erforderlich.

2 Aktiver Sawyer Tower

Wie im vorherigen Kapitel erwähnt, müssen die elektrischen Größen Spannung und Ladung mit einer hohen Präzision gemessen werden, um die piezoelektrische Kapazität mit hoher Genauigkeit modellieren zu können. Um die auf den Elektroden des piezoelektrischen Wandlers gespeicherte, elektrische Ladung während des Betriebes zu messen, wird eine elektronische Schaltung zur Ladungsmessung verwendet, deren Schaltplan in **Bild 1** zu sehen ist.

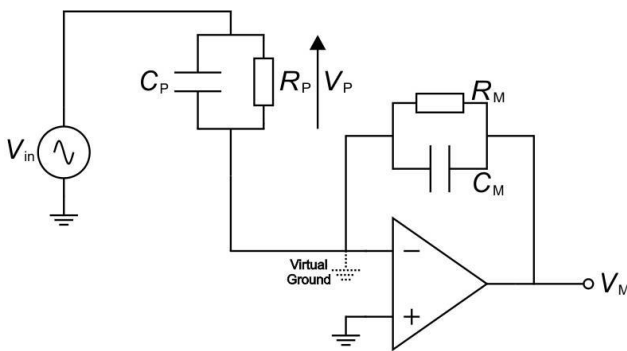


Bild 1 Aktive Sawyer Tower Schaltung

Die Schaltung lädt die Referenzimpedanz ($C_M || R_M$) mit einem Strom, der dem in dem piezoelektrischen Material entspricht und hier als ($C_P || R_P$) modelliert ist.

Eine derartige Schaltung wird üblicherweise für self sensing Anwendungen benutzt, da sie eine sehr genaue Messung der elektrischen Ladung im gesamten Betriebsbereich des piezoelektrischen Materials erlaubt. Die Schaltung wird in dieser Arbeit als aktive Sawyer Tower Schaltung bezeichnet, da sie eine aktive Schaltung der bekannten Sawyer Tower Schaltung darstellt. Genaugenommen besteht eine Sawyer Tower Schaltung aus einer Referenzimpedanz, die in Serie mit dem piezoelektrischen Wand-

ler geschaltet ist. Deshalb teilt sich die angelegte Betriebsspannung zwischen dem piezoelektrischen Wandler und der Referenzimpedanz in Abhängigkeit des Wertes der Referenzkapazität auf. Je höher dieser Wert ist, desto höher ist der Spannungsabfall am piezoelektrischen Wandler. Dies führt zu dem Nachteil, hohe Werte für die Referenzimpedanz C_M zu wählen, was aber zu einer Reduktion der an der Referenzkapazität gemessenen Spannung führt. Die aktive Sawyer Tower Schaltung hingegen ermöglicht es, die piezoelektrische Impedanz von der Referenzimpedanz mit Hilfe eines Operationsverstärkers zu entkoppeln und damit die geeignete Referenzkapazität zu wählen, wobei die gesamte Betriebsspannung am piezoelektrischen Wandler abfällt.

Die Übertragungsfunktion der Ausgangsspannung in Relation zur Betriebsspannung des piezoelektrischen Wandlers lautet

$$\frac{V_M(s)}{V_{in}(s)} = -\frac{R_M}{R_P} \cdot \frac{1 + R_P C_P s}{1 + R_M C_M s} \quad (1)$$

Der Frequenzgang der vorgestellten Schaltung ist in **Bild 2** zu sehen. Hier sind sowohl die Nullstelle als auch die Polstelle der obigen Übertragungsfunktion zu erkennen.

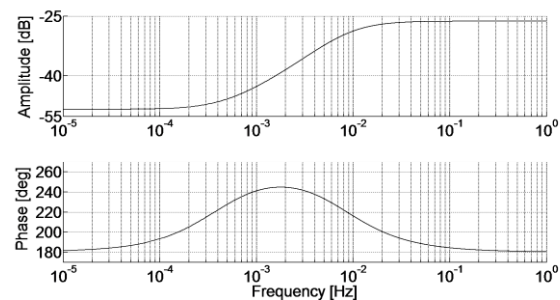


Bild 2 Frequenzgang einer aktiven Sawyer Tower Schaltung (Bodediagramm)

3 Konzept Temperaturmessung

Hier wird eine verbesserte Version der aktiven Sawyer Tower Schaltung vorgestellt, die die gleichzeitige Messung der Spannung, Ladung und Temperatur des piezoelektrischen Wandlers während des dynamischen Betriebsverhaltens, beispielsweise zur Dämpfung einer Schwingungsstruktur, ermöglicht. Um den piezoelektrischen Wandler zu betreiben, werden üblicherweise zwei Kupferdrähte an die piezoelektrischen Elektroden (positiv und negativ) gelötet. Die hier vorgestellte Technik besteht darin, einen dritten Draht aus Konstantan an die piezoelektrisch, negative Elektrode, die mit der virtuellen Masse verbunden ist, zu löten, wodurch für niedrige Spannungen ausgelegte Schaltungen verwendet werden können. Die beiden Drähte an der negativen Elektrode bilden ein Thermoelement vom Typ T, welches zur Messung der Temperatur der negativen Elektrode genutzt werden kann. Dieser Ansatz basiert auf der Idee, dass die Temperatur der Elektrode mit der Temperatur des piezoelektrischen Materials übereinstimmt, da die Elektrode die gesamte Oberflä-

che der piezoelektrischen Keramik bedeckt und der Zwischenraum sehr klein ist. Ein prinzipieller Schaltplan einer aktiven Sawyer Tower Schaltung zur Temperaturmessung ist in **Bild 3** zu sehen.

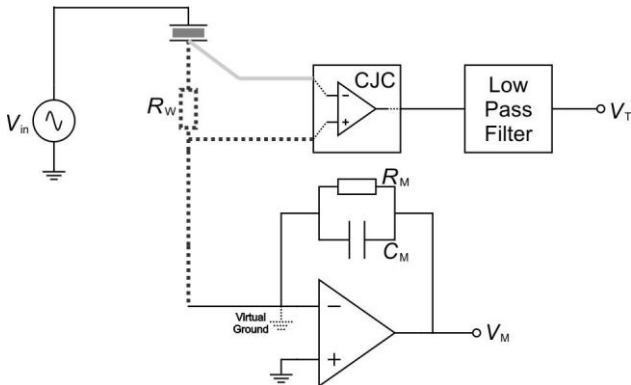


Bild 3 Aktiver Sawyer Tower zur Temperaturmessung (grau: Konstantan, gepunktet: Kupfer)

Es ist sehr wichtig, den Querschnitt und die Länge des Kupferdrahtes an der negativen Elektrode sorgsam zu dimensionieren, um den Drahtwiderstand zu reduzieren. Tatsächlich fließt der zum Betreiben des piezoelektrischen Materials benötigte Strom ausschließlich in den Kupferdrähten, da das Bauteil zur Kaltstellenkompensation (CJC, Cold Junction Compensation) eine sehr hohe Eingangsimpedanz aufweist. Dadurch entsteht ein Spannungsabfall an den Kupferdrähten und die CJC Einheit verstärkt die Summe der Seebeck Spannung und den Spannungsabfall an den Kupferdrähten mit ihrem Widerstand R_W (vergleiche hierzu Bild 3). Die von der CJC Einheit gelieferte Spannung V_T besteht demnach aus zwei Anteilen: der Seebeck Spannung, V_{sb} , und einer Spannung proportional zu dem Strom durch den piezoelektrischen Wandler. Der Spannungsabfall über R_W ist von der gleichen Größenordnung wie V_{sb} , weshalb diese herausgefiltert werden muss. Diese beiden Größen können unter der Annahme, dass der piezoelektrische Wandler dynamisch in einem begrenzten Frequenzbereich betrieben wird, entkoppelt werden. Da thermische Prozesse gewöhnlich sehr langsam sind und piezoelektrische Wandler dynamisch betrieben werden, ist es in der Regel möglich, den Spannungsabfall am Kupferdraht von der Spannung der CJC Einheit herauszufiltern.

Es ist zu erwähnen, dass das Verhältnis der Temperaturdifferenz ΔT und der Seebeck Spannung V_{sb} nichtlinear ist und ausgedrückt werden kann als

$$\Delta T = \sum_{n=0}^N a_n V_{sb}^n \quad (2)$$

wobei die Koeffizienten a_n von der Art des Thermoelementes abhängen. Die Kompensation der Nichtlinearität wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt, da es für die Verifizierung der vorgestellten Schaltung nicht von Interesse ist.

4 Experimentelle Validierung und Ergebnisse

Ein Prototyp dieser Schaltung wurde realisiert und an dem mehrschichtigen, piezoelektrischen Actuator PICMA P-885.10 von PI Ceramic, dessen Parameter in **Tabelle 1** aufgelistet sind, getestet. Bei der CJC Einheit handelt es sich um einen Chipsatz von Analog Devices mit der Bezeichnung AD849X. Der Tiefpassfilter ist als digitaler Filter der Ordnung 10 mit einer Grenzfrequenz von 40 Hz ausgelegt. Zur Implementierung wurde das DS1103 von dSpace eingesetzt. Darüber hinaus betragen die aktive Sawyer Tower Referenzkapazität C_M und der Messwiderstand R_M $20\mu\text{F}$ bzw. $10\text{M}\Omega$.

Tabelle 1 Parameter des PICMA P-885.10 von PI Ceramic

| Parameter | Wert |
|-----------------------------|-----------------------|
| Abmessungen | 5x5x9 mm ³ |
| maximale Spannung | 120 V |
| max. Verschiebung bei 120 V | 8 μm |
| Blockierkraft bei 120 V | 800 N |
| Steifigkeit | 100 N/ μm |
| elektrische Kapazität | 0.68 μF |

Als erste Validierung wurde der piezoelektrische Wandler unbelastet (unconstrained) in der Luft aufgehängt und von einer Sinusspannung mit einer Amplitude von 90 V bei einem Offset von 50 V und ausgewählten Frequenzen angesteuert. Die dynamische Betriebsspannung verursacht eine Temperaturänderung auf Grund der Eigenerwärmung durch Hystereseverluste.

Um dies zu verdeutlichen, wurde der Wandler mit verschiedenen Frequenzen im Bereich von 200 Hz bis 800 Hz angesteuert und mit Hilfe einer Wärmebildkamera für jede einzelne Frequenz eine Aufnahme erzeugt. In **Bild 4** kann die erwähnte Eigenerwärmung daher auch optisch nachempfunden werden. Je höher die Frequenz, desto höher die Temperatur.

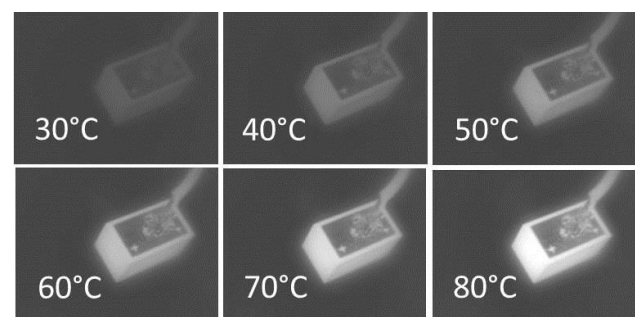


Bild 4 Eigenerwärmung des Piezoelektrischen Aktors unter der Wärmebildkamera

In **Bild 5** ist die gemessene Temperatur-Zeit-Charakteristik zu sehen, wobei der piezoelektrische Wandler mit einer Frequenz von 400 Hz angesteuert wird. Der skalare Faktor zwischen der gemessenen Spannung V_T und der Kelvin-Temperatur hängt von den Parametern der CJC Einheit ab, welche im Rahmen dieser Arbeit nicht näher bestimmt

wurden. Die Spannung V_T von $-1,39$ V entspricht der Raumtemperatur.

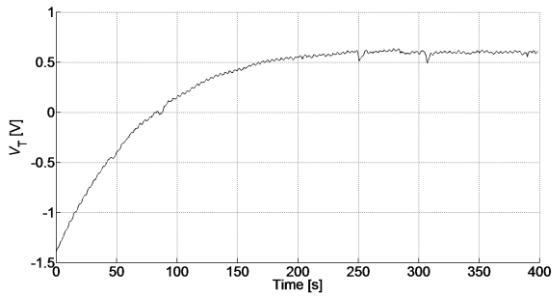


Bild 5 Temperatur-Zeit-Charakteristik

Wie Bild 5 zu entnehmen ist, ähnelt das Temperaturverhalten, wie erwartet, der Sprungantwort eines Systems erster Ordnung. Um zu überprüfen, wie Temperaturänderungen die piezoelektrische Kapazität beeinflussen, ist die eingespannte (clamped) Kapazität zu vier unterschiedlichen Zeitpunkten der Temperaturantwort aus Bild 5 gemessen worden. Das Hystereseverhalten der Kapazitäten wird in Bild 6 deutlich. Hier erfolgt die Messung des Hystereseverhaltens der Kapazitäten zu vier ausgewählten Temperaturspannungen V_T . Diese Temperaturspannungen beziehen sich jeweils auf die Zeitpunkte 0 s, 30 s, 90 s, und 400 s des in Bild 5 gezeigten Experimentes.

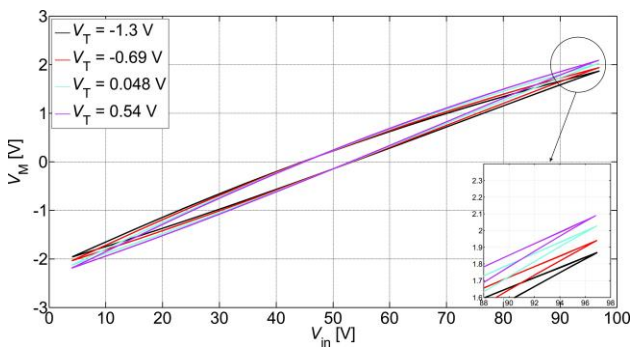


Bild 6 Piezoelektrische unbelastete Kapazität gemessen bei verschiedenen Temperaturen (betrieben bei 400 Hz)

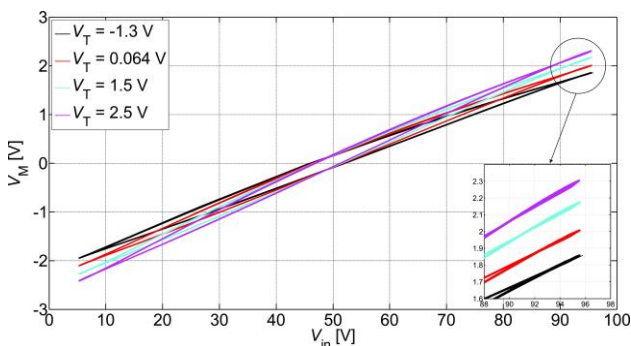


Bild 7 Piezoelektrische unbelastete Kapazität gemessen bei verschiedenen Temperaturen (betrieben bei 800 Hz)

Wie erwartet erhöht sich die Spitze-Spitze-Amplitude der Kapazität um 11,7% von der untersten zur höchsten Tem-

peratur. Bild 7 zeigt ähnliche Ergebnisse bei Betreiben des piezoelektrischen Wandlers bei 800 Hz im gleichen Spannungsbereich, welcher mehr Leistung beansprucht und daher zu höheren Temperaturen führt. In diesem Fall steigt die Kapazität um mehr als 23,9%, gegenüber dem bei Raumtemperatur gemessenen Wert.

Bisher wurde der piezoelektrische Wandler unter gleichbleibender Umgebungstemperatur – der Raumtemperatur – eingesetzt und die Eigenerwärmung auf Grund der Hystereseverluste untersucht. In den beiden folgenden Versuchen wird der Wandler in einem Temperaturschrank mechanisch unbelastet auf gehalten und verschiedenen Temperaturprofilen ausgesetzt.

Im ersten Versuch erfolgt eine schrittweise Erhöhung der Temperatur im Bereich von 0°C bis 100°C . Der Wandler wird nicht angesteuert, wodurch eine Eigenerwärmung auf Grund der Hystereseverluste ausgeschlossen werden kann, und die Temperaturspannung V_T aufgezeichnet. Die Tabelle 2 zeigt die entsprechenden Messwerte und in Bild 8 sind diese grafisch dargestellt. Wie erwartet ist der Verlauf weitestgehend linear.

Tabelle 2 Messung der Temperaturspannung im Temperaturschrank

| | | | | | | | |
|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| V_T [V] | -2,59 | -2,39 | -2,14 | -1,89 | -1,63 | -1,37 | -1,12 |
| T [°C] | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |

| | | | | | | | |
|-----------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|
| V_T [V] | -0,83 | -0,58 | -0,32 | -0,07 | 0,20 | 0,46 | 0,74 |
| T [°C] | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |

| | | | | | | | |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|
| V_T [V] | 1,00 | 1,26 | 1,52 | 1,78 | 2,05 | 2,33 | 2,60 |
| T [°C] | 70 | 75 | 80 | 85 | 90 | 95 | 100 |

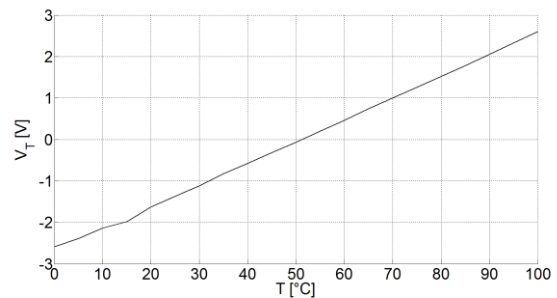


Bild 8 Temperaturspannung-Temperatur-Charakteristik

Im zweiten Versuch wird der piezoelektrische Wandler mit einer Sinusspannung von 100 V Amplitude bei einem Offset von 50 V und einer Frequenz von 400 Hz angesteuert. Die Ansteuerzeit ist dabei so kurz bemessen, dass eine Eigenerwärmung des piezoelektrischen Wandlers ausgeschlossen bzw. vernachlässigt werden kann. Mit Hilfe des Temperaturschranks werden verschiedene Temperaturen vorgegeben. Für jede einzelne dieser Temperaturen wird die Temperaturspannung V_T aufgezeichnet. In den Bildern 9-11 sind die charakteristischen Verläufe für verschiedene Temperaturen dargestellt, wobei im Gegensatz zu Bild 6 und Bild 7 nicht die Eigenerwärmung sondern die Umgebungstemperatur erfasst wird.

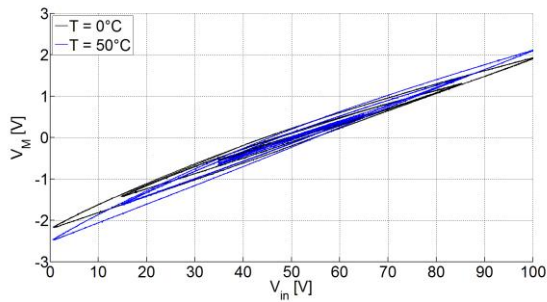


Bild 9 Piezoelektrische unbelastete Kapazität gemessen bei 0°C und 50°C Umgebungstemperatur

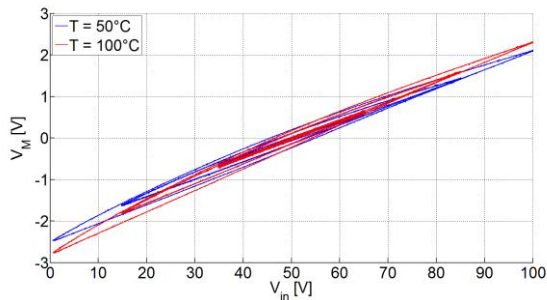


Bild 10 Piezoelektrische unbelastete Kapazität gemessen bei 50°C und 100°C Umgebungstemperatur

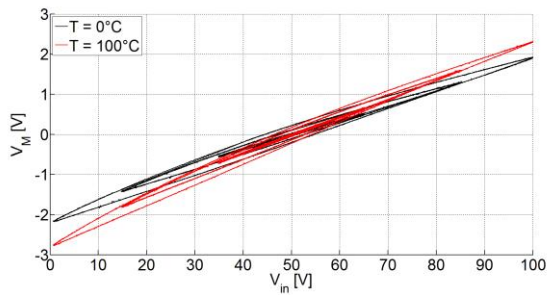


Bild 11 Piezoelektrische unbelastete Kapazität gemessen bei 0°C und 100°C Umgebungstemperatur

Diese Schaltung gemäß Bild 3 kann somit genutzt werden, um Temperaturänderungen des piezoelektrischen Materials über der Zeit nachvollziehen zu können.

Ein letztes Experiment wurde durchgeführt, um die gute Reproduzierbarkeit der Temperaturmessung aufzuzeigen. Zu diesem Zweck wurde ein Lüfter zum Herunterkühlen des piezoelektrischen Aktors eingesetzt. Der ausgewählte elektrische Lüfter kann bei niedriger Spannung (6 V) und hoher Spannung (12 V) betrieben werden, um einen geringeren oder einen höheren Luftstrom bereitzustellen. Der piezoelektrische Aktor, der an seinen Anschlussdrähten unbelastet in der Luft hängt, wurde bei 400 Hz betrieben, um eine Eigenerwärmung mit einer Spitze-Spitze-Amplitude von 90 V bei einem Offset von 50 V zu erzeugen. **Bild 12** zeigt das gemessene Temperaturverhalten über der Zeit.

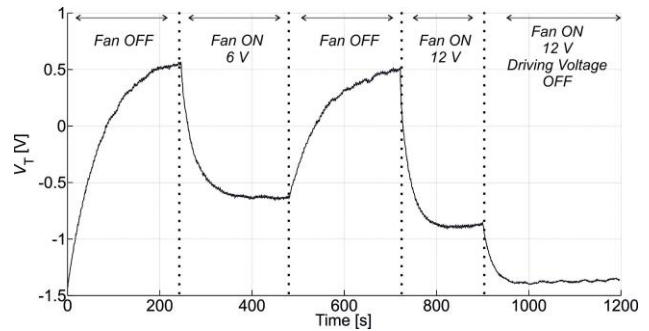


Bild 12 Temperaturspannung-Zeit-Charakteristik bei unterschiedlichen Lüfter Bedingungen, betrieben bei 400 Hz

Die gemessene Temperatur beginnt und endet, wie erwartet, bei Raumtemperatur (welche einem Wert von -1,39 V entsprechend dem Experiment aus Bild 5 entspricht), nachdem die Betriebsspannung ausgeschaltet ist. Wenn der Lüfter ausgeschaltet wird, schwingt sich die Temperatur immer auf den gleichen Wert, der bei 0,52 V liegt, ein, und dieser Wert repräsentiert die durch Eigenerwärmung maximal zu erreichende Temperatur von 61,1°C gemäß einer Linearen Interpolation der Werte aus Tabelle 2.

5 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird eine neue Technik zur gleichzeitigen Messung der Temperatur, der Spannung und der elektrischen Ladung eines piezoelektrischen Wandlers während seines Betriebes präsentiert und mit experimentellen Ergebnissen validiert. Die Technik basiert auf dem Seebeck Effekt durch Ausnutzung einer dritten Zuleitung, die an der negativen Elektrode des Aktors angelötet ist. Ein generellerer Ansatz würde darin bestehen, direkt ein Thermoelement an den piezoelektrischen Wandler zu löten. In diesem Fall würden vier Drähte benötigt, verglichen mit den Dreien, die in der hier präsentierten Arbeit benutzt werden.

Die beschriebene Schaltung ist hilfreich für diejenigen Anwendungen, bei denen der self sensing Actuator Temperaturänderungen erfährt. Tatsächlich benötigen self sensing Techniken, die ein mathematisches Modell zur Beschreibung des Verhaltens der piezoelektrischen Kapazität bei Temperaturänderungen verwenden, die Messung der Temperatur des piezoelektrischen Materials. Daher stellt die vorgestellte Technik zur Messung der Temperatur des piezoelektrischen Wandlers eine wichtige Verbesserung in diesem Bereich dar, zumal die Ausführung einfach umgesetzt werden kann, da neben einer Erweiterung der Auswerteschaltung nur eine Zuleitung hinzuzufügen ist.

6 Literatur

- [1] Janocha, H. (Ed): *Adaptronics and Smart Structures. Basics, Materials, Design and Applications*. Second, Revised Edition. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 2007, ISBN 978-3-540-71965-6.

- [2] Kuhnen, K., Janocha, H.: *Complex hysteresis modeling of a broad class of hysteresis actuator nonlinearities*. Proc. 8th Internat. Conf. New Actuators, S. 688-691, Bremen, 10-12 Juni 2002.
- [3] Cole, D. G., Clark, R. L.: *Adaptive Compensation of Piezoelectric Sensori-actuators*. Journal of Acoustical Society of America, Volume 95, Issue 5, S.665-672, 1994.
- [4] Grasso, E., Totaro, N., Janocha, H., Naso, D.: *Piezoelectric self sensing actuators for high voltage excitation*. Journal of Smart Materials and Structures, Vol. 22, No 6, Juli 2013.
- [5] Kuhnen, K.: *Modelling, Identification and Compensation of Complex Hysteretic Nonlinearities – A Modified Prandl-Ishlinskii Approach*. European Journal of Control. Vol. 9(4), S. 407-418, 2003
- [6] Newnham, R. E.: *Properties of Materials. Anisotropy, symmetry, structure*. Oxford University Press, 2005, ISBN 0-19-0852075-1.
- [7] Wolf, R. A., Troilier-McKinstry, S.: *Temperature dependence of the piezoelectric response in lead zirconate titanate films*. Journal of Applied Physics, Vol. 95, No. 3, S. 1397-1406, Februar 2004
- [8] Miclea, C. Tanasoiu, C., Amarande, L., Miclea, C. F., Plavitu, C., Cioangher, M., Trupina, L., Miclea, C. T., David, C.: *Effect of Temperature on the Main Piezoelectric Parameters of A Soft PZT Ceramic*. Romanian Journal of Information, Science and Technology, Vol. 10, No. 3, S. 243-250, 2007.
- [9] Grasso, E., Janocha H.: *Temperature Compensation Method for Piezoelectric Self Sensing Actuators*. Proc. 14th Internat. Conf. New Actuators, S. 643-646, Bremen, 23-25 Juni 2014.

Dielektrische Elastomer-Aktuatoren für industrielle Anwendungen

Dielectric Elastomer Actuators for Industrial Applications

M. Giousouf, T. Pointner, Festo AG & Co. KG, 73734 Esslingen, gio@de.festo.com

G. Stengel, S. Breisch, A. Price, ABB Forschungszentrum, 68526 Ladenburg, gregor.stengel@de.abb.com

J. Wagner, T. Feller, Bayer MaterialScience, 51368 Leverkusen, torsten.feller@bayer.com

H. Krüger, M. Wegener, M. Blümke, Fraunhofer IAP, 14476 Potsdam, hartmut.krueger@iap.fraunhofer.de

J. Maas, T. Hoffstadt, D. Tepel, Hochschule Ostwestfalen-Lippe, 32657 Lemgo, juergen.maas@hs-owl.de

Kurzfassung

Während erste Produkte mit dielektrischen Elastomer Aktoren ihren Weg in den Konsumermarkt finden, ist ihr Einsatz in industriellen Komponenten aufgrund der hohen Anforderungen noch nicht erreicht worden. Hierfür betreibt das DIELASTAR-Konsortium ein vom BMBF gefördertes Forschungsprojekt, um den Stand der Technik für dielektrische Elastomer Aktoren in industriellen Anwendungen am Beispiel von Pneumatikventilen und elektrischen Schützen zu untersuchen. Dieser Beitrag gibt einen umfassenden Überblick über den aktuellen Stand der Fortschritte in allen Bereichen der Wertschöpfungskette dieser neuartigen Aktor-Technologie, einschließlich der Polymerchemie, Elektrodenmaterialien und Produktionstechniken, der Modellierung und Simulation, sowie im Bereich der Leistungselektronik zur Ansteuerung der Aktoren und der Zukunftsaussichten für die Industrialisierung auf Basis von ersten Prototypen.

Abstract

While the functionality of dielectric elastomer actuators has been demonstrated through the first consumer products, their incorporation within industrial components with stringent requirements has not yet been achieved. To this end, the DIELASTAR consortium funded by the BMBF has been established to advance the state of technology for dielectric elastomer actuators in industrial applications like pneumatic valves and electrical switches. This contribution provides a comprehensive overview of the current state of consortium progress in all aspects of this new actuator technology including polymer chemistry, electrode materials and production technologies as well as modelling, simulation and power electronics for actuator control and future prospects for industrialization based on initial prototypes.

1 Einleitung

Dielektrische Elastomer-Aktoren (DEA) weisen im Vergleich zu anderen Aktorprinzipien eine relativ hohe Leistungsdichte mit entsprechend hohem elektro-mechanischen Wirkungsgrad auf. Während es erste Produkte für Konsumermärkte mit DEAs gibt und im Labormaßstab deren Funktionalität anhand von Prototypen für verschiedenste Anwendungen nachgewiesen werden konnte, so hat der Einzug von DEAs in industriellen Produkten mit den typisch hohen Leistungs- und Zuverlässigkeitsanforderungen noch nicht stattgefunden. Um speziell das industrielle Umfeld für Anwendungen mit DEAs zu untersuchen, wurde das Forschungskonsortium zum Projekt DIELASTAR (Dielektrische Elastomere für Stellaktoren) gegründet, um den Stand der Technik für DEAs im industriellen Umfeld über einen Zeitraum von drei Jahren ab 2012 voranzubringen.

Dieses multidisziplinäre Forschungskonsortium wird durch das Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) gefördert und besteht aus dem Forschungszentrum der ABB Deutschland, der Bayer MaterialScience AG, dem Fraunhofer-Institut für Angewandte Polymerforschung, der Hochschule Ostwestfalen-Lippe und der Festo AG & Co. KG. In diesem Artikel geben wir einen Überblick über den aktuellen Stand der Projektarbeit in allen wichtigen Aspekten der gestapelten DEA-Technologie, einschließlich signifikanter Verbesserung der dielektrischen Elastomeren aus Polyurethanen durch chemische Modifikationen [1], Elektrodenmaterialien und Produktionstechniken für Multilayer-DEAs [2], sowie der Modellierung und Simulation [3], der Leistungselektronik und ihren Regelungskonzepten für DEAs [4] und schließlich erste Designs von Prototypen sowie deren Optimierungspotentiale.

Für die breite Anwendung von DEAs sind gegenwärtig folgende wesentliche Hindernisse zu überwinden:

- a) die derzeit für die Erzielung der spezifizierten Kraft-Hub-Charakteristiken erforderlichen hohen Betriebsspannungen im kV-Bereich mit der Gefahr von elektrischen Durchschlägen im Elastomermaterial, was oft zum sofortigen Ausfall der DEAs führt.
- b) Konstanz der elektromechanischen Eigenschaften im Rahmen der typischen Umweltbedingungen im industriellen Umfeld über lange Zeitperioden, d.h. Langzeitstabilität.

Daher ist ein Ziel des Projektes, diese Anforderungen durch die Entwicklung neuartiger Polymer-Formulierungen mit verbesserten dielektrischen und mechanischen Eigenschaften zu erfüllen, die u.a. auch Voraussetzung dafür sind, die hohen Betriebsspannungen deutlich zu senken. Diese Fortschritte wurden durch die systematische Untersuchung von Elektrodenmaterialien und durch chemische Modifikationen von Polyurethan-Elastomeren erreicht. Dabei konnte die Energieeffizienz der DEAs mittels der Erhöhung der Permittivität deutlich verbessert werden. Begleitet wurden die Optimierungen durch modellbasierte Entwürfe und FEM-Simulationen für Multilayer-Aktoren. Ein weiterer Schwerpunkt der Forschungsarbeit betrifft die Untersuchung von wirtschaftlichen Herstellungsverfahren für gestapelte Aktoren in modularer Bauweise, so dass sich Aktoren mit unterschiedlichen Geometrien und Charakteristika auf einer einzigen Fertigungsanlage realisieren lassen. Damit soll der Übergang von der Fertigung im Labormaßstab mittels einer realisierten Pilotanlage zur Massenproduktion voran getrieben werden [2].

2 Modellierung der DEAs

Das Funktionsprinzip eines DEAs basiert auf dem elektrostatischen Druck. Hierbei wird der Elastomerfilm infolge der elektrischen Potentialdifferenz zwischen zwei nachgiebigen Elektroden in Richtung des elektrischen Feldes komprimiert und orthogonal dazu gestreckt. Unter Berücksichtigung der hyperelastischen Eigenschaften des Materials wird die durch die DEA-Aktorschicht erzeugte Kraft F_{act} hervorgerufen [3]:

$$F_{act} = \frac{A_0}{\lambda_z} \cdot \left[\varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r \cdot \frac{E_0^2}{\lambda_z^2} + \frac{Y}{3} \cdot \left(\lambda_z^2 - \frac{1}{\lambda_z} \right) \right]. \quad (1)$$

Dabei beschreiben A_0 die aktive Fläche, die mit nachgiebigen Elektroden versehen ist, Y den Elastizitätsmodul, λ_z das Streckverhältnis in Richtung der Aktuation, E_0 die anfängliche elektrische Feldstärke und ε_r die relative Dielektrizitätskonstante des Polymermaterials.

Im Hinblick auf spezifische Anwendungen, wie Pneumatikventile [5] oder elektrische Schaltelemente [6], gibt es hierbei zwei wichtige Kenngrößen:

- die Blockierkraft F_B , die sich bei nicht deformierten DEA mit $F_{act}(\lambda_z = 1)$ ergibt und
- die Leerlaufstreckung $\lambda_{z,L}$, die sich ohne Gegenkraft gemäß $\lambda_z(F_{act} = 0)$ einstellt.

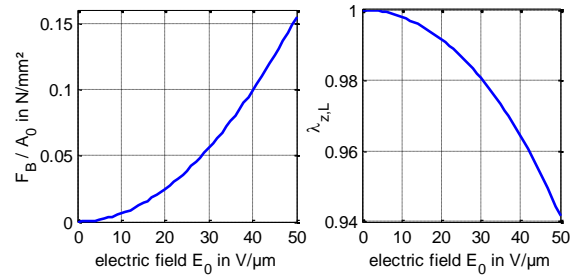


Bild 1 Blockierkraft und kraftfreie Kompression (Leerlaufstreckung) des DEAs als Funktion der elektrischen Feldstärke.

Mittels der obigen Gleichung, die vereinfachende Annahmen voraussetzt [3], sind die Blockierkraft F_B und die Leerlaufstreckung $\lambda_{z,L}$ bezogen auf die aktive, mit Elektrode versehene Fläche A_0 in **Bild 1** dargestellt. Dabei ist auch die typische Abhängigkeit dieser Größen vom Quadrat der elektrischen Feldstärke für ein Elastomer mit einer Permittivität von 7 und einem Elastizitätsmodul von 3 MPa gemäß Gl. (1) ersichtlich. Gegenwärtige Schichtdicken der Elastomerfilme liegen im Bereich von 50 μm , so dass der Hub bei angelegter Spannung nur wenige μm beträgt. Um praktisch nutzbare Hübe mit entsprechend hohen Kräften zu erzielen, müssen somit die Elastomerfilme zu gestapelten Multilayer-Aktoren verarbeitet werden.

3 Materialmodifizierung

Ein wesentliches Ziel für die Entwicklung von DEAs ist die signifikante Reduzierung der Betriebsspannung, wobei diese gegenwärtig für die hier genannten Anwendungen im Bereich von 2 – 3 kV liegt. Aus wirtschaftlichen Gründen sind jedoch Betriebsspannungen von kleiner 1 kV, idealerweise sogar unter 600 V erwünscht. Bei gleichbleibender elektrischer Feldstärke kann dies durch den Einsatz dünnerer Elastomerfilme erzielt werden. Eine andere Möglichkeit besteht in der Erhöhung der relativen Dielektrizitätskonstante ε_r des Elastomermaterials, um hierdurch den elektrostatischen Druck zu vergrößern. Dies kann durch chemische Modifikationen im Polyurethan (PU) mittels eines neuartigen am Fraunhofer IAP entwickelten Konzeptes durchgeführt werden. Durch den Einsatz von organischen Dipolen, die kovalent in die Polymermatrix eingebaut wurden, konnte eine deutliche Erhöhung von ε_r um den Faktor von etwa 2 erzielt werden (**Bild 2**).

Bei der chemischen Erhöhung der relativen Dielektrizitätskonstante muss berücksichtigt werden, dass die anderen Materialeigenschaften wie Durchschlagsfestigkeit, Elastizität, Temperatur-

Einsatzbereich, Lebensdauer usw. nicht negativ beeinflusst werden.

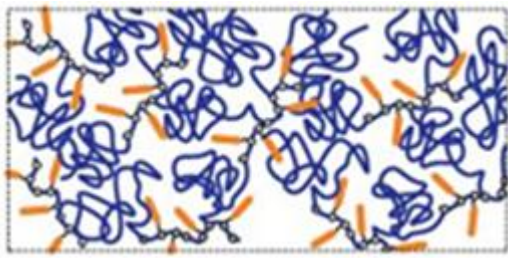


Bild 2 Dipol-modifiziertes Elastomer-Molekül-Netzwerk.

Normalerweise führt eine Erhöhung der relativen Dielektrizitätszahl zu einer Abnahme der elektrischen Durchschlagsfestigkeit z. B. aufgrund der Zunahme der Ladungsträgermobilität. Bis heute wurden diesbezüglich vor allem Acrylat- und Silikon-Elastomere näher untersucht, die kommerziell als Filme mit ausreichend geringer Dicke und hoher Qualität verfügbar sind.

Acrylat-Elastomere weisen eine relativ hohe Glasübergangstemperatur auf. Daher wurden in diesem Projekt Elastomere auf der Basis von Silikon- und Polyurethanen mit verbesserten Eigenschaften durch Variation der Molekülstrukturen und mit verschiedenen Arten von Füllstoffen untersucht.

Ausgehend von bekannten Polyurethan-Elastomeren wurden durch systematische Variation der additiven Molekül-Netzwerkssysteme Materialien mit niedriger Glasübergangstemperatur, hoher Dielektrizitätskonstante und hoher dielektrischer Durchschlagsfestigkeit erreicht. Die Spannungsrelaxation konnte auf ein niedriges Niveau gesenkt werden, so dass diese Filme bis zu 10 Millionen Dehnungszyklen ohne nennenswerte verbleibende Verformung (Hysterese) zeigen. Ein Überblick über die erzielten Materialeigenschaften der Polyurethan-Elastomere ist in **Bild 3** und **Bild 4** wiedergegeben.

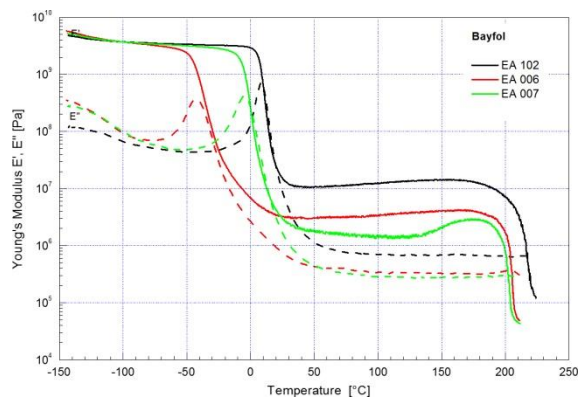


Bild 3 Elastizitätsmodul von modifizierten Polyurethan-Elastomeren als Funktion der Temperatur.

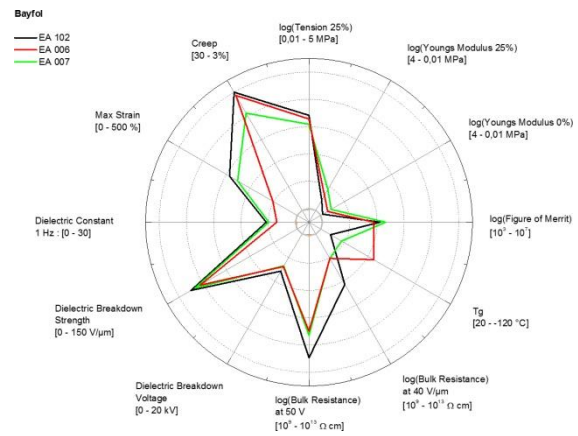


Bild 4 Darstellung der Eigenschaften für 3 unterschiedlich modifizierte PU-Elastomere.

4 Herstellungsprozess

Der Fertigungsprozess für eine automatisierte Herstellung von DEAs ist in **Bild 5** illustriert [2]. Dabei war ein wesentliches Ziel des automatisierten Herstellungsverfahrens die auf Rolle vorliegende Polymerfolie zu mechanisch gestapelten Multilayer-DEAs mit unterschiedlichen Geometrien sowie reproduzierbaren und homogenen Eigenschaften zu verarbeiten.

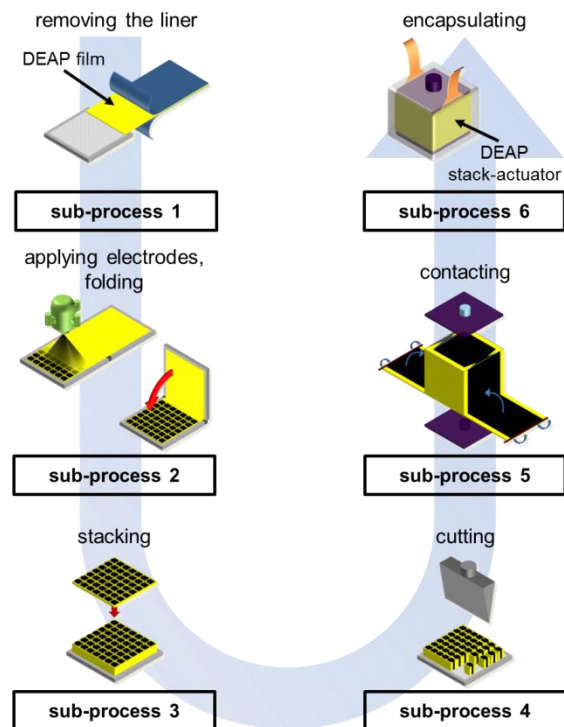


Bild 5 Schematische Darstellung des Fertigungsprozesses mit automatisierter Stapelung der Elastomerfilme.

Dazu wird im ersten Schritt der Elastomerfilm vom Liner (Trägerfolie) gelöst und das Material ohne Einbringen mechanischer Spannungen oder Verformungen auf einer Vakuum-Platte planar fixiert. Anschliessend erfolgt die erste Elektrodenstrukturie-

rung auf der halben Folienfläche mittels eines Sprühprozesses, bei dem Grafit als Elektrodenmaterial verwendet wird. Im Anschluss wird die Folie gefaltet und die Rückseite der gefalteten Folienhälfte mit weiteren Elektroden strukturiert. Dieser Prozess wird mehrfach wiederholt, bis $2^3 = 8$ Folien Ebenen vorliegen. Durch das Falten der sehr dünnen Folie zu einem dickeren Folienverbund wird das Handling für die nachfolgenden Prozessschritte vereinfacht. Diese Folienverbände werden danach nochmals gestapelt bis die gewünschte Aktorhöhe erreicht ist. Die Folienverbände werden mittels Ultraschallschneiden zu einzelnen DEAs vereinzelt. Anschließend erfolgt die durchgehende Kontaktierung aller Elektroden mittels einer Folienwicklung mit innenseitiger Elektrodenbeschichtung als Verkapselung, wobei zugleich die Außenanschlüsse dieses Aktormoduls kontaktiert werden. In **Bild 6** ist der bisher realisierte und in Betrieb genommene Fertigungsprozess zu sehen, der die Teilprozesse „Folie abwickeln und vom Liner lösen“, „Elektrode aufbringen und falten“ sowie „Folienverbände stapeln“ und „Ausschneiden der einzelnen DEAs“ umfasst. Ein auf diese Weise hergestellter DEA ist in **Bild 7** gezeigt [2].

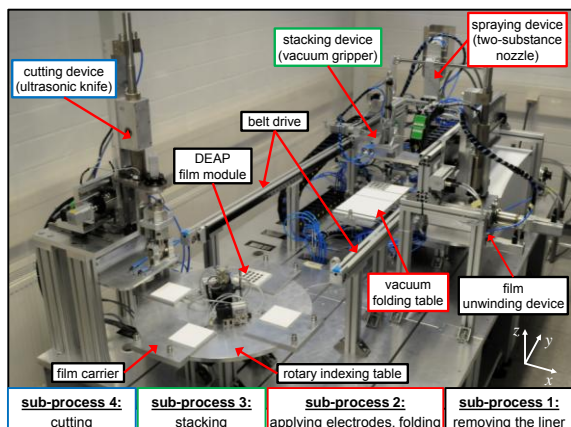
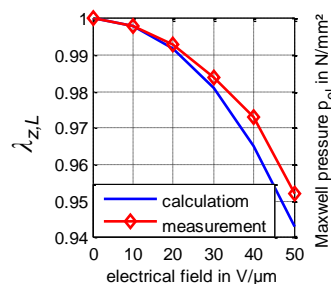


Bild 6 Realisierter Fertigungsprozess zur Herstellung von gestapelten Multilayer-DEAs aus Polymerfolien.



Bild 7 Erster Prototyp eines gestapelten DEA und seine Leerlaufstreckung.



5 Leistungselektronik und Regelung

Ein bidirektionaler Flyback-DC-DC-Wandler wurde zur energieeffizienten Ansteuerung dieser DEAs entwickelt (**Bild 8**), [4]. Der Aufbau ist vorteilhaft hinsichtlich der relativ geringen Anzahl von eingesetzten elektronischen Bauelementen. Damit lassen sich die erforderlichen Ausgangsspannungen im kV-Bereich aus niedriger Eingangsspannung, wie z.B. der Industriegespannung von 24 V, mit ausreichender Leistung zur Verfügung stellen. Unter Berücksichtigung der Eigenschaften des DEA wurde für diese Elektronik eine kaskadierte Spannungsregelung entworfen. Der innere Stromregelkreis kann dabei sensorlos ausgeführt werden, sodass lediglich eine Messung der Spannung erforderlich ist.

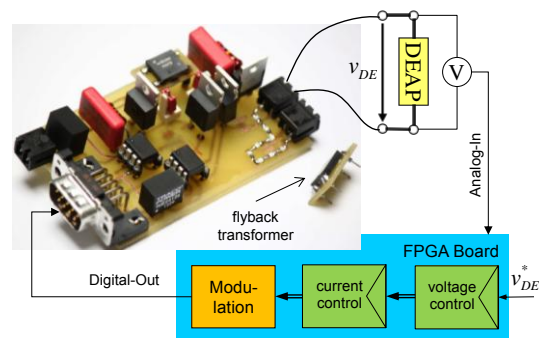


Bild 8 Prototyp des entwickelten bidirektionalen Flyback-DC-DC-Wandlers.

Mit der entwickelten Leistungselektronik kann ein DEA mit einer Kapazität von $C_p = 100 \text{ nF}$ innerhalb von ca. 5 ms auf eine Spannung von 2,5 kV aufgeladen werden, während beim Entladen aufgrund der bidirektionalen Ausführung die in der DEA-Kapazität gespeicherte Energie zurückgewonnen wird. Ein gemessener Spannungsverlauf ist in **Bild 9** zu sehen.

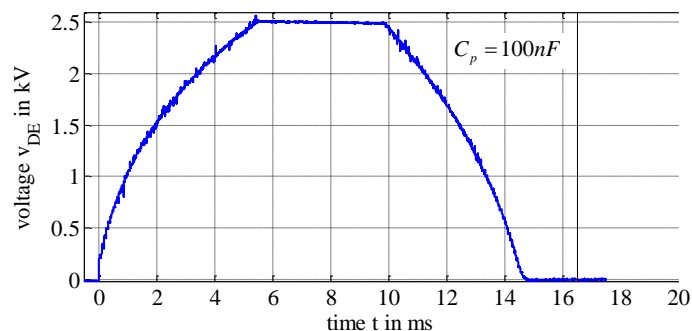


Bild 9 Laden und Entladen eines DEAs mit 100 nF auf 2,5 kV mit der entwickelten Leistungselektronik.

In einer weiteren Ausbaustufe der Ansteuerelektronik können für Positionierungsanwendungen die DEAs nach dem Prinzip des „Self-Sensing“ selbst als Sensoren dienen, indem der momentane Deh-

nungszustand über die elektrischen Parameter wie der Kapazität ausgewertet wird [7]. Somit sind keine zusätzlichen externen Sensoren erforderlich.

6 Pneumatische Ventile mit DEAs

Ein konventionelles Pneumatikventil wird in den meisten Fällen mit einem elektromagnetischen Antrieb betätigt. Dieses verursacht jedoch einen relativ hohen Stromverbrauch und entwickelt dadurch auch oft unerwünschte Wärmeverluste, insbesondere in Ventilinseln. Außerdem ist es aufgrund der typischen Schaltcharakteristik von Elektromagneten nicht ohne Weiteres möglich, diese Ventile zur Proportionalsteuerung von Durchflüssen zu verwenden.

Mit den hier gezeigten DEAs ist es dagegen vergleichsweise einfach, Ventile mit proportionalen Steuerung aufzubauen. In **Bild 10** sind solche 2/2-Wege Ventile schematisch gezeigt, in denen DEAs über ihren Hub die Öffnung an einer Ventildüse kontrollieren und somit den pneumatischen Durchfluss regeln. Weitere Vorteile der DEAs sind neben dem einfachen Ventilaufbau, eine im Vergleich zum Elektromagneten, deutlich verbesserte Energieeffizienz und das höhere Kostensenkungspotenzial durch die Unabhängigkeit von Rohstoffen wie Kupfer und ferromagnetischen Materialien.

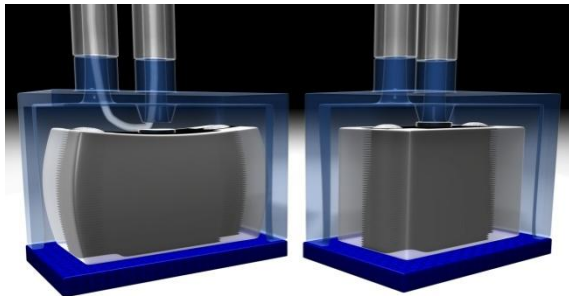


Bild 10 Schematische Darstellung von direkt schaltenden Pneumatikventilen mit 2/2-Wege-Funktion.

Bild 11 zeigt einen ersten Prototypen dieser direkt schaltenden 2/2-Wegeventile mit DEAs in Modulbauweise. Diese Module können kombiniert werden, um verschiedene pneumatische Schaltfunktionen zu realisieren, wie z.B. ein 5/3-Wegeventil unter Verwendung von 4 in Reihe geschalteten Modulen, aufgebaut auf einer Fluidverteilerplatte. Die Hochspannungserzeugung wird hierbei im Gegensatz zu bereits in der Vergangenheit realisierten DEA-Ventilen nicht ins Gehäuse integriert [8]. Nach heutigem Stand ist es unter anderem auch aus wirtschaftlichen Gründen von Vorteil, wenn eine zentrale Hochspannungsversorgung alle DEA-Ventile als Ventilinsel, mittels individueller Ansteuerung versorgt.

Im Weiteren ist es auch möglich, ein herkömmliches kommerzielles Ventil mit einem Elektromagnetantrieb umzubauen, in dem die Magnetspule entfernt und durch ein Modul, bestehend aus einem schmalbauenden DEA und integrierter Leistungselektronik, ersetzt wird. In diesem Fall wirkt der DEA direkt auf den Ventilmechanismus. Mit diesem Aufbau lässt sich ebenfalls ein Proportionalverhalten realisieren. Erste Prototypen dieser Bauweise zeigen eine Reduktion der Leistungsaufnahme um den Faktor 5 – 6, wobei mit der in **Bild 8** dargestellten Ansteuerlektronik eine noch bessere Energieeffizienz erzielt werden kann.

In weiterer Zukunft besteht eine dringende Notwendigkeit die Betriebsspannung der DEAs zu verringern. Derzeit verhindern die erforderlichen hohen Spannungen im Bereich von 2 kV die Verwendung von kostengünstigen elektronischen Bauelementen für die Ansteuerung der DEAs und damit auch die Realisierung von Baugruppen mit attraktivem Preis-Leistungs-Verhältnis.



Bild 11 2/2-Wege DEA-Ventil-Demonstratoren in Modulbauweise.

7 Schütze mit DEAs

Die zuvor genannten Vorteile von DEAs hinsichtlich ihrer Energieeffizienz und der Unabhängigkeit von kostspieligen Rohstoffen gelten auch im Falle von elektrischen Schaltern (z.B. Schütze) für die Automatisierungsindustrie.

Die Auslegung des Aktors erfolgte mittels eines Mehrkörperdynamik-Modells, welches neben der Starrkörperdynamik der beteiligten Schalterkomponenten auch das nicht-lineare Verhalten des viskoelastischen Materials berücksichtigt. In einem nachgeschalteten Schritt wurden dann Parameter, die durch die Konstruktion und den Aufbau beeinflussbar sind, optimiert [9]. Die weiterführenden Arbeiten beschäftigen sich mit den noch nicht hinreichend untersuchten Effekten des DEA, wie z.B. das Langzeitverhalten oder die Schaltdynamik. Ein weiterer Aspekt besteht in der Miniaturisierung und Integration der Hochspannungs-Leistungselektronik, die einen geringen Bauraum benötigt und eine hohe Schaltdynamik für die Anwendung bereitstellt. **Bild 12** zeigt einen ersten Prototyp eines Klein-

schützes anhand dessen die Performance und das Packaging getestet wurden.

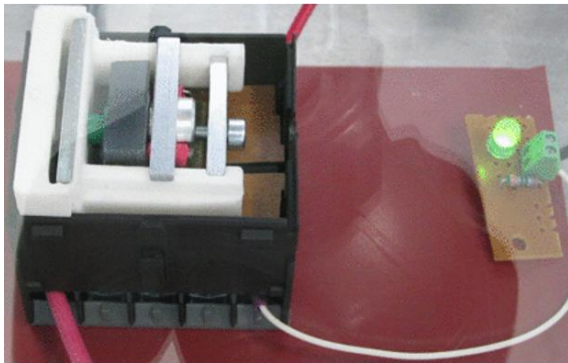


Bild 12 Prototyp eines mittels DEA betriebenen Schützes im Betrieb.

8 Zusammenfassung

Die im DIELASTAR-Konsortium erarbeiteten Ergebnisse haben einen wesentlichen Beitrag zu der Weiterentwicklung von DEAs für industrielle Anwendungen geleistet. Insbesondere wurden mit DEAs Pneumatikventile und elektrische Schalter realisiert und untersucht. Dabei konnten die Vorteile, wie deutlich gesteigerte Energieeffizienz im Vergleich zu konventionellen elektromagnetischen Antrieben, gezeigt werden. Im Falle von Pneumatikventilen ist die Proportional-Steuerung infolge der kontinuierlichen Steuercharakteristik ein weiterer Vorteil. Über die industriellen Anwendungen - mit ihren typisch hohen Anforderungen hinsichtlich Robustheit – hinaus, sind die hier erzielten Ergebnisse auch für andere Anwendungsbereiche, wie z.B. bei den weit verbreiteten Konsumertprodukten mit integrierten DEAs, relevant.

9 Literatur

- [1] Kussmaul, B., Risse, S., Kofod, G., Waché, R., Wegener, M., McCarthy, D., Krüger, H., Gerhard, R. *Adv. Funct. Mater.*, 21, pp. 4589–4594, 2011.
- [2] Tepel, D., Hoffstadt, T., Maas, J., *Actuator Design and Automated Manufacturing Process for DEAP Multilayer Stack-Actuators*, ACTUATOR 14, 2014.
- [3] Hoffstadt, T., Tepel, D., Maas, J., *Model-based Design Optimization Rules of DEAP Actuators*, ACTUATOR 14, 2014.
- [4] Hoffstadt, T., Maas, J., *Optimized control for a Flyback-Converter for bidirectional feeding of DEAP transducers*, SPIE Smart Structures/NDE, 2014.

- [5] Giousouf, M., *Dielectric elastomer actuators - potential use in automation technology*, ACTUATOR 12, pp. 358–361, 2012.
- [6] Price, A.D.; Egger, H.; Giousouf, M.; Krause, J.; Krüger, H., Maas, J.: *Advancement of dielectric elastomer actuators towards industrial applications*, 14th International Conference on New Actuators - ACTUATOR 14, 2014.
- [7] Hoffstadt, T., Griese, M., Maas, J., *Online Identification Algorithms for integrated DEAP Sensors and Self-Sensing Concepts*, Smart Materials and Structures, Vol. 23 (10), 104007, 2014.
- [8] Giousouf, M., Kovacs, G., *Dielectric elastomer actuators used for pneumatic valve technology*, Smart Materials and Structures, 22, 2013.
- [9] Price, A., *Evolutionary algorithms for the multi-objective optimization of stacked DEAs*, SPIE Smart Structures/NDE, 86870T, 2013.

Danksagung

Wir bedanken uns beim Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) für die Förderung des Forschungsprojektes "DIELASTAR - Dielektrische Elastomere für Stellaktoren" (FKZ: 13X4011).

Entwicklung einer durch dielektrische elektroaktive Polymeraktoren (DEAP) angetriebenen Hochgeschwindigkeitsmikropositionierbühne.

Development of a High Speed Micro-Positioning Stage Driven by Dielectric Electro-Active Polymer (DEAP) Actuators

Steffen Hau, Micah Hodgins, Gianluca Rizzello, Alex York, Stefan Seelecke

Universität des Saarlandes, Fachbereich Mechatronik, Lehrstuhl für unkonventionelle Aktorik, Saarbrücken, Deutschland

Kurzfassung

Neben Pumpen, Ventilen oder Lautsprechern sind Mikropositioniersysteme eine interessante Anwendung für DEAPs. Die Mehrheit der kommerziellen Mikropositioniersysteme nutzen piezoelektrische Aktoren. Diese sind zwar schnell (bis in den MHz-Bereich) und erreichen hohe Kräfte (ca. 30 N/mm²), sind jedoch im Hub (0,1 bis 0,15% der Aktorlänge) sehr begrenzt [1]. Bei einer Vergrößerung des Hubs mittels Übersetzung bleibt eine Bauraum- und Gewichtszunahme nicht aus. Membran DEAPs hingegen erreichen größere Hübe (mm-Bereich) und können mittels Geometrieskalierung auf die Anwendung angepasst werden. Zur Erhöhung der Kraft der Aktoren, können diese auch gestapelt werden. In dieser Arbeit wird eine unidirektionale Positionierbühne mit DEAPs als Antrieb vorgestellt. Der Fokus liegt dabei auf dem Design, der Herstellung und der Ansteuerung des Systems. Nach der Bestimmung der Systemeigenschaften wurde eine Steuerung implementiert. Ohne Regelung kann die Positionierbühne einer Trajektorie zwischen $\pm 200 \mu\text{m}$ bei 1 Hz und $\pm 40 \mu\text{m}$ mit hoher Genauigkeit folgen. Der Positionierfehler beträgt dabei weniger als $\pm 5 \mu\text{m}$ bzw. $\pm 2 \mu\text{m}$.

Abstract

One application for a DEAP actuators is in micro-positioning systems. There are currently many micro-positioning systems on the market, most of which use piezoelectric actuators to drive flexure stages. These actuators have high speed (up to MHz-range) and force (approx. 30 N/mm²), but low stroke (0.1 to 0.15% of actuator length) [1]. Amplification systems are needed to boost the stroke. These amplification systems can add undesired volume and weight to the system. DEAPs however are capable of large actuation stroke (mm-range) and can be scaled to meet the desired micro-positioning application. Higher forces can also be generated by stacking DEAP actuators. Here in this work two circular DEAP actuators are used to drive a one-directional flexure system. This is a generic system and can be used for example in scanning and position control. The DEAPs are coupled antagonistically and provide push-pull forces on the custom built compliant stage. This work focuses on the design, fabrication, experimentation and control of the system. The system was identified and feed forward control was implemented. The unloaded stage was capable of closely following triangle trajectories of $\pm 200 \mu\text{m}$ at 1 Hz and $\pm 40 \mu\text{m}$ at frequencies of 60 Hz. The maximum error was $\pm 5 \mu\text{m}$ and as low as $\pm 2 \mu\text{m}$.

1 Einleitung

Unter dem Begriff der elektroaktiven Polymere (EAP) werden hauptsächlich zwei unterschiedliche Arten von Polymeren zusammengefasst – ionische und elektrische. Ionische EAPs basieren auf dem Prinzip von beweglichen Ionen innerhalb eines Elektrolyten. Durch Anlegen einer elektrischen Spannung können diese Ionen in das Polymer, welches dadurch anschwillt, bzw. aus dem Polymer bewegt werden. Diese Volumenänderung kann zur Bewegungserzeugung genutzt werden. Elektrische EAPs hingegen unterteilen sich wiederum in ferroelektrische und dielektrische EAPs. Ferroelektrische EAPs nutzen den piezoelektrischen Effekt während die dielektrischen EAPs Coulomb-Kräfte ausnutzen [2, 3]. Als Aktoren für die Positionierbühne werden dielektrische elektroaktive Polymere (DEAP) eingesetzt.

DEAPs bestehen in der Regel aus zwei flächigen dehnbaren Elektroden, die durch eine nichtleitende Elastomerfolie (aus z. B. Silikon, Acryl, Polyurethan [3]) getrennt sind und somit einen Kondensator formen. Eine an die Elektroden angelegte elektrische Spannung führt daher auf den Elektroden zur Bildung von elektrischen Ladungen. Die von den Ladungen ausgehenden coulombschen Kräfte bewirken eine gegenseitige Anziehung der Elektroden auf Ober- und Unterseite. Hieraus resultiert eine Dickenänderung der Elastomerfolie, worauf sich aufgrund der Inkompressibilität des Elastomerfilms die Fläche vergrößert (siehe **Bild 1**). Die Betriebsspannung liegt in der Regel zwischen 1 und 10 kV [4].

DEAPs sind eine vielversprechende Technologie, um leichte, energieeffiziente und skalierbare Aktuatoren und Sensoren herzustellen [4]. Neben der nachfolgenden Posi-

tionierbühne, sind z. B. Pumpen, optische Schalter, Brailledisplays und Lautsprecher wie sie von O'Halloran et al. [2] beschrieben werden, als potentielle Aktoranwendungen zu nennen. In [5, 6] werden jedoch auch Sensoranwendungen für Druck und Gewicht beschrieben.

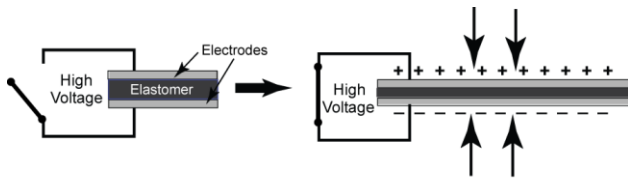


Bild 1 DEAP vor (li.) und nach anlegen der Spannung (re.). Durch die auf die Ladung wirkenden Coulomb-Kräfte wird der Elastomerfilm zusammengepresst und die Fläche nimmt zu.

Die nachfolgende Veröffentlichung beschäftigt sich mit dem Entwurf, der Herstellung sowie der Charakterisierung und der Ansteuerung eines Prototyps einer Hochgeschwindigkeitsmikropositionierbühne. Diese soll einer vorgegebenen unidirektionalen Trajektorie von $\pm 40 \mu\text{m}$ bei einer Frequenz von bis zu 60 Hz folgen können. Die Abweichung zur vorgegebenen Trajektorie sollte hierbei kleiner als $\pm 3 \mu\text{m}$ sein.

Als Antrieb liegt für eine solche Anwendung die Verwendung von Piezoaktoren nahe. Diese verfügen über hohe Kräfte (ca. 30 N/mm^2), jedoch ohne zusätzliche Übersetzung, nur über geringe Hübe (0,1 bis 0,15% der Aktorlänge) [1]. Eine zusätzliche Übersetzung erhöht das Gewicht, die Anzahl der bewegten Teile und vergrößert den benötigten Bauraum. DEAP Aktoren hingegen verfügen über einen ausreichenden Hub und können dennoch sehr schnell angesteuert werden. Zudem sind DEAP Aktoren sehr leicht, günstig in der Herstellung und beanspruchen nur einen geringen Bauraum.

Neben dem DEAP-Aktor wird im Folgenden auch näher auf die Entwicklung eines, zur Performance des DEAP-Aktor passenden, Festkörpergelenks eingegangen. Denn nur durch eine Betrachtung des Gesamtsystems können die oben genannten Anforderungen erfüllt werden.

2 Entwurf und Aufbau der Positionierbühne

Das Grundkonzept der Positionierbühne besteht aus einem Aktor, der ein Festkörpergelenk in zwei Richtungen auslenken kann (siehe **Bild 2**). Das Festkörpergelenk dient hierbei der Aufhängung des Probestisches, sowie der Einschränkung der Freiheitsgrade der Bewegung auf eine Raumrichtung. Obwohl ein DEAP bereits ausreichend Hub liefert, wird eine Protagonist-Antagonist-Konfiguration für den Aktor gewählt. Dies gewährleistet, dass sich die Positionierbühne im spannungsfreien Zustand in der Nulllage befindet (siehe **Bild 6**). Sowohl der Aktor als auch das Festkörpergelenk sind als Einschub entworfen (siehe **Bild 3**) und lassen sich dadurch bei einem Defekt schnell und einfach austauschen.

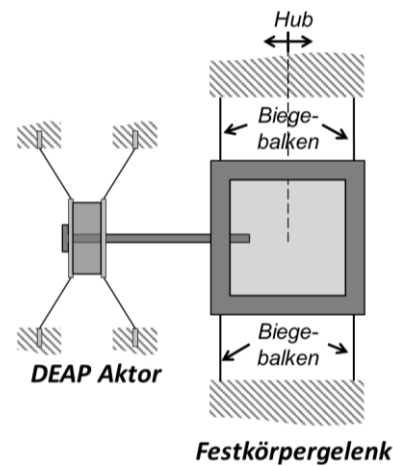


Bild 2 Skizze des Entwurfs für das Positioniersystem. Der DEAP Aktor besteht aus zwei gegeneinander verspannten Membran DEAPs.

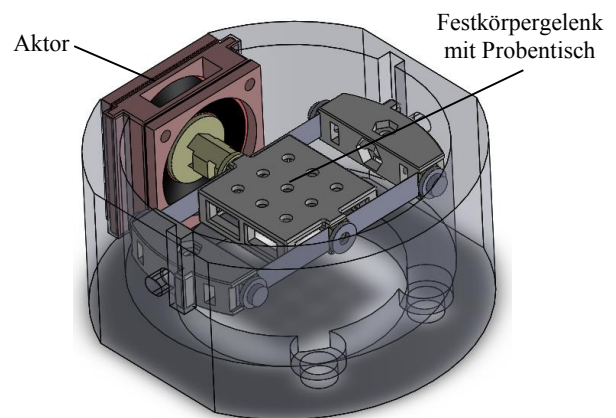


Bild 3 Modularer Aufbau des Positioniertisches in der Halterung (transparent). Aktormodul (rot), Festkörpergelenk (grau) sowie das Verbindungsstück (gelb) sind als Einschub austauschbar.

2.1 Der Aktor

Als aktive Teile des Aktors werden sogenannte Membran DEAPs (im folgenden Text nur noch als DEAP bezeichnet) verwendet. Diese bestehen aus einem Elastomerfilm, auf den beidseitig Elektroden und ein steifer Rahmen aufgebracht sind. Durch eine geeignete Vorspannung dieser DEAPs lässt sich eine Bewegung aus der Ebene erzeugen (Funktionsweise siehe **Bild 4**).

Wie bereits erwähnt wurde eine Protagonist-Antagonist-Konfiguration für den Aktor gewählt. Dazu wird der äußere Rahmen zweier DEAPs jeweils seitlich auf das Einschubgehäuse des Aktors geschraubt. Die Schrauben werden gleichzeitig zur elektrischen Kontaktierung genutzt. Anschließend können die beiden inneren Rahmen der DEAPs gegeneinander verspannt werden. Einen Abstandhalter zwischen den inneren Rahmen ermöglicht die Einstellung der Vorspannung der DEAPs (siehe **Bild 5**). Über eine Schraube durch die Mitte des inneren Rahmens und ein Verbindungsstück wird der Aktor mit dem Festkörpergelenk verbunden.

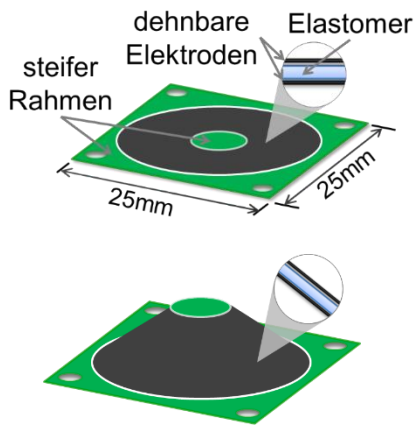


Bild 4 Skizze des verwendeten DEAPs – flach oben und vorgespannt unten. Durch Anlegen einer Spannung kann der vorgespannte DEAP weiter aus der Ebene ausgelenkt werden.

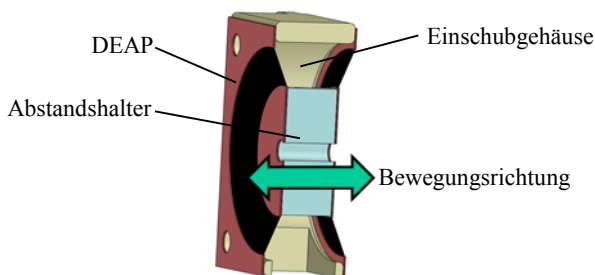


Bild 5 Schnitt durch einen Aktoreinschub mit DEAPs (rot-schwarz), Einschubgehäuse (gelb) und Abstandshalter (blau).

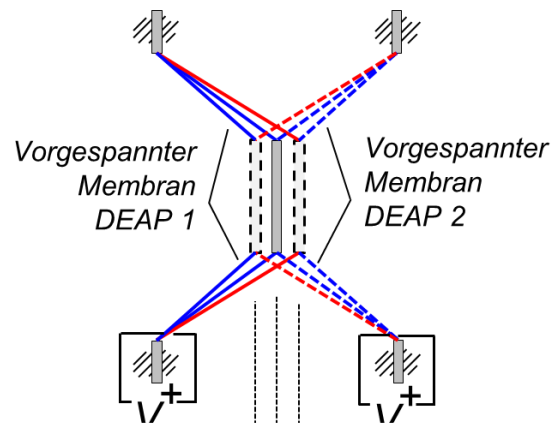
Wird nun einer der beiden DEAPs durch Anlegen einer elektrischen Spannung aktiviert vergrößert sich dessen Membranfläche – er wird „weicher“. In diesem Moment wirkt der inaktive DEAP wie eine vorgespannte Zugfeder und zieht den inneren Teil des Aktors in seine Richtung (siehe **Bild 6** oben). Durch dieses Wechselspiel der beiden DEAPs wird eine Auslenkung um die Nulllage ermöglicht. **Bild 6** Mitte verdeutlicht dies am Kräftegleichgewicht zwischen den beiden DEAPs für verschiedene Aktivierungszustände.

Die Aktorkraft (**Bild 6** unten), also die Kraft die der Aktor auf eine externe Last ausüben kann, berechnet sich nach folgender Differenz:

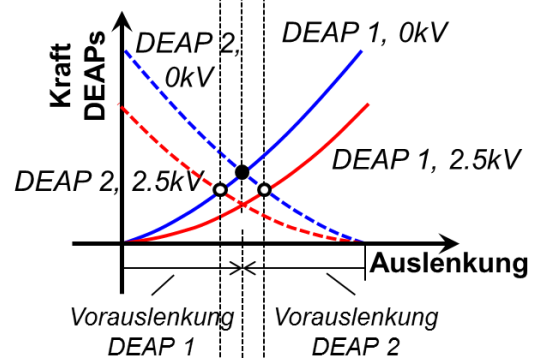
$$F_{Aktor} = F_{DEAP2} - F_{DEAP1} \quad (1)$$

Hierbei wird vorausgesetzt, dass ein positives F_{Aktor} eine Zugkraft und eine negatives F_{Aktor} eine Druckkraft auf eine externe Last (hier: das Festkörpergelenk) ausübt. **Bild 7** zeigt die möglichen Gleichgewichtspunkte zwischen Aktor- und Festkörpergelenkkraft.

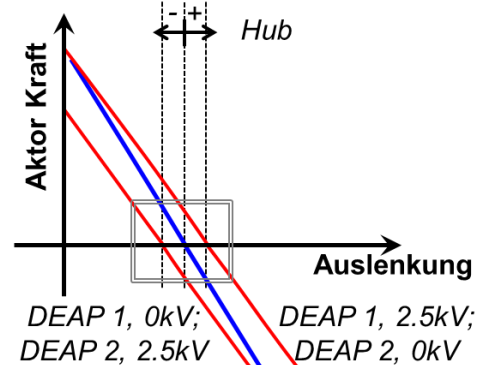
Außerdem ist sehr schön der Einfluss des Festkörpergelenks auf den maximal erzielbaren Hub zu erkennen. Je steifer das Festkörpergelenk (in Auslenkungsrichtung) ist, desto geringer fällt der mit dem Aktor erzielbare Hub aus. Allerdings kann hier mit dem Stapeln von mehreren DEAPs entgegengewirkt werden, wie Dastoor und Cutkosky in [7] zeigen.



Skizze



Kräftegleichgewicht DEAPs



Aktor Kraft

Bild 6 Oben: Skizze der möglichen Endpositionen je nach Aktivierungszustand des Aktors. Mittlere Position: Beide DEAPs spannungsfrei. Linke Position: DEAP 2 aktiviert. Rechte Position: DEAP 1 aktiv.

Mitte: Kraft-Auslenkungskurven der vorgespannten DEAPs (blau: 0 V, rot: 2,5 kV). Schnittpunkte ergeben Kräftegleichgewichtspunkte für die Mittlere und die Beiden Endpositionen des Aktors.

Unten: Kraft-Auslenkungsdiagramm des Aktors (blau: beide DEAPs 0 V, rot: einer der beiden DEAPs aktiviert) laut Gleichung (1). Eine vergrößerte Ansicht der eingerahmten Fläche zeigt **Bild 7**.

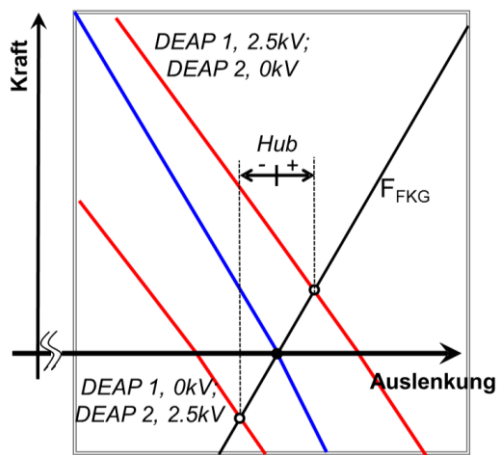


Bild 7 Kräftegleichgewicht Aktorkraft gegen Festkörpergelenk (Vergrößerung aus **Bild 6** unten).

2.1 Das Festkörpergelenk (FKG)

Das FKG muss mehrere Eigenschaften erfüllen. Zum einen sollte es eine möglichst geringe Steifigkeit in Bewegungsrichtung besitzen, um einen ausreichenden Hub zu erlauben. Zum anderen sollte die Steifigkeit des Gesamtsystems möglichst groß sein, da sich ein steiferes System einfacher mit höherer Genauigkeit regeln lässt. Für die verwendeten Aktoren sollte die Steifigkeit bei ca. 2,5 N/mm liegen. Des Weiteren muss das Festkörpergelenk die Bewegungsfreiheit für alle Raumrichtungen, die nicht der Bewegungsrichtung entsprechen, stark einschränken.

Diese Einschränkung kann schon allein über die Wahl der Geometrie der Biegebalken des FKG geschehen. Die Balkendicke in Bewegungsrichtung ist hierbei im Vergleich zur Balkenhöhe sehr dünn zu wählen.

Zur Entwicklung des FKG wurden mehrere Designschleifen durchlaufen. Die erste Variante besteht aus einem komplett 3D-gedruckten FKG wie es **Bild 8** zeigt. Zur Realisierung wurde ein **Objet™ Connex500™** 3D Drucker und das Material **VeroBlue™ (FC840)** verwendet.

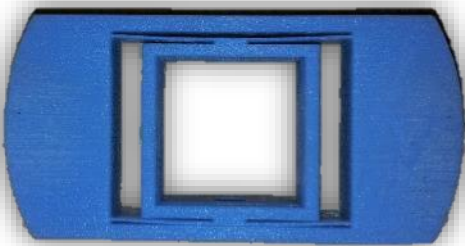


Bild 8 3D gedrucktes Festkörpergelenk mit vier Biegebalken (Balkenstärke 0,4 mm, Balkenlänge 13 mm).

Zur mechanischen Charakterisierung des FKGs wird dieses mit einem Linearmotor um 150 μm ausgelenkt und die benötigte Kraft mit einer Kraftmessdose aufgenommen. Die in **Bild 9** dargestellte Kraft-Auslenkungs-Kurve offenbart mehrere Probleme:

- Die Steifigkeit ist mit ca. 3 N/mm zu hoch
- Die Steifigkeit des Materials ist Ratenabhängig
- Die Kraft-Auslenkungskurve ist hysteresebelastet

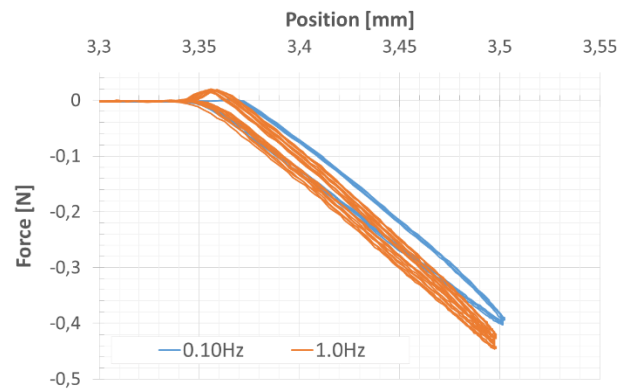


Bild 9 Ergebnisse der mechanischen Charakterisierung des komplett 3D-gedruckten FKG.

Die in mehreren Designschleifen ermittelte zielführende Variante besteht aus einer Mischung von 3D-gedruckten Teilen und lasergeschnittenen Biegebalken aus Edelstahl (siehe **Bild 10**) mit folgender Geometrie $l \times b \times h$: 17,5x0,05x5 mm³.

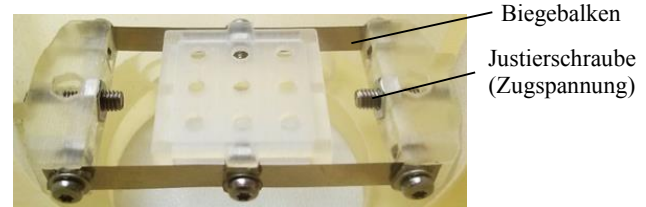


Bild 10 FKG hergestellt aus einer Kombination von Edelstahl Biegebalken und 3D-gedruckten Teilen.

Das Ergebnis der mechanischen Charakterisierung wird in **Bild 11** dargestellt. Das kombinierte FKG hat:

- keine Hysterese ,
- keine Ratenabhängigkeit aufgrund der Metallbiegebalken,
- eine hohe Linearität und
- eine Steifigkeit von ca.0,5 N/mm.

Zusätzlich lassen sich die Biegebalken mittels der beiden Schrauben (links und rechts in **Bild 10**) unter Zugspannung setzen. Dadurch kann die Steifigkeit des FKG variiert und somit auf den Aktor angepasst werden.

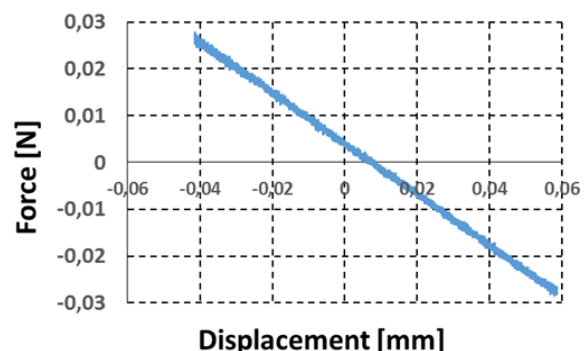


Bild 11 Ergebnis der mechanischen Charakterisierung des kombinierten FKG.

3 Charakterisierung der Positionierbühne

Dieser Abschnitt beschreibt den Messaufbau zur Charakterisierung der gesamten Positionierbühne und die daraus resultierenden Ergebnisse.

Die Charakterisierung erfolgt an der vollmontierten Positionierbühne (siehe **Bild 17**). Zur Spannungsversorgung der beiden DEAPs dienen zwei separate Spannungsverstärker (E Serie von Ultravolt). Die Auslenkung wird mittels Lasertriangulation (Keyence, Model LK-G37) gemessen. Eine Verarbeitung der Messdaten und Steuersignale wird mittels LabVIEW durchgeführt. Eine Skizze des Messaufbaus zeigt **Bild 12**.

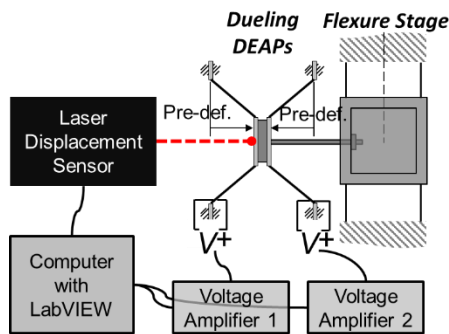


Bild 12 Messaufbau zur Charakterisierung der Positionierbühne.

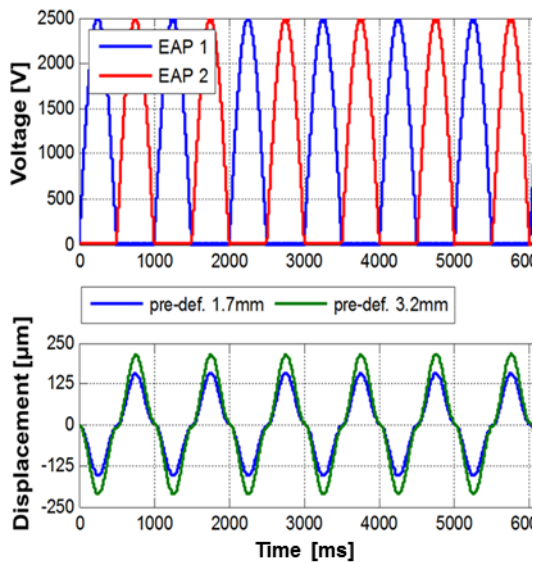


Bild 13 Ergebnisse der Charakterisierung im unregulierten Betrieb.

Oben: Elektr. Spannung an beiden DEAPs.

Unten: Auslenkung (Systemreaktion) der Mikropositionierbühne für zwei verschiedene Vorauslenkungen der DEAPs.

Zur Charakterisierung werden die beiden DEAPs abwechselnd mit dem positiven Halbwelle (zwischen 0 und 2,5 kV) einer Sinusspannung versorgt und dabei die Auslenkung der Positionierbühne mit dem Laser gemessen.

Bild 13 demonstriert beispielhaft die hieraus resultierenden Ergebnisse im unregulierten Betrieb bei einer Frequenz

von 1 Hz für zwei verschiedene Vorauslenkungen der DEAPs. Die verschiedenen Vorauslenkungen werden durch unterschiedliche Dicken des in **Bild 5** gezeigten Abstandshalters erreicht und führen zu unterschiedlichen maximalen Auslenkungen des Systems. Diese können bis zu $\pm 200 \mu\text{m}$ betragen.

Die Dynamik des Systems kann durch eine Analyse der Systemreaktion auf eine Sine-Sweep-Anregung ermittelt werden (**Bild 14**). Deutlich zu sehen ist, dass die Resonanzfrequenz bei ca. 90 Hz und somit über der Zielfrequenz von 60 Hz liegt.

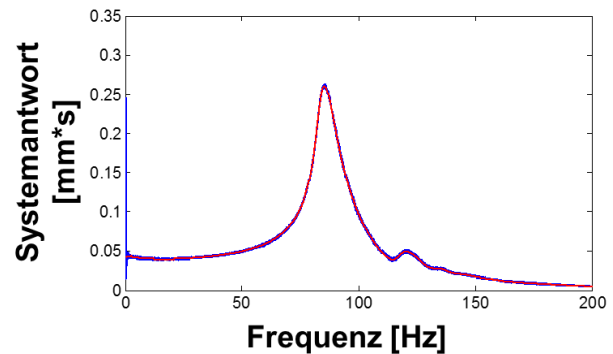


Bild 14 Frequenzantwort des Systems auf eine Sine-Sweep-Anregung zwischen 1 und 200 Hz.

4 Modellierung und Ansteuerung

Ein Modell aus der Klasse der Hammerstein Modelle dient als Ansatz zur Modellierung der Systemeigenschaften. Zur Bestimmung der Modellparameter werden die Messungen aus Kapitel 3 und Messungen der Sprungantwort sowie der Systemantwort auf Amplitudenmodulierte-Pseudo-Random Binarysignale (APRBS) ausgewertet.

Durch eine Inversion des ermittelten Modells lässt sich eine Feed-Forward-Steuerung der Eingangsspannung der DEAPs für vorgegebene Trajektorien verwirklichen (**Bild 15**). Bei der realisierten Ansteuerung der DEAPs wird der positive Anteil der ermittelten Steuerspannung an DEAP 1 und der Betrag des negativen Anteils an DEAP 2 angelegt.

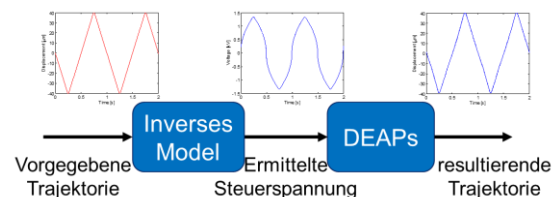


Bild 15 Vorgehensweise zur Ermittlung der benötigten Steuerspannung für eine vorgegebene Trajektorie der Positionierbühne.

Die Messergebnisse in **Bild 16** zeigen, dass die Positionierbühne einer 60 Hz Dreieckstrajektorie mit einem Fehler kleiner $\pm 5 \mu\text{m}$ folgen kann. Bei einer 60 Hz Sinus-Trajektorie beträgt der Fehler lediglich $\pm 2 \mu\text{m}$, da hier geringere Beschleunigungen erreicht werden müssen.

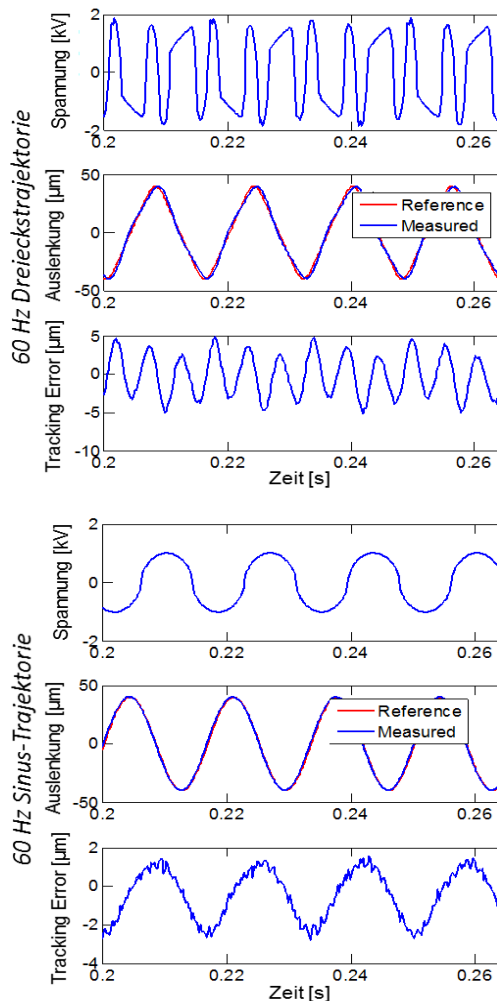


Bild 16 Eingangsspannung, Auslenkung und Tracking Error für eine 60 Hz Dreiecks- (oben) und 60 Hz Sinus-Trajektorie (unten) mit reiner Feed-Forward-Steuerung.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Veröffentlichung beschreibt die Entwicklung der in **Bild 17** gezeigten Hochgeschwindigkeitsmikropositionierbühne. Sie besteht im Wesentlichen aus einem weichen Festkörpergelenk und einem Aktor. In diesem dienen zwei Membran-DEAPs, die gegeneinander zu einer Protagonist-Antagonist-Konfiguration verspannt sind, zur Bewegungserzeugung.

Im Gegensatz zu piezoaktorbasierenden Mikropositionierbühnen wird ein relativ großer Hub von bis zu 200 μm (3,1 % der Aktorlänge), ohne zusätzliche mechanische Übersetzung, erreicht. Der Bauraum für den Aktor beträgt dabei 4,1 cm^3 . Einer 60 Hz Sinus-Trajektorie ($\pm 40 \mu\text{m}$ Auslenkung) folgt die Positionierbühne mit einem Fehler von $\pm 2 \mu\text{m}$. Hierbei wird keine zusätzliche Positionssensorik genutzt, sondern lediglich mit einer reinen Feed-Forward-Ansteuerung gearbeitet.

Zukünftige Arbeiten sollen, durch Self-Sensing der Membran DEAPs und der daraus folgender Positionserkennung, eine Closed-Loop-Ansteuerung mit dadurch zusätzlich gesteigerter Genauigkeit ermöglichen.

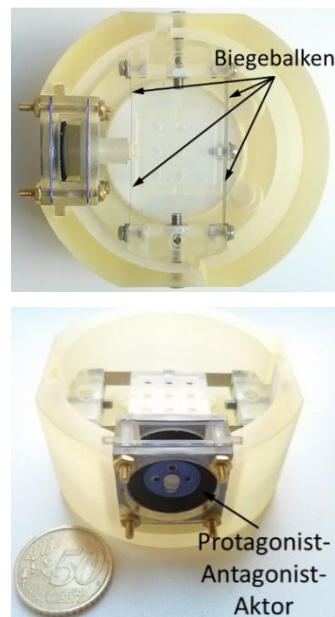


Bild 17 Funktionsfähige Hochgeschwindigkeitsmikropositionierbühne. Draufsicht (oben) und Seitenansicht (unten).

Diese Arbeit wurde am Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik (ZeMA) in Saarbrücken durchgeführt.

6 Literatur

- [1] PI Ceramic GmbH, *Piezelektrische Aktoren – Bauelemente, Technologie, Ansteuerung*, http://piceramic.de/piezo-technologie/grundlagen.html?eID=dam_frontend_push&docID=2661, 15.01.2015
- [2] A. O'Halloran, F. O'Malley, P. McHugh, *A review on dielectric elastomer actuators, technology, applications, and challenges*, Journal of Applied Physics 104 (2008).
- [3] R. Shankar, T.K. Ghosh, R.J. Spontak, *Dielectric elastomers as next-generation polymeric actuators*, Soft Matter 3 (2007) 1116.
- [4] A. York, S. Seelecke, *Towards Self-Sensing of DEAP Actuators: Capacitive Sensing Experimental Analysis*, ASME 2010 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems. American Society of Mechanical Engineers (2010) 307–314.
- [5] R. Pelrine, R. Kornbluh, Q. Pei, J. Eckerle, *Electroactive polymer sensors*, 2004, <http://www.google.com/patents/US6809462>.
- [6] A. York, J. Dunn, S. Seelecke, *Systematic approach to development of pressure sensors using dielectric electro-active polymer membranes*, Smart Materials and Structures 22 (2013).
- [7] S. Dastoor, M. Cutkosky, *Design of dielectric electroactive polymers for a compact and scalable variable stiffness device*, Robotics and Automation (ICRA), 2012 IEEE International Conference 3745–3750

Kupplungssysteme auf Basis magnetorheologischer Flüssigkeiten für Anwendungen in hybriden Antriebssträngen

Clutch Systems based on MR-Fluids designed for hybrid powertrains

Vadim Erbis, Christian Hegger und Jürgen Maas, Hochschule Ostwestfalen-Lippe, Fachgebiet Regelungstechnik und Mechatronik, D-32657 Lemgo, juergen.maas@hs-owl.de, www.motion-ctrl.de

Kurzfassung

Eine große Herausforderung bei der Entwicklung von schnelldrehenden Antriebssträngen für Kraftfahrzeuge liegt in der Minimierung viskoser Verluste von konventionellen Schaltelementen, wie z.B. nasslaufende Lamellenkupplungen. Prinzipbedingt ermöglichen diese konventionellen Schaltelemente keine vollständige und schleppmomentfreie Trennung. Daher sollen im Rahmen des Forschungsvorhabens "PHEVplus" Konzepte für Schaltelemente auf Basis magnetorheologischer Flüssigkeiten zur Integration in hybride Antriebsstränge erarbeitet werden, die viskose Verluste zur Optimierung der Energieeffizienz vermeiden. Im Beitrag werden unter ganzheitlicher mechatronischer Sicht Konzepte vorgestellt, die eine magnetisch induzierte Flüssigkeitsbewegung zur Verlustminimierung bei gleichzeitiger Gewährleistung von Sicherheitsfunktionen bei Systemausfall nutzen. Die entworfene MRF-Kupplung bietet dabei die konstruktive Möglichkeit, die über den MRF-Effekt steuerbare Drehmomentübertragung mit spezifiziertem Sicherheitsverhalten darzustellen.

Abstract

A major challenge in the development of rapidly rotating drivelines in vehicles is to minimize the viscous losses of conventional switching elements like wet multi-plate clutches. Due to the principle of these conventional switching elements a complete and drag torque-free separation cannot be ensured. Therefore, in the framework of the research project "PHEV-plus" a switching element based on magnetorheological fluids should be developed for the integration in hybrid drivelines to avoid viscous losses in order to optimize the energy efficiency. This article presents several concepts of possible switching elements based on a holistic view of a mechatronic design. The proposed approach uses a magnetically induced fluid motion to minimize viscous losses, while fail safe functions can be ensured. The concepts of such switching elements offer the possibility to investigate the basic torque transmission as well as different safety behavior in a comparable framework of a common design.

1 Einleitung

Magnetorheologische Flüssigkeiten (MRF) sind Suspensionen aus feinen, magnetisch polarisierbaren Partikeln (häufig Carbonyl-Eisenpulver) in einer neutralen Trägerflüssigkeit. Unter Einwirkung eines magnetischen Feldes bilden die Partikel Ketten in Richtung der Feldlinien aus, wobei der daraus resultierende Fließwiderstand hochdynamisch und weitgehend linear sowie gut reproduzierbar und geräuschfrei um mehrere Größenordnungen reversibel verändert werden kann.

Die speziellen Vorteile der MRF-Technologie, die eine Vielzahl von Forschungs- und Entwicklungsprojekten motiviert haben, sind u.a. ein vollständig steuerbares Drehmoment in Schaltelementen, wie Bremsen und Kupplungen [1, 2], ein hochdynamisches Schaltverhalten, eine hohe Lebensdauer [3] sowie eine gute und flexible Integrationsfähigkeit. Zu den genannten Vorteilen bietet die MRF-Technologie durch eine magnetisch induzierte Fluidbewegung die Möglichkeit eines schleppmomentfreien Betriebs [4], wodurch sich neue Perspektiven hinsichtlich der Optimierung der Energieeffizienz bei gleichzeitig verbesserter Schaltdynamik und -komfort für Schaltelemente in ei-

nem Antriebsstrang ergeben. Unter Berücksichtigung dieser MRF-Schaltelemente soll in dem vom BMWi geförderten Verbundprojekt "PHEVplus" ein hybrider Antriebsstrang modelliert, optimiert und realisiert werden, mit dem eine Erhöhung der "elektronischen" Reichweite aufgrund der verbesserten Energieeffizienz erzielt werden soll. Die Basis dieses hybriden Antriebsstranges bilden mehrgängige Multi-Mode-Getriebe für die verwendeten Elektro- und Verbrennungsmotoren, für die in **Bild 1** ein Beispiel dargestellt ist. Das Getriebe enthält eine Vielzahl von Schaltelementen, die bei konventioneller Ausführung erhöhte Verluste aufweisen können. Aufgrund der vorher genannten Vorteile der MRF-Technologie sollen die konventionellen Schaltelemente mit innovativen MRF-Kupplungselementen ausgeführt werden.

In diesem Beitrag soll für die Entwicklung geeigneter MRF-Schaltelemente ein Konzept vorgestellt werden, das die Untersuchung solcher Schaltelemente unter Verwendung der magnetisch induzierten Fluidbewegung ermöglicht. Im Vordergrund steht dabei ein universelles Kupplungsdesign, mit dem unterschiedliche Sicherheitsverhalten darstellbar sind. Dafür werden zunächst in **Kapitel 2** die Grundlagen der magnetisch induzierten Fluidbewegung

vorgestellt und im Anschluss das Design der universellen MRF-Aktorik, die den Vergleich der unterschiedlichen Fluidbewegungssteuerung ermöglicht, behandelt. In **Kapitel 3** werden Simulationsstudien der magnetisch induzierten Fluidbewegung vorgenommen, die zur Auslegung der MRF-Kupplung und dem Vergleich der unterschiedlichen Sicherheitsverhalten dienen. In einem abschließenden **Kapitel 4** sind die Ergebnisse zusammenfassend dargestellt.

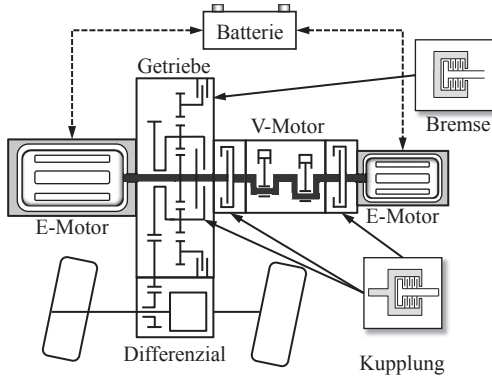


Bild 1 Integrationsmöglichkeiten von Schaltelementen (Bremsen und Kupplungen) in einem Multi-Mode-Getriebe, [7].

2 Magnetisch induzierte Fluidbewegung

In gewöhnlichen MRF-Aktoren führt die MRF, auch ohne einem Magnetfeld ausgesetzt zu sein, zwischen den Scherflächen aufgrund der Viskosität der Trägerflüssigkeit zu einer Kraftübertragung, die Schleppverluste bewirken. Abhilfe schafft die magnetische Fluidsteuerung, bei der die MRF durch magnetische Kräfte (Kelvinkräfte) gezielt aus dem aktiven Scherspalt (vgl. **Bild 2a**) in den inaktiven Bereich (vgl. **Bild 2c**) bewegt werden kann. Dadurch wird der Kontakt zwischen den kraftübertragen Scherflächen aufgehoben und viskose Verluste werden unterbunden. Für eine vollständig steuerbare magnetische Bewegung der MRF werden beidseitig des Scherspalt magnetische Erreger benötigt, die z.B. durch einen Elektromagneten und einen Permanentmagneten realisiert werden können [4]. Im Folgenden werden eine bedingt stabile, bistabile und monostabile Fluidbewegungssteuerung vorgestellt, die sich insbesondere in ihrem Sicherheitsverhalten ("fail-safe") unterscheiden.

2.1 Bedingt stabile Fluidsteuerung

Eine bedingt stabile Fluidsteuerung, bei der ein sicheres Trennen der Scherflächen nur über zusätzliche Beschleunigungsfelder gewährleistet ist, kann mit nur einem Elektromagneten realisiert werden. Ist das Magnetfeld des Elektromagneten aktiviert, wird die MRF in den aktiven Scherspalt bewegt, gehalten und zur Kraftübertragung genutzt, siehe **Bild 2a**. Bei deaktiviertem Magnetfeld wird die MRF bei hohen Drehzahlen durch die starken Zentrifugalbeschleunigung in den inaktiven Scherspalt bewegt, **Bild 2b** und **c**, wodurch die sonst bei hohen Drehzahlen entstehenden viskosen Verluste vermieden werden.

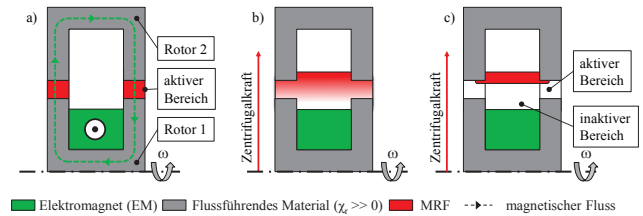


Bild 2 Vereinfachte Konzeptdarstellung einer bedingt stabilen Fluidbewegungssteuerung für den Fall der Drehmomentübertragung (a), transients Übergangszustand (b) und Leerlauf (c).

2.2 Bistabile Fluidsteuerung

Bei der bistabilen Fluidbewegungssteuerung wird ein vollständiges Trennen der Scherflächen erreicht, wenn das Magnetfeld des Elektromagneten durch Stromumkehr umgepolt wird. Der Aufbau sieht dabei auf einer Seite des Scherspalt einen Elektromagneten und auf der anderen Seite einen Permanentmagneten vor. In **Bild 3a** erzeugt der Elektromagnet ein dem Permanentmagneten gleichgerichtetes Magnetfeld, sodass sich ein überlagertes Magnetfeld über den aktiven Scherspalt ausbildet und die MRF dorthin bewegt, gehalten und zur Kraftübertragung genutzt wird. In **Bild 3b** wird das Magnetfeld des Elektromagneten umgekehrt, sodass die beiden Magnetfelder entgegen wirken und sich entlang des inaktiven Scherspalt über die Jochschkel ausbilden. Dadurch wird die MRF in den inaktiven Scherspalt bewegt und gehalten, wodurch viskose Verluste vermieden werden, **Bild 3c**. Wird das Magnetfeld der Spule in einem der beiden Zustände deaktiviert wird der vorliegende Zustand durch das Magnetfeld des Permanentmagneten aufrechterhalten, was den bistabilen Zustand charakterisiert.

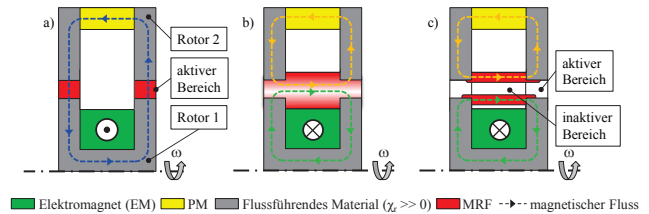


Bild 3 Vereinfachte Konzeptdarstellung einer bistabilen Fluidbewegungssteuerung für den Fall der Drehmomentübertragung (a), transients Übergangszustand (b) und Leerlauf (c).

2.3 Monostabile Fluidsteuerung

Die sichere Trennfunktion der Scherflächen bei einer monostabilen Fluidbewegungssteuerung wird durch eine gleichgerichtete Polung von zwei Permanentmagneten erreicht. Für die Funktion wird auf beiden Seiten des Scherspalt ein Permanentmagnet und auf einer Seite ein Elektromagnet benötigt. Für die Übertragung des Drehmomentes wird die MRF durch das Magnetfeld des Elektromagneten, der die Magnetfelder der Permanentmagnete überlagert, in den aktiven Scherspalt bewegt; dort verharrt sie und dient der Kraftübertragung, **Bild 4a**. In **Bild 4b** ist dargestellt, wie sich bei einem deaktivierten Elektromagnet die Magnetfelder der Permanentmagnete gegenseitig so

verdrängen, dass die MRF durch die Neuorientierung des magnetischen Flusses in den inaktiven Scherspalt bewegt wird und so die viskosen Verluste eliminiert werden können, Bild 4c.

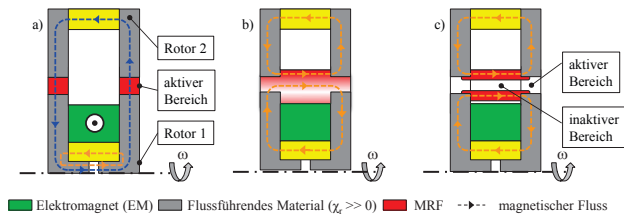


Bild 4 Vereinfachte Konzeptdarstellung einer monostabilen Fluidbewegungssteuerung für den Fall der Drehmomentübertragung (a), transients Übergangszustand (b) und Leerlauf (c).

Die in **Bild 5** dargestellte Übersicht zeigt die behandelten Fluidsteuerungskonzepte mit ihren unterschiedlichen Anordnungen der Permanentmagnete in den Spalten an, während die Zeilen Variationen der Elektromagnete berücksichtigen. Durch sich dabei ergebende Kombinationen von Elektro- und Permanentmagneten, können unterschiedliche Fluidsteuerungskonzepte mit definierbarem Sicherheitsverhalten ("fail-safe"), dargestellt werden. Die in grau hinterlegten Felder benötigen für ein "fail-safe"-Verhalten ein zusätzliches Beschleunigungsfeld wie eine Zentrifugalbeschleunigung.

| | Bedingt stabiles „fail-safe“ Verhalten | Bistabiles „fail-safe“ Verhalten | | Monostabiles „fail-safe“ Verhalten | |
|--------------------|--|--|--|------------------------------------|--|
| | ohne PM | PM innen | PM außen | PM innen und außen | PM innen und außen |
| EM innen | keine magnetische Fluidsteuerung; ohne weitere Beschleunigungsfelder | keine magnetische Fluidsteuerung; ohne weitere Beschleunigungsfelder | bistabiles „fail-safe“ Verhalten | „fail-safe“ Drehmomentübertragung | „fail-safe“ Leerlauf |
| EM außen | keine magnetische Fluidsteuerung; ohne weitere Beschleunigungsfelder | bistabiles „fail-safe“ Verhalten | keine magnetische Fluidsteuerung; ohne weitere Beschleunigungsfelder | „fail-safe“ Drehmomentübertragung | „fail-safe“ Leerlauf |
| EM innen und außen | kein definiertes „fail-safe“ Verhalten | bistabiles „fail-safe“ Verhalten | bistabiles „fail-safe“ Verhalten | „fail-safe“ Drehmomentübertragung | „fail-safe“ Verhalten aufgrund der Polarität der PMs „fail-safe“ Leerlauf |

Bild 5 Übersicht der Fluidsteuerungskonzepte in Abhängigkeit der Anordnung von Elektro- und Permanentmagneten unter Berücksichtigung verschiedener Sicherheitsverhalten, [5].

Anders als bei der bistabilen Fluidsteuerung, bei der die MRF nach deaktiviertem Magnetfeld des Elektromagneten im letzten Zustand verweilt, bietet die monostabile Fluidsteuerung ein sicheres Trennen oder Einkuppeln (je nach Polarität der Permanentmagnete). Besitzen die Permanentmagnete die gleiche Polung, so stellt sich eine "fail-safe"-Drehmomentübertragung ein, während "fail-safe"-Leerlaufverhalten mit entgegengesetzter Polung der Permanentmagnete bei deaktiviertem Magnetfeld des Elektromagneten erreicht wird.

3 Universelle MRF-Kupplung

In bereits veröffentlichten Beiträgen [4, 5] konnten MRF-Kupplungen bzw. Bremsen realisiert werden, die das Prinzip der magnetischen Fluidbewegung zwar grundsätzlich zeigen konnten, die Erzielung hoher Drehmomentdichten jedoch nicht im Vordergrund stand. Mit der in diesem Beitrag vorgestellten Universal-Kupplung sollen die unterschiedlichen Fluidsteuerungskonzepte des vorangegangenen Kapitels in einem Design für Untersuchungszwecke in einem vergleichbaren Rahmen vereint werden. Dabei soll zunächst detailliert auf die MRF-Kupplung und ihre Ausführungsformen eingegangen und anschließend der Entwurf mit numerischen Simulationen erfolgen.

3.1 Konzeptionierung

Die konzipierte MRF-Kupplung ist in **Bild 6** dargestellt und wird über die Eingangswelle (ω_1) angetrieben. Die MRF befindet sich dabei im Scherspalt (Bereich zwischen Innen- und Außenrotor) und wird durch die Rotation der Innen- und Außenrotoren geschert. Um die Effekte der Partikelzentrifugation zu minimieren und den Betrieb bei hohen Drehzahlen bis 6000 min^{-1} zu gewährleisten, ist die hierfür vorteilhafte axiale Ausführung des Scherspalt gewöhlt worden [6]. Wie in Bild 6 zu erkennen, ist der Scherspalt nur teilgefüllt, was eine Grundvoraussetzung für die magnetisch induzierte Fluidbewegungssteuerung ist, die im Weiteren für die zuvor behandelten Ausführungsformen im Detail entworfen werden.

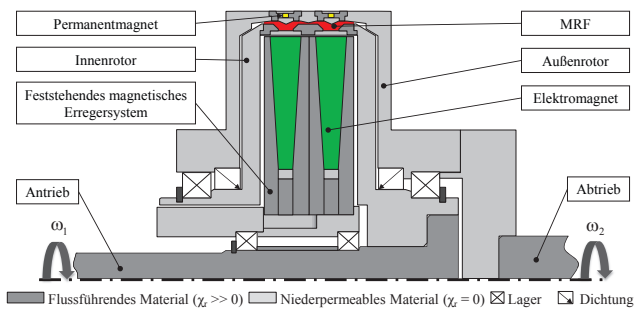


Bild 6 Konzeptansicht der Universal-Kupplungsaktorik.

Die Besonderheit dieser MRF-Kupplung ist, dass das magnetische Erregersystem dabei ortsfest ist und ohne Schleifringkonzepte auskommt [8]. Die Anzahl der in Reihe geschalteten magnetischen Erregersysteme wird im Weiteren als Kaskadierung bezeichnet, wobei hier eine Kaskadenlänge 15 mm beträgt. Als Beispiel diente in Bild 6 eine zweifache Kaskadierung, die grundsätzlich unterschiedlich ausgeführt werden kann. Neben der Kaskadierung bietet die universelle MRF-Kupplung die Möglichkeit durch einfachen Austausch der Erregersysteme die unterschiedlichen Fluidbewegungskonzepte (vgl. Kap. 2) zu untersuchen, die in **Bild 7** dargestellt sind. Am Beispiel der bistabilen Fluidbewegungssteuerung (Bild 7b) soll das Einkuppeln (Bild 7d) und Auskuppeln (Bild 7c) der konzipierten MRF-Kupplung erläutert werden. Nach dem Aktivieren des Elektromagneten überlagern sich die magnetischen Felder des Permanent- und Elektromagneten, so

dass die MRF in den aktiven Bereich des Scherspaltbe bewegt wird und ein Drehmoment übertragen werden kann (Bild 7e). Bei einer Umkehrung des elektromagnetischen Feldes stellt das Feld des Permanentmagneten sicher, dass die MRF für den Leerlauf im inaktiven Bereich gehalten (Bild 7e) wird und damit einerseits keine viskosen Verluste in der Kupplung entstehen sowie andererseits die MRF-Kupplung gleichzeitig sicher getrennt ist.

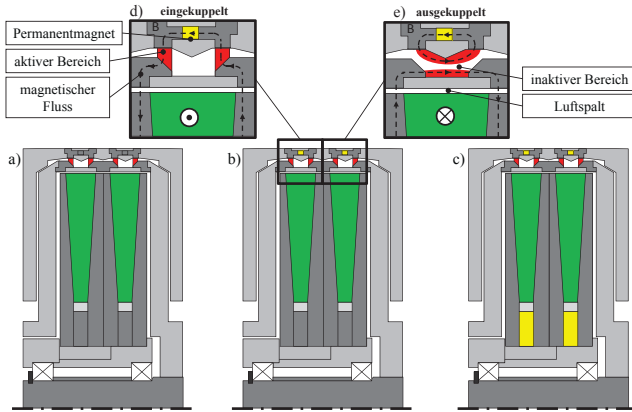


Bild 7 Unterschiedliche Ausführungsformen der konzipierten MRF-Kupplung mit a) bedingt stabiler, b) bistabiler und c) monostabiler Fluidsteuerung für den Fall der Drehmomentübertragung (d) und des Leerlaufs (e).

Für eine Auslegung der MRF-Kupplung werden im nächsten Abschnitt Ergebnisse numerischer Simulationen vorgestellt, mit denen ebenfalls ein Vergleich aller Ausführungsformen hinsichtlich ihres Drehmomentes und "fail safe"-Verhaltens vorgenommen wird.

3.2 Simulationsbasiertes Design

Die Simulationsergebnisse für die einzelnen Ausführungsformen der universellen Aktorik basieren auf einer numerischen Berechnung mit der Software COMSOL Multiphysics. Alle numerischen Berechnungen sind für eine absolute Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und am Beispiel einer zweifachen Kaskadierung durchgeführt worden. Dabei wird die Bewegung der MRF mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichung beschrieben, die zur Berücksichtigung magnetischer Einflüsse um die Kelvinkraft erweitert wurde, [4]:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right) = -\nabla p + \eta \cdot \Delta \mathbf{v} + \underbrace{\mu_0 (\mathbf{M} \cdot \nabla) \mathbf{H}}_{\text{Kelvinkraft}}. \quad (1)$$

Die sich durch die nur teilweise Füllung der Scherspalt ergebende Grenzfläche zwischen den zwei Phasen Luft und MRF wird dabei mit Hilfe die Level-Set-Methode modelliert. Die simulierte Verteilung der MRF im Scherspalt ermöglicht zudem eine Berechnung des resultierenden Drehmomentes M . Dieses kann unter Berücksichtigung der charakteristischen Schubspannungskennlinie der für eine spätere experimentelle Validierung vorgesehenen MRF (BASF Basonetic 5030) mit

$$M = 2\pi \cdot \int_0^l r(z)^2 \cdot \tau_0(|B|) dz \quad (2)$$

berechnet werden. Darin beschreibt l die Länge der mittleren Auswertungslinie (siehe **Bild 8b**), $\tau_0(|B|)$ die durch das magnetische Feld veränderbare Fließgrenze der MRF und $r(z)$ den wirksamen Scherspalttradius. Nachfolgend werden die Simulationsergebnisse für die Auslegung der bedingt stabilen, bistabilen und monostabilen Fluidbewegungssteuerung aufgezeigt.

3.2.1 Bedingt stabile Fluidsteuerung

Eine bedingt stabile Fluidbewegungssteuerung kann nach Bild 5 zur Darstellung der Drehmomentübertragung mit nur einem Elektromagneten realisiert werden und nutzt zum Freischalten die auf die MRF wirkenden Zentrifugalbeschleunigungen infolge der Drehbewegungen der Rotoren. Die Simulationsergebnisse in Bild 8 zeigen die Position der MRF im Scherspalt als Volumenkonzentration für charakteristische Zustände der Umschaltvorgänge (Bild 8a) sowie die dazugehörige magnetische Flussdichteverteilung (Bild 8b). Zusätzlich ist das nach Gl. (2) berechnete Drehmoment für zwei Kaskaden in Bild 8c dargestellt.

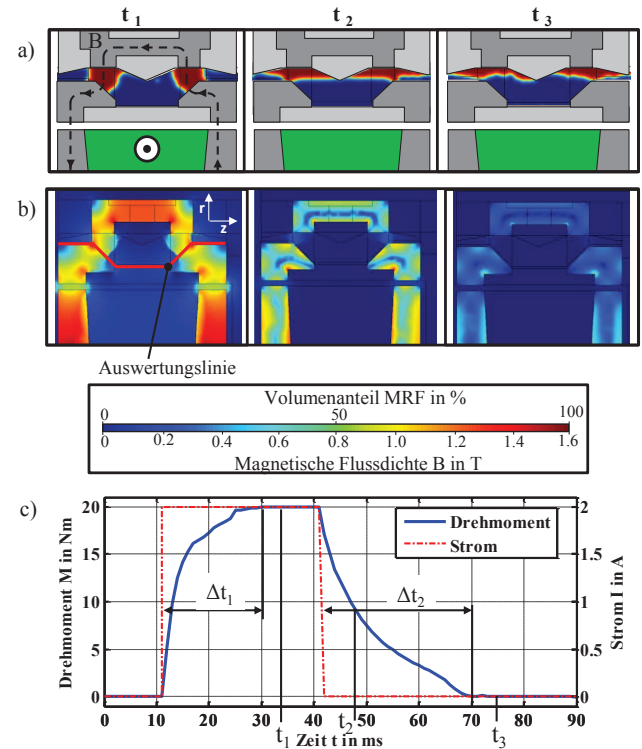


Bild 8 Simulation einer bedingt stabilen Fluidsteuerung mit dem Volumenanteil der MRF (a), der dazugehörigen magnetischen Flussdichte (b) und des ausgewerteten Drehmomentes (c).

Ausgehend vom Leerlauf (Bild 8c) erfolgt zunächst ein transienter Übergang in den Zustand der Drehmomentübertragung durch einen Stromsprung von 0 auf 2 A zum Zeitpunkt $t = 10$ ms. Dies ruft eine Fluidbewegung aus den inaktiven in den aktiven Bereich des Scherspalt hervor, sodass nach einer Zeit von $\Delta t_1 = 20$ ms bereits das stationäre Drehmoment von $M = 20$ Nm vorliegt. Der stationäre Zustand der Drehmomentübertragung ist zum Zeitpunkt t_1 in Bild 8a bzw. 8b dargestellt. Ein Umschalten zurück in den Leerlauf wird durch einen Stromsprung auf 0 A erzielt.

Durch die wirkende Zentrifugalbeschleunigung erfolgt die in den Bildern 8a bzw. 8b zum Zeitpunkt t_2 gezeigte Fluidbewegung aus dem aktiven Scherspalt heraus in den inaktiven Bereich. Ein stationärer Zustand, der nach $\Delta t_2 = 30$ ms eine vollständige Trennung beschreibt, ist zum Zeitpunkt t_3 dargestellt. Es zeigt sich, dass der von den Zentrifugalkräften hervorgerufene Umschaltvorgang etwas langsamer ist. Zum Zeitpunkt t_3 werden aufgrund der vollständigen Trennung nach Bild 8c keine viskosen Verluste mehr hervorgerufen.

3.2.2 Bistabile Fluidsteuerung

Gegenüber der bedingt stabilen Fluidbewegungssteuerung wird bei der bistabilen Fluidbewegung die MRF durch die Überlagerung bzw. der Verdrängung der Magnetfelder des Elektro- und Permanentmagneten im Scherspalt bewegt, **Bild 9a**. Ausgehend vom Leerlauf erfolgt in Bild 9c das Umschalten durch einen positiven Stromsprung von 0 auf 4 A, das in einem Zeitraum von $\Delta t_1 = 30$ ms abgeschlossen ist und ein Drehmoment von $M = 20$ Nm aufweist. Die für die Drehmomentübertragung erforderliche Überlagerung der Magnetfelder des Elektro- und Permanentmagneten ist zum Zeitpunkt t_1 in Bild 9b dargestellt.

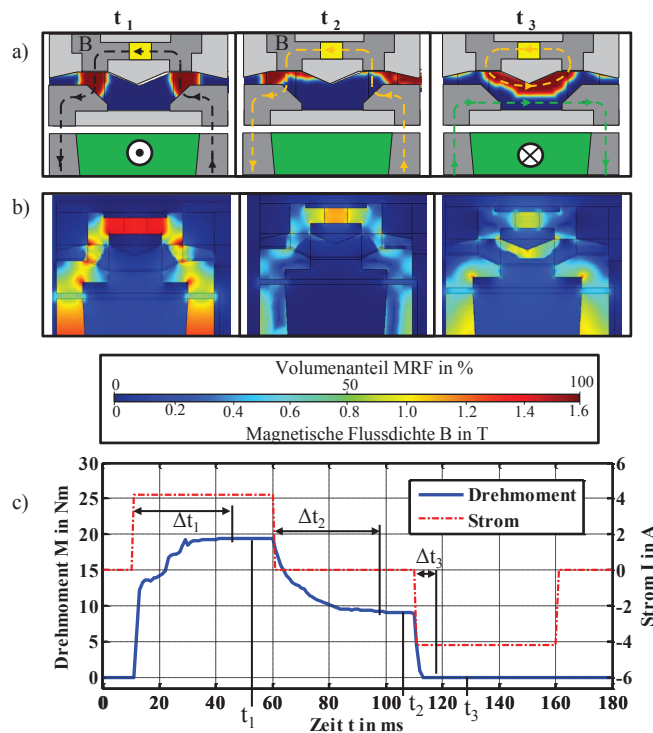


Bild 9 Simulation einer bistabilen Fluidsteuerung mit dem Volumenanteil der MRF (a), der dazugehörigen magnetischen Flussdichte (b) und des ausgewerteten Drehmomentes (c).

Durch eine nachfolgende Deaktivierung des Elektromagneten zum Zeitpunkt $t = 60$ ms reduziert sich die effektive magnetische Flussdichte im Scherspalt, sodass das Drehmoment nach einer Zeit von $\Delta t_2 = 35$ ms auf ca. 10 Nm abfällt. Dieser stabile Zustand wird nur durch den Permanentmagneten sichergestellt. Ein erneutes Umschalten in den Leerlauf wird durch ein negatives Stromsprung von 0

auf -4 A erzielt, wobei eine vollständige Trennung hochdynamisch nach 10 ms erreicht ist. Aufgrund der Bistabilität wird der Leerlauf auch sichergestellt, wenn der Elektromagnet bei $t = 160$ ms deaktiviert wird.

3.2.3 Monostabile Fluidsteuerung

Ähnlich wie bei der bistabilen Fluidbewegungssteuerung wird auch bei der monostabilen Variante eine Überlagerung bzw. Verdrängung der magnetischen Felder von Elektro- und Permanentmagnet zur Bewegung der MRF genutzt, **Bild 10a** und Bild 10b. Allerdings wird zur Darstellung nur eines definierten "fail-safe"-Zustandes ein weiterer Permanentmagnet benötigt. Durch eine entgegengerichtete Polarität der genutzten Permanentmagnete wird in diesem Fall ein sicherer Trennvorgang im unbestromten Zustand gewährleistet, siehe Bild 5. Ausgehend von diesem Zustand wird in Bild 10c durch eine Stromsprung auf 4 A zum Zeitpunkt $t = 20$ ms eine Bewegung der MRF in den aktiven Bereich des Scherspaltes hervorgerufen. Nach einer Zeit von $\Delta t_1 = 20$ ms stellt sich ein Drehmoment von $M = 17$ Nm ein. Die Steuerbarkeit des Drehmomentes wird durch ein Absenken des Stromes auf 3 A zum Zeitpunkt $t = 170$ ms demonstriert, was zu einem Drehmomentabfall auf $M = 14$ Nm führt. Wird der Spulenstrom wie zum Zeitpunkt $t = 120$ ms vollständig abgeschaltet, geht das System in den Leerlauf zurück.

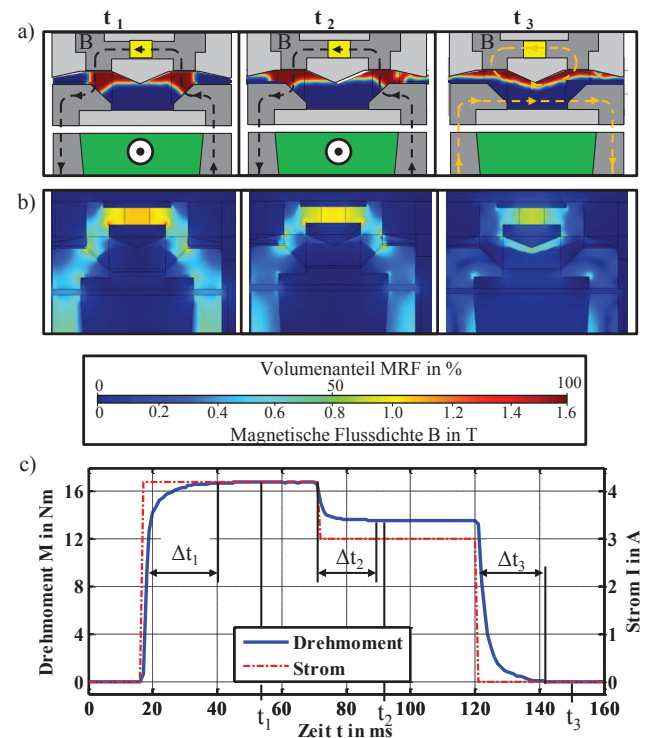


Bild 10 Simulation einer monostabilen Fluidsteuerung mit dem Volumenanteils der MRF (a), der dazugehörigen magnetischen Flussdichte (b) und des ausgewerteten Drehmomentes (c).

Bei den simulationsbasierten Untersuchungen der monostabilen Fluidbewegungssteuerung zeigte sich ein durch die Kaskadierung hervorgerufener Effekt, der eine zusätzliche Drehmomenterhöhung bewirkt. Dieser ist darauf zurück-

zuführen, dass sich die Magnetfelder der Elektro- und Permanentmagnete im ortsfesten magnetischen Erregersystem überlagern und zu einer Erhöhung der magnetischen Flussdichte im Scherspalt führen, wie dies in **Bild 11b** und **11c** dargestellt ist. In **Bild 11a** sind Simulationsergebnisse für eine unterschiedliche Anzahl von Kaskadierungen gezeigt. Die analytisch berechneten Drehmomentverläufe wurden durch eine Multiplikation der Kaskadenanzahl mit dem simulierten Drehmomentverlauf einer Kaskade berechnet. Der Vergleich mit den Drehmomentverläufen, die aus einer Simulation mit zwei bzw. vier Kaskaden bestimmt worden sind, deutet auf den zuvor geschilderten Effekt hin, der bei einer Drehmoment-Skalierung durch Kaskadierung berücksichtigt werden muss. Der Verlauf des Stroms ist dabei analog zu dem in **Bild 10c** dargestellten Strom.

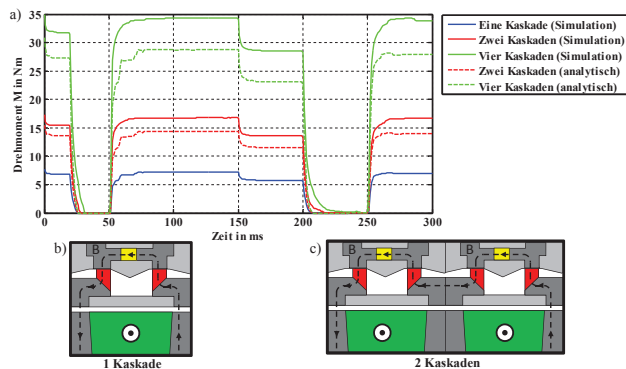


Bild 11 Numerische Auswertung des Drehmomentes für eine unterschiedliche Anzahl an Kaskaden (a) und der Vergleich der magnetischen Flussführung bei einer (b) oder zwei Kaskaden (c).

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen soll eine Konstruktion einer MRF-Aktorik erfolgen, die im nachfolgenden beschrieben wird.

3.3 Konstruktive Gestaltung

In **Bild 12** ist das 3D-Modell der in **Bild 6** vorgestellten Universal-Aktorik zu sehen. Das magnetische Erregersystem ist dabei ortsfest um eine Minimierung der

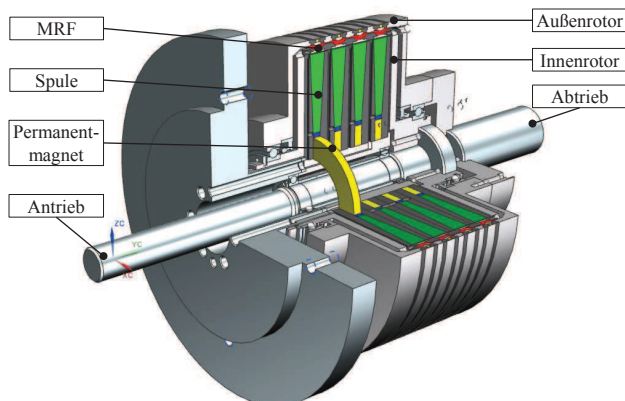


Bild 12 Schnittansicht der realisierten Universalaktorik.

beschleunigten Massen zu gewährleisten und Schleifringe zu vermeiden, [8]. Bei der in **Bild 12** dargestellten Ausführung der universellen MRF-Kupplung handelt es sich um eine monostabile Fluidsteuerung mit vierfacher Kaska-

dierung, die je nach Wahl des darzustellenden Sicherheitsverhalten durch Austausch des Erregersystems ersetzt werden kann. Die universelle MRF-Kupplung soll nach einer Realisierung zur Bewertung der Kupplungseigenschaften für PHEVplus auf einem Antriebsversuchsstand in Betrieb genommen werden.

4 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde ein Konzept für eine Universal-Kupplungsaktorik auf Basis von magnetorheologischer Flüssigkeiten unter Verwendung unterschiedlicher Fluidbewegungssteuerungen erarbeitet. Dabei wurden die Sicherheitsverhalten der Fluidbewegungssteuerungen in einer simulationsbasierten Auslegung untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass bei allen vorgestellten Fluidbewegungskonzepten eine Reduzierung der viskosen Verluste bei gleichzeitiger Gewährleistung der spezifizierten Sicherheit erreicht wurde und sich demnach für eine Anwendung in hybriden Antriebssträngen eignen. Des Weiteren ist eine Konstruktion der MRF-Kupplung erstellt worden, die in einem nächsten Schritt realisiert und in einem späteren experimentellen Aufbau hinsichtlich ihrer Eignung untersucht werden soll.

5 Danksagung

Dieser Beitrag entstand im Rahmen des vom BMWi geförderten Verbundprojektes PHEVplus (FKZ: 01MY13004B), www.phevplus.de, das mit der GKN Driveline bearbeitet wurde.

6 Literatur

- [1] Carlson J. D.: *Magnetorheological Fluid Actuators, Adaptronics and Smart Structures – Basics, Materials, Design and Applications*, Springer 2007.
- [2] Maas J., Güth D., Wiehe A.: *MRF-Actuator Concepts for HMI and Industrial Applications*, SPIE Smart Structures, 2011, Vol. 7977.
- [3] Wiehe A., Maas J.: *Large-scale test bench for the durability analysis of magnetorheological fluids*, JIMSS2013 Vol. 24, Nr. 12, S. 1433-1444, 2013
- [4] Güth D., Schamoni M., Maas J.: *Magnetic fluid control for viscous loss reduction of high-speed MRF brakes and clutches with well-defined fail-safe behavior*, Smart Mater. Struct. 22 094010, 2013.
- [5] Güth D., Schamoni M., Maas J.: *Energy-Efficient MRF-Clutch with optimized torque density*, Smart Materials Adaptive Structures and Intelligent Systems, 2013.
- [6] Güth D., Wiehe A., Maas J.: *Design of Shear Gaps for High-Speed and High-Load MRF Brakes and Clutches.*, J.Phys: Conf. Ser. 412 012046, 2010.
- [7] Nett, H.-P., Steinberg, I. et al.: Patent PCT WO 2010/063735, 2010.
- [8] Maas, J., Güth, D., Aust, M.: Patent EP 2 404 073 B1, 2010.

Eine modellbasierte Steuerungsarchitektur ermöglicht die schnelle Rekonfiguration von Montagevorrichtungen und Assistenz bei der Mensch-Roboter-Kollaboration

A model-based control architecture enables rapid reconfiguration of assembly fixtures and assistance in human-robot collaboration

Prof. Dr.-Ing. Rainer Müller¹,
Dipl.-Wirt.-Ing. (FH) Matthias Vette, M.Eng.¹,
Dipl.-Ing. Ortwin Mailahn¹,
Andreas Ginschel, M.Sc.¹,
Jan Ball, B.Eng.¹,

¹Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH (ZeMA), 66121 Saarbrücken, Deutschland, o.mailahn@mechatronikzentrum.de

Kurzfassung

Am Beispiel der Montage großer Bauteile, wie sie in Form von Strukturbauteilen in der Luftfahrtindustrie vorkommen, werden in diesem Beitrag die Vorteile der Umsetzung einer modellbasierten Steuerungsarchitektur vorgestellt. Eine modellbasierte Steuerungsarchitektur besteht aus einer virtuellen Abbildung der Montageumgebung, innerhalb derer die Montageprozesse geplant, simuliert und später gesteuert werden können. Durch die Verknüpfung der Simulationsergebnisse mit den Steuerungen der einzelnen mechatronischen Module, können die Montagesysteme direkt aus der Planungs- und Simulationsumgebung heraus angesteuert werden. Beispiele für die mechatronischen Module sind die Handhabungsgeräte, Prozessroboter, Anzeigeräte und Eingabegeräte. Damit diese direkt aus der Simulation angesteuert werden können muss sichergestellt sein, dass die Realität ausreichend genau in der Simulation abgebildet wird. Das Steuerungskonzept und die dazugehörige Methode zur Systemidentifikation sowie die Unterstützung durch Assistenzsysteme wurden am ZeMA im Rahmen einer Demo-Klebe-Applikation entwickelt. Mit diesem Steuerungskonzept und der Assistenzfunktion kann sowohl die Rekonfiguration der Montagevorrichtungen beschleunigt, als auch beim Verbau von Teilen, zum Beispiel durch Laserprojektion, qualitätssichernd assistiert werden. Somit lassen sich sowohl der Betriebsmittel-, als auch der Personaleinsatz flexibler nutzen. Insbesondere für variantenreiche Montagevorgänge stellt diese Flexibilisierung einen Vorteil dar.

Abstract

This paper presents the benefits that arise by the use of model-based control architecture in the assembly of large components, as they occur in the form of structural components, for example, in the aircraft industry. Model-based control architecture consists of a virtual image of the assembly area, within which the assembly processes can be planned, simulated and controlled. By linking the simulation results with the controls of the individual mechatronic modules, assembly systems can be controlled directly from the planning and simulation environment. Examples of mechatronic modules are the handling equipment, process robot, display devices and input devices. To control these devices directly from the simulation, it must be ensured that the reality is mapped with sufficient accuracy in the simulation. The control concept, the associated method for system identification and support by assistance systems were developed at ZeMA within a demonstration application. With this method, both the reconfiguration of the assembly devices can get accelerated, and when joining the parts, for example, a laser projection can assist the worker to increase quality. Thus, both the assembly equipment, as well as the personnel can get used more flexible. In particular, for varied assembly operations, this gained flexibility is an advantage.

1 Einleitung

Der Erhalt der Wettbewerbsfähigkeit produzierender Unternehmen an Hochlohnstandorten sowie höchste Qualitätsanforderungen, schnelle Reaktionsfähigkeit auf Marktveränderungen sowie die Beherrschung der Variantenvielfalt bilden die größten Herausforderungen ab [1]. Im Gegensatz zur Produktion in anderen Branchen ist die Produktion von großflächigen bzw. großvolumigen Bauteilen aus kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffen, die z.B. im Flugzeug- und im Schienenfahrzeugbau eingesetzt

werden, häufig durch manuelle Prozesse geprägt [2]. Gleichzeitig haben die Produktionsanlagen, die für die Montage von Großbauteilen eingesetzt werden, große Investitionsumfänge und müssen sich langfristig amortisieren. Produktionszeiträume von über einem Jahrzehnt sind nicht unüblich, sodass eine sichere Prognose der Stückzahlen in Bezug auf diese Zeiträume kaum möglich ist. Zukünftige Produktionsanlagen müssen sich daher über einen vorgeplanten Flexibilitätskorridor hinaus, mit geringem finanziellen Aufwand anpassen lassen und als wandlungsfähig erweisen [1]. Ein einfacher Lösungsan-

satz zum Verschieben dieser Flexibilitätskorridore wird in diesem Beitrag, am Beispiel von Montagevorrichtungen für die Flugzeugstrukturmontage, vorgestellt. In einer Demonstrationsumgebung wurden am ZeMA die ähnlich in der Industrie verwendeten starren Vorrichtungen durch rekonfigurierbare mechatronische Module ersetzt. Als exemplarischer Prozess dient dabei das Verkleben eines Bauteils auf einer CFK-Modellschale. Dafür wird die Schale manuell auf vier rekonfigurierbaren mechatronischen Modulen positioniert. Ein Prozessroboter übernimmt dabei Tätigkeiten, die eine integrierte Prozesskontrolle erfordern. Dazu kann beispielsweise die Oberflächenvorbehandlung durch Atmosphärendruckplasma durch den Menschen oder den Prozessroboter erfolgen und das Auftragen der Kleberaube automatisiert durch den Roboter. Innerhalb einer virtuellen Umgebung wird der Prozess zunächst geplant, simuliert und anschließend in die reale Demonstrationsumgebung transferiert. Wandlungsfähigkeit wird dabei durch ein modellbasiertes Steuerungskonzept und die Möglichkeit das System bedarfsgerecht anzupassen erreicht. Beispielsweise durch den Einsatz von Laserprojektoren, die dem/der Mitarbeiter/in Anweisungen direkt in den Arbeitsraum projizieren, können Informationen für Rekonfigurationsprozesse sowie komplexe Montagprozesse dargestellt werden. Die Verknüpfung der Simulation mit den Steuerungen der mechatronischen Module (Handhabungsgeräte, Projektionssystem, etc.) ermöglicht frühzeitig die Planung und Steuerung der Rekonfigurations- und Montageprozesse. Dadurch können die notwendigen Umrüstzeiten verkürzt werden. Ähnliche Montageprozesse werden in der Luftfahrtindustrie bei der Herstellung von Flugzeugrümpfen viele Male durchgeführt. Insbesondere in der Luftfahrtindustrie, aber auch in vielen anderen Bereichen dominieren heute noch solche oder ähnliche manuelle Tätigkeiten [2]. Mit Hilfe von Mensch-Roboter-Kollaboration wurden die Arbeitsumfänge des Rekonfigurations- und Montageprozesses auf Mensch und Roboter aufgeteilt. Die manuellen Prozesse werden durch Projektionssysteme und Anweisungen ergänzt. Somit können einfach automatisierbare Tätigkeiten an den Roboter übergeben werden, während die Qualität der verbleibenden manuellen Tätigkeiten auch bei steigenden Varianten und wechselndem Personal durch den Einsatz, von z.B. visueller Projektionsassistentz, gleichbleibend gesichert wird.

2 Stand der Technik

In der Vergangenheit gab es bereits viele Anstrengungen Montagesysteme flexible zu gestalten und Rüstkosten zu minimieren. Montagesysteme in kurzen Zeitabständen schnell zu rekonfigurieren gelang jedoch in der Realität nur sehr selten. Brecher et al. zeigen 2013 wie durch vereinfachte Verhaltensmodelle (Simulationen) Systemrekonfigurationen bzw. Systemskalierungen hinsichtlich der Funktionserfüllung überprüft werden können [3]. Müller et al. entwickeln das Steuerungskonzept, welches Grundlage für den vorliegenden Beitrag ist, mit dem sich verschiedene mechatronische Module nach der Planung di-

rekt aus der Simulation ansteuern lassen [1]. Visuelle Assistenzsysteme, wie z.B. Laserprojektoren, wurden bisher als von der Montageplanung in der Simulation unabhängige Module betrachtet. Berndt und Sauer heben 2012 vor allem die Echtzeitfähigkeit solcher Systeme hervor [4]. Diese Eigenschaft wird jedoch bisher nur wenig genutzt um aus der Simulation heraus generierte Daten direkt in eine Assistenz für den/die Mitarbeiter/in umzuwandeln. Das Potenzial, dass eine modellbasierte Steuerungsarchitektur in Kombination mit dem Assistenzsystem für zukünftige Montagearbeitsplätze bietet, wurde von Müller et al. 2014 dargestellt [5]. Neben der Aufgabenanalyse und virtuellen Aufgabenplanung stehen die Aufgabenzuweisung für Mensch oder Roboter während der Rekonfiguration des Montagesystems sowie der Durchführung von Montageprozessen im Fokus. Insbesondere bei sich häufig ändernden Montageumfängen, variierenden Montage-tätigkeiten oder wechselndem Personal, wurde hier aufgezeigt, wie sich im virtuellen Planungsumfeld sowohl die Prozesse schnell an die neuen Situationen anpassen lassen, als auch die Aufgaben je nach Situation dynamisch zugewiesen werden können. Der folgende Beitrag baut auf dieser Basis auf und präzisiert die Umsetzung einer modellbasierten Steuerung mit dem Fokus auf Rekonfigurations- und dynamische Assistenzprozesse.

3 Modellbasierte Steuerung

Die am ZeMA entwickelte modellbasierte Steuerung führt alle am Montageprozess beteiligten mechatronischen Module in einer virtuellen Umgebung zusammen. Dabei verfügt jedes mechatronische System über eine eigene Steuerung, um einen hohen Grad an Unabhängigkeit sowie Flexibilität und Rekonfigurierbarkeit für verschiedene Produkt- und Prozessvarianten zu ermöglichen. Die übergeordnete modellbasierte Steuerung bietet dabei eine Planungs- und Simulationsplattform, die darüber hinaus die notwendigen Informationen generiert, die eine einheitliche und direkte Ansteuerung aus der virtuellen Umgebung ermöglicht. Durch die modellbasierte Steuerung werden die individuellen Steuerungen der mechatronischen Module nicht substituiert sondern durch die einheitliche Kommunikation direkt aus der Simulation angesteuert. Hierdurch können Änderungen zentral geplant und anschließend direkt in den einzelnen Modulen umgesetzt werden. Der zeitliche Aufwand für Änderungen und die Komplexität der Aufgabenstellung reduziert sich hierdurch wesentlich. In den folgenden Abschnitten werden zunächst die Architektur und die Kommunikationsstruktur der modellbasierten Steuerung erläutert. Nachfolgend werden die aufeinander folgenden Schritte von der Aufgabenplanung bis zum Betrieb mechatronischer Module am Beispiel der Rekonfiguration von Montagevorrichtungen und dem Verkleben von einem Demobauteil in einer Schale beschrieben.

3.1 Architektur der modellbasierten Steuerung

Die modellbasierte Steuerung basiert auf einer herkömmlichen industrietauglichen Rechnerhardware. Da der Demonstrator zur Steuerung über eine SPS verfügt, können

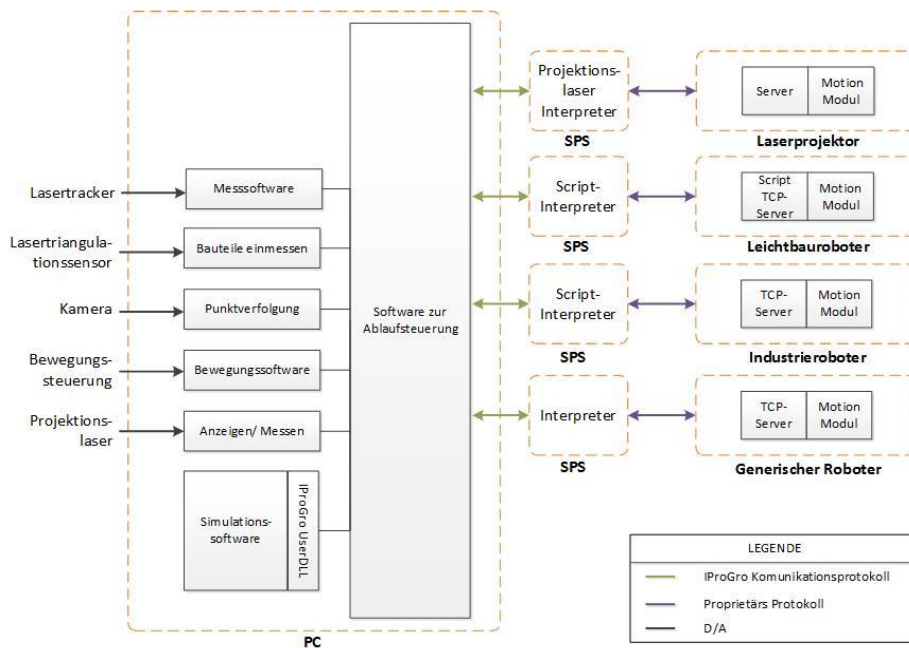


Bild 1 Architektur der modellbasierten Steuerung

die Abläufe in einer Automatisierungssoftware geplant und programmiert werden. Die Ausführung übernimmt dann die SPS. **Bild 1** stellt die gesamte Architektur der modellbasierten Steuerung dar. Rechnerseitig umfasst die modellbasierte Steuerung die Software zur Prozesssteuerung, die Simulationsumgebung und verschiedene Softwaremodule, mit denen beispielsweise Messwerte des Lasertrackers aufbereitet werden können. Das Modell der Montageumgebung wird in der Simulationssoftware aufgebaut. Neben statischen Objekten werden insbesondere alle aktiven Module dort hinterlegt. Die „IProGro UserDLL“ ist eine dynamische Programmibibliothek, die den Zugriff auf Simulationsdaten ermöglicht. Führt ein Roboter in der Simulation beispielsweise eine programmierte Bahn ab, so kann über die „IProGro UserDLL“ in einem definierten Takt auf die TCP-Koordinaten zugegriffen werden. Da die einzelnen, im **Bild 1** rechts dargestellten, mechatronischen Module unterschiedliche Steuerungsphilosophien haben, wurde ein einheitliches Kommunikationsprotokoll geschrieben, das für kinematische Module, z.B. PTP-Informationen im erforderlichen Takt überträgt und für die Ansteuerung von Greifern und Sensoren eine gesonderte Kommunikation ermöglicht. Dies erfordert auf Seiten der Roboter einen Interpreter, der vom einheitlichen Protokoll in das proprietäre Protokoll übersetzt. Der Vorteil ist hier, dass für einen neuen Roboter lediglich ein einziges Mal ein entsprechender Interpreter geschrieben werden muss. Bei Aufgabenänderungen wird zukünftig ausschließlich die Simulation angepasst. Herstellerspezifische Programmierkenntnisse werden demnach nicht mehr benötigt. Der Interpreter beinhaltet zudem einen Sicherheitspuffer und stellt sicher, dass die Befehle folgerichtig umgesetzt werden. Zudem wird im Interpreter ein Soll-Ist-Abgleich bzgl. der aktuellen Positionsdaten vorgenommen, um bei der Überschreitung von Regelabweichungen und Grenzwerten einen Sicherheitsstopp auszulösen. Auf diese Weise lassen sich unterschiedlichste mechatronische Systeme standardisiert aus einer virtuellen

Umgebung heraus steuern und schnell rekonfigurieren [1].

3.2 Planung der Aufgaben

Die Planung lässt sich in drei Bereiche einteilen (Prozessplanung, Aufgabenplanung, Aufgabenzuteilung). In der Prozessplanung wird der übergreifende Prozessablauf geplant (vgl. **Bild 2**). In der Aufgabenplanung werden dezidierte Aufgaben nach dem ganzheitlichen Planungsansatz für die Entwicklung von Montageprozessen geplant (vgl. **Bild 3**). Aufbauend auf den Anforderungen des Produktes werden Prozess und Betriebsmittel ausgelegt.



Bild 2 Im Demonstrator umgesetzter Prozess

Anschließend folgt die Aufgabenzuteilung. Die Ausführung der Aufgaben kann dabei bedarfsgerecht manuell, hybride oder automatisiert erfolgen. Bei hybriden Aufgaben kollaborieren Mensch und Roboter. Eine Methodik zur Aufgabenzuteilung ist in **Bild 4** dargestellt.

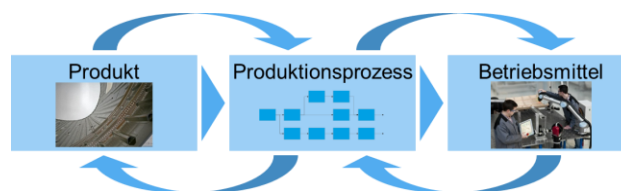


Bild 3 Ganzheitlicher Planungsansatz für die Entwicklung von Montageprozessen

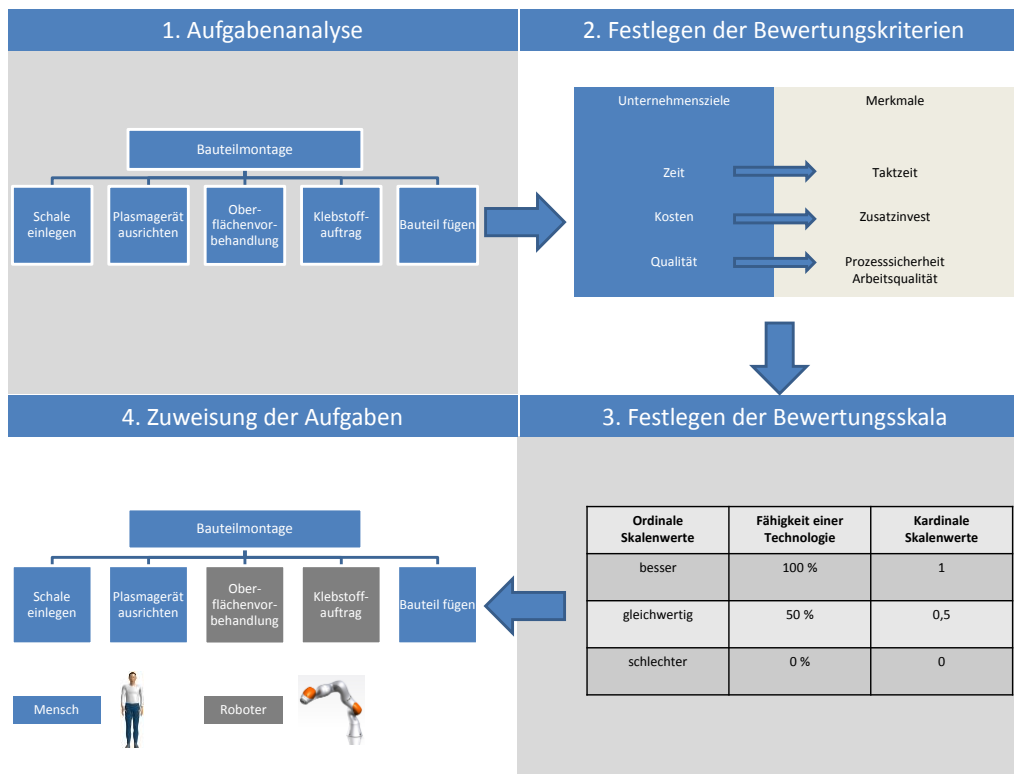


Bild 4 Methodik zur Aufgabenteilung zwischen Mensch und Roboter

Begonnen wird mit der Aufgabenanalyse. Diese stellt den Mensch in den Mittelpunkt der Planungsphase und beschreibt mittels abstrakter Begriffe dessen Verhalten [6]. Zunächst wird ein übergeordnetes Ziel definiert und dieses in kleinere Teilziele unterteilt. Daraus ergibt sich eine hierarchische Struktur, die für die Aufgabenzuweisung herangezogen wird. Bei der Zuweisung der Tätigkeiten werden zunächst Bewertungskriterien festgelegt. Zu diesen gehören beispielsweise die Taktzeit, der Zusatzinvest sowie die Prozesssicherheit und Arbeitsqualität. Diese Merkmale werden entweder nach qualitativen oder quantitativen Kriterien bewertet. Bei Prozessen, die nicht eindeutig zugeordnet werden können wird ebenfalls die Option gleichwertig mit aufgeführt, damit es hier zu keinen Fehlentscheidungen kommt [7]. Das Ergebnis der Analyse spiegelt bzgl. der Mensch-Roboter-Kollaboration die gemeinsame Ausführung von Tätigkeiten im selben Arbeitsraum, jedoch keine direkte Interaktion wieder. Bei der Ausführung der manuellen Tätigkeiten soll der Mensch zudem durch Assistenzsysteme, wie z.B. Projektionslaser, unterstützt werden. Sowohl die Grundkonfigurationen der Handhabungsgeräte, Prozessroboter und die Assistenzumfänge, als auch die Aufgabenanteile werden in der virtuellen Umgebung modelliert. Für die Grundkonfiguration sind zum einen der kollisionsfreie Betrieb, die Reichweite und Zugänglichkeit der Handhabungsgeräte und Prozessroboter sowie zum anderen die Anforderungen des Bauteils und Prozesskräfte maßgebend. Wird ein Bauteil bewegt, an dem mehrere Roboter kooperierend angreifen, so erfolgt die Koordination der einzelnen Handhabungsgeräte innerhalb der Simulation über das jeweilige gemeinsame Bauteil. In diesem Fall wird die Zielposition des Bauteils entlang einer bestimmten Bahn programmiert und interpoliert. Fixe Transformatio-

nen vom Bauteilkoordinatensystem zu den Greifpunkten ermöglichen für jeden Interpolationspunkt der Bauteilbahn die Greifpunkte am Bauteil und damit die Zielpose der Handhabungsgeräte zu berechnen. Diese Daten können dann später direkt genutzt werden, um die mechatronischen Module anzusteuern.

3.3 Systemidentifikation

Damit das System direkt aus dem Modell gesteuert werden kann, muss die Simulation der Realität entsprechen. Dafür müssen gezielt ausgewählte Parameter identifiziert werden. Bei dieser Vorgehensweise zur Systemidentifikation kann zwischen „erstmaliger Identifikation“ und der „Identifikation nach der Rekonfiguration“ unterschieden werden. Bei der erstmaligen Identifikation sind alle Parameter des Systems zu identifizieren, während nach der Rekonfiguration nur die geänderten Parameter identifiziert werden müssen. In aller Regel ändern sich die Parameter eines Handhabungsgerätes nach dem Umsetzen nicht. Deshalb kann erfahrungsgemäß bei der Identifikation des Systems nach der Rekonfiguration auf die Bestimmung der Parameter der kinematischen Kette verzichtet werden. Jedoch muss das Basiskoordinatensystem identifiziert und in der Simulation hinterlegt werden. Um die genaue Position des Roboters einzumessen, werden Testbewegungen ausgeführt und mit Hilfe eines Messsystems, wie z.B. eines Lasertrackers, eingemessen. Durch Drehungen um die erste und zweite Achse lässt sich das Basiskoordinatensystem der Kinematik bestimmen. Durch das Anfahren und einmessen mehrerer Kontrollpunkte im Arbeitsraum kann die Genauigkeit des Roboters überprüft werden. Wenn die Genauigkeit der Kinematiken nicht ausreicht, können die exakten Parameter

des Roboters identifiziert und das korrekte Modell in die Steuerung zurückgeführt werden. Neben einer geometrischen Einzelachskalibrierung [8] kann auch eine numerische Methode zur Gesamtkalibrierung des Systems verwendet werden [9]. Eine zusätzliche Möglichkeit die Genauigkeit des Systems zu verbessern besteht durch die Nutzung eines Inline-Messsystems [10].

3.4 Kalibrierung des Projektionslasers

Neben den Handhabungsgeräten und dem Prozessroboter muss auch der Projektionslaser entsprechend eingemessen werden. Für eine korrekte Darstellung der Projektion muss der Projektionslaser überprüft und ggf. neu kalibriert werden. Dazu werden sogenannte Targets in der Arbeitsumgebung angebracht, die Positionen in einer Kalibrierdatei hinterlegt und danach eingemessen. Die Targets sind in der Mitte mit einem Spiegel ausgestattet der den Laserstrahl zurück wirft (vgl. **Bild 5**). Mit der Kalibrierdatei können die Projektionslaser in der Arbeitsumgebung korrekt ausgerichtet werden. Die Genauigkeit der späteren Projektionen hängt im Wesentlichen von der Kalibrierung der Laserprojektionssysteme ab.



Bild 5 Vorgehen zur Kalibrierung des Projektionslasers

3.5 Rekonfigurieren des Montagearbeitsplatzes

Die modellbasierte Steuerung ermöglicht einen einfachen Rekonfigurationsprozess. Die Rekonfiguration von Handhabungseinheiten kann durch drei Ausprägungen beschrieben werden. Ausgehend von z.B. einer neuen Pose, die das von der Vorrichtung getragene Bauteil einnehmen soll sowie weiteren bauteilspezifischen Randbedingungen, wird eine globale Positionierung der Basen, eine regionale Ausrichtung der Kinematiken und eine neue lokale Greiferkonfiguration geplant. Nach der Planungsphase

wird eine Simulation des Prozesses durchgeführt um Fehler und mögliche Kollisionen, insbesondere bei kooperierenden oder synchronisierten Tätigkeiten auszuschließen. **Bild 6** zeigt das Vorgehen für einen vollständigen Rekonfigurationsprozess.

Die Inbetriebnahme beginnt mit der globalen Positionierung der Kinematiken. Dieser Vorgang wird manuell durchgeführt, wobei der Mensch durch den Einsatz von Projektionssystemen unterstützt wird. **Bild 7** zeigt die vier notwendigen Schritte der globalen Positionierung. Für den „Schritt a“ wird die Sollposition der Basis des Handhabungsgerätes durch die „IProGro UserDLL“ aus der Simulation ausgelesen und durch den Interpreter gemäß **Bild 1** für das Projektionssystem aufbereitet. Das Projektionssystem lädt die CAD-Kontur der Basis und projiziert die Kontur entsprechend der Planungsvorgabe. Dabei muss der/die Mitarbeiter/in die Handhabungsgeräte in der Realität lediglich grob, der Planungsvorgabe entsprechend, positionieren (vgl. „Schritt b“, **Bild 7**).

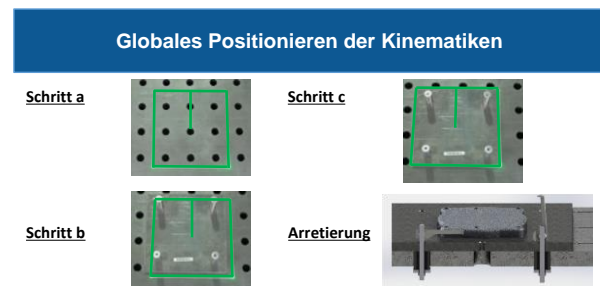


Bild 7 Assistiertes, globales Positionieren einer Kinematik

Im nächsten Schritt wird die neue Position der Kinematik mit Hilfe eines Messsystems identifiziert und die gemessenen Positionsdaten zur Korrektur des Modells in der virtuellen Umgebung genutzt. Die in „Schritt c“ dargestellte Kontrollprojektion zeigt dem/der Mitarbeiter/in, dass das Modell und die Realität abgeglichen sind. Abschließend wird die Kinematik arretiert.

Die regionale Ausrichtung der Kinematiken und die lokale Greiferkonfiguration werden anschließend über die modellbasierte Steuerungsarchitektur direkt aus der virtuellen Umgebung heraus vorgegeben.

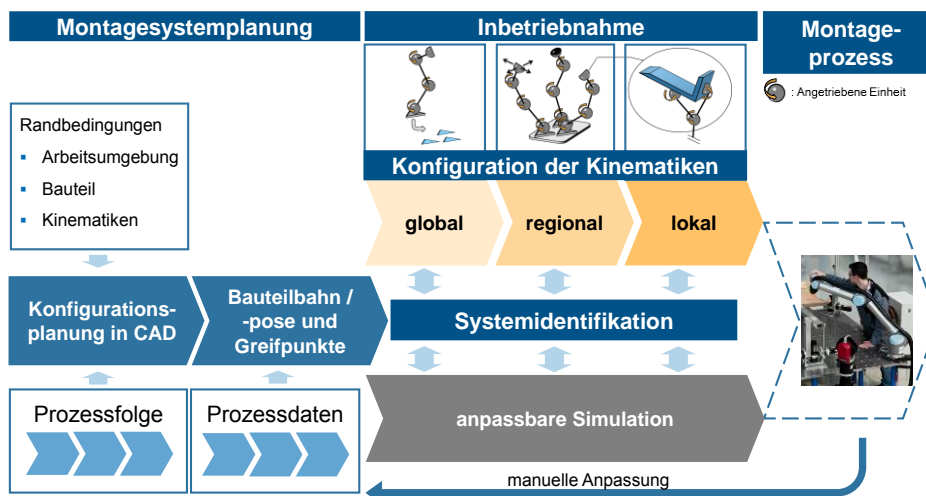


Bild 6 Vorgehen zur Rekonfiguration der Montagevorrichtung

3.6 Projektionsassistentz beim Verbau von Bauteilen

Einen weiteren Nutzen generiert die modellbasierte Steuerung durch die Möglichkeit, veränderte Arbeitsabläufe schnell und flexibel zu integrieren. Ist beispielsweise eine variantenbedingte Änderung des Verbauortes eines Bauteils in einer Schale notwendig, so kann die neue Position und Orientierung in der virtuellen Umgebung geplant werden. Da die Bauteile manuell gefügt werden, stellt der Einsatz von Laserprojektoren eine sinnvolle Assistenz dar, um dem/der Mitarbeiter/in neue Arbeitsanweisungen zu übermitteln. Wird die Projektionsassistentz in das modellbasierte Steuerungskonzept integriert, so lassen sich Änderungen ebenfalls schnell und flexibel planen und anschließend direkt an den/die Mitarbeiter/in weiterreichen. **Bild 8** zeigt links das Modell der Schale mit den Positionen der Bauteile. Damit die Projektion in der Realität (rechts) der geplanten Konfiguration in der virtuellen Umgebung entspricht, wird zunächst die Position der Schale durch, z.B. fliegendes Einmessen, identifiziert und das Bauteilkoordinatensystem in dem Modell angepasst.

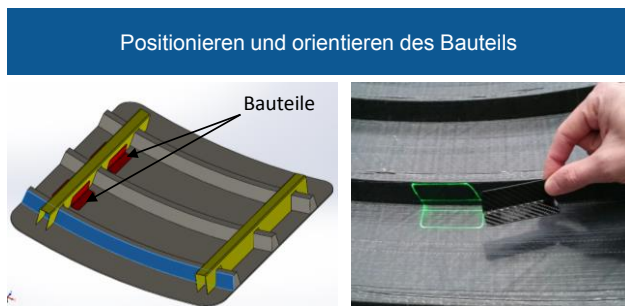


Bild 8 Projektionsassistentz beim Verbauen eines Bauteils

Die anschließende Projektion des Bauteils erfolgt nach dem gleichen Prinzip, das in **Abschnitt 3.5** beschrieben wurde. Die Kontur wird in das Projektionssystem geladen und die Position und Orientierung aus der Simulation abgerufen. Der/Die Mitarbeiter/in kann sich nun beim Verbau der Bauteile an der Projektion orientieren.

4 Zusammenfassung

Durch den Einsatz einer modellbasierten Steuerung, konnte sowohl die Rekonfiguration von Montagesystemen, als auch die Anpassung von Prozessänderungen beschleunigt und vereinfacht werden. Ein einheitliches Kommunikationsprotokoll ermöglicht dabei die Integration verschiedener mechatronischer Module in einer virtuellen Umgebung und schafft auf diese Weise Synergien im Planungs- und Steuerungsprozess. Die Projektionsassistentz eignet sich dabei nicht nur für die Vorgabe von Arbeitsinhalten, sondern dient als direkte Rückmeldung für den Werker z.B. bei der Systemidentifikation. Weitere Forschungsarbeiten werden die modellbasierte Steuerung noch stärker in Montageumgebungen mit direkter Menschen-Roboter-Kollaboration einbinden.

5 Literatur

- [1] Müller, R.; et. al.: *Wandlungsfähiges Montagesystem für Großbauteile am Beispiel der Flugzeugstrukturmontage*. In: *Zukunftsfähige Montagesysteme*. Wirtschaftlich, wandlungsfähig und rekonfigurierbar. Stuttgart: Fraunhofer Verlag 2013.
- [2] Müller, R.; Vette, M.; Quinders, S.: *Handhabung großer Bauteile zur Flugzeugmontage mittels eines Verbunds kinematischer Einheiten unterschiedlicher Struktur*. In: *VDI-Bewegungstechnik*. Band: 2175. Aachen: VDI Verlag 2012.
- [3] Brecher, C.; et al.: *Modellbasierte Rekonfigurierbarkeit - Planungssystematik für Montagesysteme auf Basis von Strukturmodellen und physikbasierter Simulation*. In: *Werkstattstechnik online*. Jahrgang 103. Heft 2. Düsseldorf: Springer 2013.
- [4] Berndt, D.; Sauer, S.: *Visuelle Assistenz – Unterstützung bei der Durchführung komplexer Montageaufgaben*. In: *Werkstattstechnik online*. Jahrgang 102. Heft 5. Düsseldorf: Springer 2012.
- [5] Müller, R.; et al.: *Innovative Produktionsassistentz für die Montage. Intelligente Werkerunterstützung bei der Montage von Großbauteilen in der Luftfahrt*. In: *Werkstattstechnik online*. Jahrgang 104. Heft 9. Düsseldorf: Springer 2014.
- [6] Tan, J. C.; et al.: *Collaboration Planning by Task Analysis in Human-Robot Collaborative Manufacturing System*. In: *Advances in Robot Manipulators*. Tokyo: InTech Europe 2010.
- [7] Beumelburg, K.: *Fähigkeitsorientierte Montageablaufplanung in der direkten Mensch-Roboter-Kooperation*. Stuttgart: Institut für industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb 2005.
- [8] Wiest, U.: *Kinematische Kalibrierung von Industrierobotern*. Dissertation, Universität Karlsruhe. Aachen: Shaker-Verlag 2001.
- [9] Müller, R.: *Verbesserung des kinematischen und dynamischen Bewegungsverhaltens von Handhabungsgeräten mit geschlossenen kinematischen Ketten. Parameteridentifikation, Bahnplanung und Bahnoptimierung, Verformungskompensation*. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen 1996.
- [10] Corves, B.; et al.: *Rekonfigurierbare Montagesysteme für das Großbauteilhandling*. In: Brecher, C. (Hg.): *Integrative Produktionstechnik für Hochlohnländer*. 1. Aufl. Heidelberg: Springer 2011.

Dynamische Rekonfiguration eines seilbasierten Manipulators zur Verbesserung der mechanischen Steifigkeit

M. Eng. Christopher Reichert¹, B. Sc. Paul Glogowski¹, Dr.-Ing. Tobias Bruckmann¹

¹Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, {reichert, glogowski, bruckmann}@mechatronik.uni-duisburg.de

Kurzfassung

Die außergewöhnlichen dynamischen Eigenschaften eines Seilroboters, wie z. B. das Transportieren von schweren Lasten über einen großen Arbeitsraum, hängen stark von der geometrischen Anordnung der Umlenkrollen ab. Durch die Montage einer ursprünglich gestellfesten Umlenkrolle auf einer Lineareinheit, d. h. durch die Ergänzung weiterer aktiv angetriebener Seile mit variablen Umlenkrollen (kinematische Redundanz) können die ursprünglich konstanten geometrischen Parameter variiert werden. Dieser Schritt ermöglicht eine Steigerung der zuvor beschriebenen positiven Eigenschaften sowie eine optimale Einstellung der Leistungsmerkmale bezogen auf die momentane Konfiguration des Seilroboters. Die vorliegende Arbeit beschreibt eine Methode unter Ausnutzung der angesprochenen Parametervariabilität, mit der ein Seilroboter flexibel für verschiedene Aufgaben angepasst werden kann, um somit dessen positive Eigenschaften homogen über den Arbeitsraum verteilen zu können. Den Ausgangspunkt stellt hierbei die Beschreibung der mechanischen Steifigkeit des Endeffektors bezüglich dessen momentaner Konfiguration dar. Die Ergebnisse anhand eines räumlichen Seilroboters mit zehn angetriebenen Seilen zeigen unter dem Einsatz der vorgestellten Methode eine Verbesserung der Präzision hinsichtlich einer Minimierung der maximalen Auslenkung des Endeffektors.

1 Einleitung

Bei parallelen seilbasierten Manipulatoren (Seilroboter) führt ein verspanntes System von Seilen mit paralleler Topologie eine Arbeitsplattform – den Endeffektor (im Folgenden EE genannt) – entlang einer vorgegebenen Bahn. Die Seile werden hierbei von motorgetriebenen Winden auf- bzw. abgewickelt und über ortsfeste, aber schwenkbare Umlenkrollen in den Arbeitsraum geführt. Bedingt durch die unilateralen Eigenschaften von Seilen – Seile können stets nur Zugkräfte aufbringen – muss eine vollständige Verspannung des Endeffektors zu jedem Zeitpunkt garantiert sein. Eine Lösung stellt das strukturkonforme Einbringen von zusätzlich angetriebenen Seilen (Antriebsredundanz) dar, ohne dabei den Bewegungsfreiheitsgrad des Endeffektors zu beeinflussen. Diese strukturelle Erweiterung ermöglicht eine optimale Verteilung der zur Verfügung stehenden Seilkräfte und somit die gezielte Vorgabe eines Verspannungsniveaus in den Seilen, welches direkt die mechanische Steifigkeit des Endeffektors beeinflusst. Weiter kann die Antriebsredundanz eine Erhöhung und Homogenisierung des Kraftvermögens eines Seilroboters zugunsten erhöhter Beschleunigung und Nutzlast bewirken und – trotz der zusätzlich angetriebenen Seile – zu einer Reduzierung des Gesamtenergiebedarfs beitragen. Nichtsdestotrotz hängen die dynamischen Eigenschaften eines Seilroboters stark von der geometrischen Anordnung der Umlenkrollen ab. Durch die Montage einer ursprünglich ortsfesten Umlenkrolle auf eine bewegliche Lineareinheit, d. h. durch die Ergänzung weiterer aktiv angetriebener Seile mit verfahrbaren Umlenkrollen (kinematische Redundanz) können die ursprünglich konstanten geometrischen Parameter variiert werden. Durch diesen Schritt kön-

nen die zuvor beschriebenen positiven Eigenschaften weiter gesteigert werden sowie die Leistungsmerkmale bezogen auf die momentane Konfiguration des Seilroboters optimal eingestellt werden. Diese Parametervariabilität bietet somit die Möglichkeit, einen Seilroboter flexibel für verschiedene Aufgaben einzusetzen und seine positiven Eigenschaften homogen über den Arbeitsraum zu verteilen. Gleichzeitig kann auf diese Weise der Arbeitsraum eines Seilroboters vergrößert werden.

Kotlarski et al. [1] verifizieren den Einfluss von kinematischer Redundanz auf die Positioniergenauigkeit einer parallelkinematischen Maschine (PKM) mittels Änderung der geometrischen Anordnung der Basispunkte. Hierfür schlagen die Autoren unterschiedliche Rekonfigurationsstrategien vor, wozu sowohl diskrete als auch kontinuierliche Ansätze zur Optimierung der Geometrieparameter zählen. Eine diskrete Rekonfiguration findet hierbei nach jedem Arbeitsschritt bzw. bei einem Richtungswechsel des Endeffektors statt, wohingegen eine kontinuierliche Rekonfiguration über die gesamte Bewegung des Endeffektors erfolgt. Dies führt zu einer augenblicklichen Beeinflussung der Eigenschaften hinsichtlich der Verbesserung der Positioniergenauigkeit des Endeffektors.

Nachteilig wirkt sich hierbei jedoch der deutlich höhere Energiebedarf aus. In der vorliegenden Arbeit kommt eine diskrete Rekonfigurationsstrategie zum Einsatz, bei der die variablen Umlenkrollen während der Bewegung des Endeffektors festgesetzt werden. Hierbei kann nicht nur der Energiebedarf reduziert werden, sondern auch die Positioniergenauigkeit des Endeffektors aufgrund der festgesetzten Lineareinheiten verbessert werden.

Ziel des in der vorliegenden Arbeit präsentierten Vorgehens ist es, die mechanische Steifigkeit des Endeffektors durch

eine diskrete Rekonfigurationsstrategie zu optimieren. Dies ist vor allem mit Hinblick auf künftige praktische Anwendungen von hoher Bedeutung:

Aufgrund der vielfältigen positiven Eigenschaften von Seilrobotern besitzen diese ein großes Anwendungspotenzial. Hierbei erstreckt sich das Einsatzgebiet von Seilrobotern auf Aufgaben, wo einerseits serielle Manipulatoren den erforderlichen Arbeitsraum nicht abdecken können und andererseits die Massen der handzuhabenden Bauteile serielle Manipulatoren ausschließen. Diese Anwendungsfälle werden innerhalb des EU-Projekts "CableBOT" für die Entwicklung einer neuen Generation von modularen und rekonfigurierbaren Seilrobotern ausgenutzt, die in der Lage sind, verschiedene Aufgaben innerhalb der Instandhaltung und Logistik von Großbauteilen zu bewältigen.

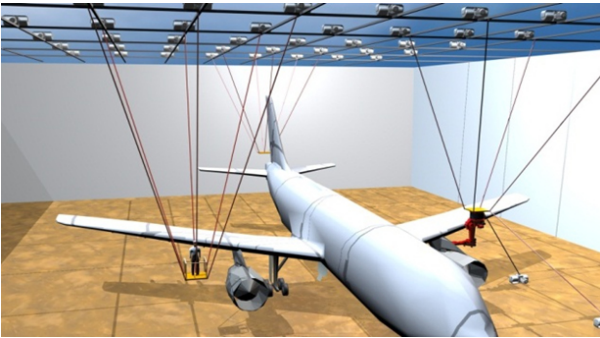


Bild 1 Modularer und rekonfigurierbarer Seilroboter zur Ausführung verschiedener Aufgaben im Bereich der Instandhaltung
Quelle: <http://www.cablebot.eu>

Aufgrund des großen Arbeitsraumes ist für diese Arten von Anwendungen eine Rekonfiguration des Seilroboters hinsichtlich einer optimalen Anpassung der geometrischen Anordnung der Umlenkrollen unausweichlich. Eine erste Arbeit zu diesem Thema findet sich in [2]. In dieser Arbeit wird eine Rekonfigurationsstrategie angestrebt, bei der nach jedem Arbeitsschritt ein oder mehrere Seile vom Endeffektor abgehängt und entsprechend den neuen Anforderungen wieder am Endeffektor angebracht werden müssen. Diese Vorgehensweise stellt den Anwender jedoch vor eine große Herausforderung und schließt weiter einen automatisierten Betrieb des Seilroboters aus. Dieses Problem soll mithilfe der in dieser Arbeit beschriebenen Methode zur dynamischen Rekonfiguration eines Seilroboters beseitigt werden.

2 Modellbildung

2.1 Kinematik

Die Bewegung des EEs wird mit der Pose $x = [o, \Phi]$ beschrieben. Darin bezeichnet o einen Ortsvektor und Φ eine Orientierung bezogen auf ein lokales Koordinatensystem \mathcal{P} . Zur Beschreibung der Orientierung des EEs bezüglich eines inertialen Koordinatensystems \mathcal{B} dient die Rotationsmatrix R . Hierbei wird auf Kardan-Winkel ψ , ϑ und φ zurückgegriffen. Die Rotationsmatrix R berechnet sich aus den elementaren Rotationsmatrizen zu $R = R_x(\psi) R_y(\vartheta) R_z(\varphi)$.

Zusätzlich ist die Orientierung jeder Umlenkrolle mit dem Radius ρ_i über ein lokales Koordinatensystem \mathcal{G}_i charakterisiert, dessen Orientierung gegenüber dem Inertialsystem durch die Rotationsmatrix $R_{\mathcal{G}_i}$ gegeben ist. Mithilfe dieser Vorgehensweise können alle Umlenkrollen mit demselben Formalismus beschrieben werden.

Innerhalb der inversen Kinematik gilt es, die Gelenkvariablen q bei vordefinierter Pose des EEs zu bestimmen. Der Vektor q enthält sowohl die angetriebenen Gelenkvariablen l_i als auch die nicht angetriebenen Gelenkvariablen α_i und β_i in Form von Schwenkwinkeln.

Bei Annahme von rollenbasierten Seilführungen können die Seilrichtungsvektoren l_i wie folgt berechnet werden:

$$l_i = b_i + d_i - p_i, \quad i = 1, \dots, m. \quad (1)$$

Die Vektoren b_i kennzeichnen die Aufhängungspunkte der Seilrollen, die in konventionellen Aufbauten im Raum fixiert sind:

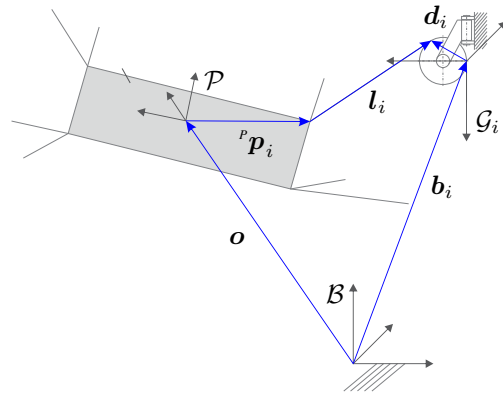


Bild 2 Kinematik des Seilroboters

Die Vektoren ${}^p p_i$ zu den plattformseitigen Seilanschlagpunkten lassen sich über die Rotationsmatrix R in das Inertialsystem \mathcal{B} überführen:

$$p_i = o + R {}^p p_i, \quad i = 1, \dots, m. \quad (2)$$

In Abhängigkeit des Gelenkvektors q können ferner die Seilaustrittspunkte d_i im lokalen Bezugssystem \mathcal{G}_i mit

$${}^{\mathcal{G}_i} d_i = \begin{bmatrix} \rho_i \cos \alpha_i (1 + \sin \beta_i) \\ \rho_i \sin \alpha_i (1 + \sin \beta_i) \\ -\rho_i \cos \beta_i \end{bmatrix}, \quad i = 1, \dots, m \quad (3)$$

angegeben werden. Somit liefert die hier vorgestellte inverse Kinematik die resultierenden Seillängen l_i für eine gewünschte Pose o des EEs.

2.2 Dynamik

Ein Seilroboter kann als ein Mehrkörpersystem bestehend aus einem starren EE und m flexiblen Seilen in einer parallelen Topologie modelliert werden. Das Kräftegleichgewicht am EE unter dem Einwirken eines externen Kraftwinders $w = [f_e, \tau_e]$ sowie der Gravitationskraft ist wie folgt definiert:

$$A^T f + w = 0. \quad (4)$$

Darin ist A^T die sogenannte Strukturmatrix und beschreibt den Einfluss der Seilkräfte f auf den EE. Sie kann mithilfe

des Seillängenvektors $l_i = l_i v_i$ und des normierten Seilrichtungsvektors v_i berechnet werden [6].

Die Dynamik des EEs beschrieben im plattformfesten Koordinatensystem \mathcal{P} kann in der Form

$$\begin{bmatrix} m_p \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{o}} \\ \dot{\boldsymbol{\omega}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{J}\boldsymbol{\omega}) \end{bmatrix} = \mathbf{A}^T \mathbf{f} + \begin{bmatrix} \mathbf{f}_e \\ \boldsymbol{\tau}_e \end{bmatrix} \quad (5)$$

angegeben werden, worin der erste Term die Massenmatrix M des EEs und der zweite Term auf der linken Seite die Coriolis- und Kreiselkräfte \mathbf{K} beschreibt. m_p stellt die Masse des EEs dar. Der Trägheitstensor \mathbf{J} ist bezüglich des plattformfesten Koordinatensystems \mathcal{P} definiert.

Weiter gilt es zu beachten, dass lediglich diejenigen Seilkräfte \mathbf{f} eine Bewegung des EEs herbeiführen, die nicht im Nullraum von \mathbf{A} liegen. Demzufolge kann der Grad der Aktuierung $\alpha = \text{Rang}(\mathbf{A})$ und somit der Grad der Antriebsredundanz mit $r = m - \alpha$ definiert werden.

3 Rekonfigurationsstrategien

Wie einleitend geschildert, soll im Rahmen dieser Arbeit die mechanische Steifigkeit des Endeffektors durch Rekonfigurationsstrategien optimiert werden. Hierzu werden im Folgenden einige Definitionen festgelegt, bevor das Optimierungsproblem aufgestellt wird.

3.1 Mechanische Steifigkeit

Die Steifigkeitsmatrix $\mathbf{K}(\mathbf{x})$ beschreibt nach [3] den linearen Zusammenhang

$$\delta \mathbf{w} = \mathbf{K}(\mathbf{x}) \delta \mathbf{x} \quad (6)$$

zwischen einem infinitesimalen Kraftwinder $\delta \mathbf{w}$ und den resultierenden Verschiebungen $\delta \mathbf{x}$ des EEs. Im statischen Gleichgewicht aus Gl. (4) kann die Beziehung

$$\delta \mathbf{w} = -\frac{\partial \mathbf{A}^T}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f} \delta \mathbf{x} - \mathbf{A}^T \delta \mathbf{f} \quad (7)$$

abgeleitet werden. Hierbei rufen infinitesimale Seilkräfte

$$\delta \mathbf{f} = \mathbf{K}_l \delta \mathbf{l} \quad (8)$$

virtuelle Verschiebungen $\delta \mathbf{l}$ der Seillängen hervor. Die Matrix $\mathbf{K}_l = \text{diag}(k_{l,1}, \dots, k_{l,m})$ gibt die Steifigkeitsmatrix im Gelenkraum an, wobei die Diagonalelemente $k_{l,i}$ maßgeblich über die Nachgiebigkeit der Antriebe festgelegt werden, die ihrerseits u.a. vom verwendeten Regelungskonzept abhängt (siehe Abschnitt 5).

Ebenso führen infinitesimale Verschiebungen $\delta \mathbf{x}$ zu entgegengesetzten Veränderungen $\delta \mathbf{l}$ in den Seillängen:

$$\delta \mathbf{l} = -\mathbf{A} \delta \mathbf{x}. \quad (9)$$

Zusammengefasst berechnet sich der Kraftwinder zu

$$\delta \mathbf{w} = -\frac{\partial \mathbf{A}^T}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f} \delta \mathbf{x} + \mathbf{A}^T \mathbf{K}_l \mathbf{A} \delta \mathbf{x}. \quad (10)$$

Aus der resultierenden kartesischen Steifigkeitsmatrix

$$\mathbf{K}(\mathbf{x}) = \underbrace{-\frac{\partial \mathbf{A}^T}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f}}_{\mathbf{K}_g} + \underbrace{\mathbf{A}^T \mathbf{K}_l \mathbf{A}}_{\mathbf{K}_c} \quad (11)$$

sind zwei unterschiedliche Einflüsse ersichtlich. Der erste Ausdruck \mathbf{K}_g wird als aktive Steifigkeit bezeichnet und beschreibt die Veränderungen der Strukturmatrix \mathbf{A} durch Verschiebungen des EEs. Weiterhin übt die Seilkraftverteilung \mathbf{f} Einfluss auf die aktive Steifigkeit aus. Der Term \mathbf{K}_c kennzeichnet die passive Steifigkeit, welche maßgeblich vom verwendeten Regler abhängt.

3.2 Rekonfiguration

Die aufgabenspezifische Rekonfiguration der Geometrieparameter wird in der Praxis durch unterschiedliche Rekonfigurationsstrategien umgesetzt. Es können sowohl diskrete als auch kontinuierliche EE-Bewegungen innerhalb der Rekonfiguration stattfinden.

Die vorliegende Arbeit behandelt nur eine diskrete Rekonfiguration, worin die Bahn $\mathbf{x}(t)$ des EEs in Teilabschnitte unterteilt wird. Bei der diskreten Rekonfigurationsstrategie erfolgt eine Bewegung $\mathbf{s}(t)$ der Lineareinheiten nur bei einer konstanten Pose $\mathbf{x}(t)$ des EEs. Während der EE-Bewegung bleiben die Lineareinheiten gesperrt. Weiter kann durch die diskrete Rekonfiguration eine nicht unerhebliche Reduzierung des Energiebedarfs gegenüber einer kontinuierlichen Rekonfigurationsstrategie erzielt werden. In einer späteren Anwendung soll eine diskrete Rekonfiguration stets beim Unterschreiten einer Grenze einer noch zu wählenden Kostenfunktion erfolgen.

3.3 Optimierungsproblem

Als besonders nützliches Werkzeug für die Optimierung der Geometrieparameter erweist sich die Nachgiebigkeitsmatrix $\mathbf{C} = \mathbf{K}^{-1}$. Diese gibt an, wie sich die EE-Pose

$$\delta \mathbf{x} = \mathbf{K}^{-1} \delta \mathbf{w} = \mathbf{C} \delta \mathbf{w} \quad (12)$$

bei einem externen Kraftangriff \mathbf{w} verändert. Mithilfe der Nachgiebigkeitsmatrix kann das Bewertungskriterium

$$\kappa = \frac{\|\Delta \mathbf{x}\|_2}{f_e} \quad (13)$$

zur Beurteilung der mechanischen Steifigkeit abgeleitet werden. Hierbei wird eine Normierung der kartesischen Positionsabweichung $\Delta \mathbf{o} = \|\Delta \mathbf{o}\|_2$ auf 1 N zur Berücksichtigung der Stärke der angreifenden Kraft verwendet.

Diese Wahl zur Festlegung der Kostenfunktion als Basis für den eingesetzten Optimierungsalgorithmus ermöglicht, dass lediglich ein skalarer Wert in Form von κ minimiert werden muss. Somit kann der Optimierungsaufwand, gegenüber einer Optimierung aller Diagonalelemente der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} , gesenkt werden. Sollen weiter nicht nur Positionsabweichungen aufgrund einer externen Kraft \mathbf{f}_e berücksichtigt werden, sondern auch Orientierungsfehler aufgrund externer Momente $\boldsymbol{\tau}_e$, muss eine Homogenisierung der Strukturmatrix \mathbf{A}^T ausgeführt werden. Hierfür sei auf [4] verwiesen. Die durchzuführende Homogenisierung von \mathbf{A}^T führt auf Elemente mit ausschließlich Längeneinheiten.

In dieser Arbeit wird insbesondere die Positionsabweichung $\Delta \mathbf{o}$ des EEs von seiner Sollposition als Steifigkeitskriterium untersucht. Hierfür kann das im Folgenden prä-

sentierte Optimierungsproblem aufgestellt werden:

$$\mathbf{s}_{opt} = \arg \min_{\mathbf{s}} (f_{\kappa}(\mathbf{x}, \mathbf{s})) \quad (14)$$

Als Grundlage für die Berechnung der Kostenfunktion f_{κ} dient die diskrete Rekonfigurationsstrategie. Somit werden die Positionen der variablen Umlenkrollen gesucht, die zu einer Minimierung der Positionsabweichung Δo des EEs und schlussendlich zu einer Maximierung der mechanischen Steifigkeit \mathbf{K} des EEs führen.

Das zuvor beschriebene Optimierungsproblem wird mithilfe des in [5] vorgestellten *Partial Swarm Optimization Algorithm* gelöst. Dieser Algorithmus findet die gesuchten Stellungen der Lineareinheiten innerhalb eines Intervalls (Ungleichungsnebenbedingungen) hinsichtlich der Stellgliedbeschränkungen der Lineareinheiten.

4 Seilkraftverteilung

Bedingt durch die unilateralen Eigenschaften von Seilen – Seile können nur Zugkräfte aufbringen – benötigen Seilroboter mindestens ein Seil mehr als Bewegungsfreiheitsgrade (DOF) des EEs vorhanden sind. Dies resultiert in einem unterbestimmten Gleichungssystem mit einer unendlichen Anzahl an möglichen Seilkraftverteilungen \mathbf{f} zum Aufrechterhalten des Verspannungszustandes der Seile für eine gegebene Pose $\mathbf{x}(t)$. Zudem müssen die Seilkräfte folgender Ungleichung genügen:

$$\mathbf{0} \leq \mathbf{f}_{min} \leq \mathbf{f} \leq \mathbf{f}_{max}. \quad (15)$$

Hierbei sorgt \mathbf{f}_{min} für eine Mindestspannung in den Seilen, während eine maximale Arbeitslast der Seile bzw. das maximale Drehmoment der Motoren durch \mathbf{f}_{max} repräsentiert wird. Beispielsweise kann diese Ungleichung für den Fall eines Seilroboters mit drei Seilen und einer Antriebsredundanz von $r = 2$ als Kubus \mathcal{C} veranschaulicht werden:

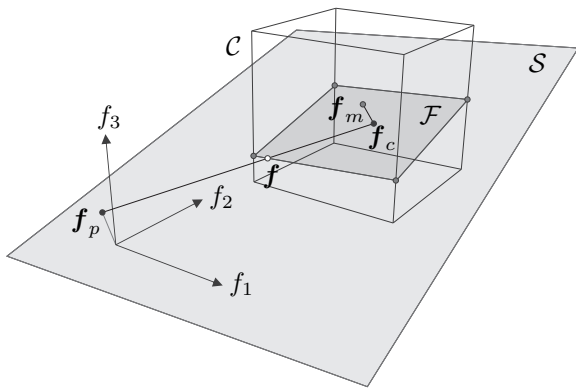


Bild 3 Seilkraftverteilung für einen Seilroboter mit drei Seilen und zweifacher Antriebsredundanz

Zur Berechnung gültiger Seilkräfte wird die in [6] vorgestellte Durchstoß-Methode verwendet. Diese Methode basiert auf einem geometrisch inspirierten Ansatz. Solange der EE sich im Arbeitsraum befindet, existiert eine Schnittmenge \mathcal{F} des Hyperkubus \mathcal{C} und des Lösungsraums \mathcal{S} . Diese Schnittmenge \mathcal{F} beinhaltet alle möglichen Seilkraftverteilungen \mathbf{f} , die Gl. (4) und Gl. (15) erfüllen. Nun wird das Ziel formuliert, eine Seilkraftverteilung \mathbf{f} zu finden, die

nahezu minimale Seilkräfte liefert. Diese kann für voll verspannte Systeme wie folgt berechnet werden (Abb. 3):

- Berechne die Projektion des Mittelpunkts \mathbf{f}_m des Hyperkubus \mathcal{C} auf den Lösungsraum \mathcal{S} . Dieser gültige Punkt wird mit \mathbf{f}_c bezeichnet.
- Berechne die Projektion des Ursprungs des Koordinatensystems der Seilkräfte auf die Ebene. Dieser Schritt liefert einen zweiten Punkt \mathbf{f}_p auf der Ebene, der außerhalb des Hyperkubus \mathcal{C} liegt.
- Verbinde \mathbf{f}_p und \mathbf{f}_c . Die resultierende Linie durchstößt eine Seite des Hyperkubus \mathcal{C} . Dieser Punkt liefert eine nahezu minimale Seilkraftverteilung \mathbf{f} und begünstigt einen minimalen Energiebedarf bezüglich der motorgetriebenen Winden.

Dieses Verfahren zeichnet sich insbesondere durch zwei Eigenschaften aus: Es ermöglicht die Berechnung einer minimalen Seilkraftverteilung und besitzt eine konstante Rechenzeit. Demzufolge kann das Verfahren auf einem echtzeitfähigen Betriebssystem implementiert werden. Des Weiteren liefert dieses Verfahren auch für höher redundante Seilroboter ($r > 2$) gültige Lösungen.

5 Regelungskonzept

Der stark nichtlineare Charakter eines Seilroboters erschwert den Entwurf einer Positionsregelung außerordentlich. Als geeigneter Kandidat hat sich die sogenannte augmentedPD-Regelung (APD) auf Basis von Gelenkkordinaten bewährt. Dieses Regelungskonzept (siehe Abb. 4) basiert auf einem PD-Regler, mit dem die gewünschten Seillängen l_d unter Berücksichtigung der Lösung aus der inversen Kinematik für eine definierte Pose $\mathbf{x}(t)$ eingeregelt werden.

Auf Basis von Gl. (5) erfolgt entsprechend der inversen Dynamik (siehe hierzu [7]) eine Vorsteuerung der gesamten Dynamik des EEs einschließlich einwirkender Störgrößen, welche durch den Kraftwinder \mathbf{w}_{ff} beschrieben werden. Zur Kompensation von Reibungskräften und Massenträgheitsmomenten bezüglich der motorgetriebenen Winden sollen diese Kräfte \mathbf{f}_{ff} bei der Vorsteuerung mitberücksichtigt werden. Das Regelgesetz für den APD-Regler kann wie folgt angegeben werden:

$$\mathbf{f}_m = \mathbf{D} \ddot{\mathbf{q}}_d + \mathbf{F}_c \text{sign}(\dot{\mathbf{q}}_d) + \mathbf{F}_v \dot{\mathbf{q}}_d + \mathbf{f}_{SV}. \quad (16)$$

Hierin stellt \mathbf{f}_m die kommandierten Seilkräfte und \mathbf{f}_{SV} eine gültige Seilkraftverteilung basierend auf der Durchstoß-Methode dar. Der Term \mathbf{D} beinhaltet die Massenträgheitsmomente der motorgetriebenen Winden, wohingegen die diagonal besetzten Matrizen \mathbf{F}_c und \mathbf{F}_v die Koeffizienten der Coulombschen bzw. geschwindigkeitsproportionalen Reibungsanteile kennzeichnen.

Innerhalb dieses Regelungskonzeptes soll der Kraftwinder

$$\mathbf{w}_c = \mathbf{w}_{PD} + \mathbf{w}_{ff} \quad (17)$$

zur Berechnung gültiger Seilkraftverteilungen eingeführt werden. Hierbei definiert der Kraftwinder $\mathbf{w}_{PD} = \mathbf{A}^T (\mathbf{K}_p \mathbf{e} + \mathbf{K}_D \dot{\mathbf{e}})$ den Reglerausgang des APDs.

K_p und K_D stellen diagonal besetzte Verstärkungsmatrizen dar und e beinhaltet die Seillängenfehler.

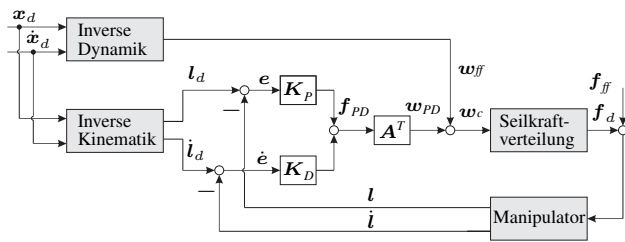


Bild 4 Blockschaltbild der augmentedPD-Regelung

Durch die Projektion der Stellkräfte $K_p e + K_D \dot{e}$ in den Konfigurationsraum \mathcal{V} (Menge aller gültigen Konfigurationen) können antagonistische Stellkräfte beseitigt werden. Somit kommt es innerhalb der Bewegung des EEs zu keinem ungewollten Verspannungszustand in den Seilen.

6 Experimente

6.1 Prototyp

Die beschriebene Methode zur Rekonfiguration eines Seilroboters hinsichtlich der Maximierung der mechanischen Steifigkeit wird zum Nachweis der Funktion für den 6-DOF SEGESTA-Prototypen (siehe Abb. 5) implementiert. Dieses System wird von einem Industrie-Regelsystem auf Basis von Beckhoff TwinCAT3 bei einer Regelfrequenz von 2 kHz betrieben.

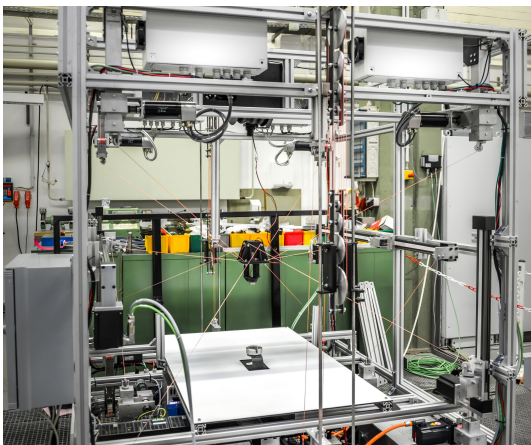


Bild 5 SEGESTA-Prototyp mit sechs Bewegungsfreiheitsgraden und vierfacher Antriebsredundanz

Der abgebildete Seilroboter wird durch zehn motorgetriebene Winden auf Basis von Beckhoff AM8031 Motoren angetrieben und besitzt somit eine vierfache Antriebsredundanz. Das nominelle Drehmoment dieser Motoren liegt bei $c_{nom} = 1,2 \text{ Nm}$. Die Winden sind hierbei an den Eckpunkten eines nahezu symmetrischen Quaders mit einer Dimension von $1,2 \text{ m} \times 1,4 \text{ m} \times 1,1 \text{ m}$ ($b \times l \times h$) angeordnet. Die zwei zur Rekonfiguration verwendeten variablen Umlenkrollen befinden sich jeweils an gegenüberliegenden Seiten dieses Quaders. Als Antriebssystem kommen die Linearachsen ZLW-1040-03-S-150-L-1100 mit den Motoren NEMA 34 der Firma IGUS zum Einsatz. Die Masse des

EEs beträgt 0,75 kg. Zur Messung der wirkenden Seilkräfte wurden Kraftsensoren Typ Megatron KM302 in die motorgetriebenen Winden integriert.

6.2 Ergebnisse

Die nachfolgenden Versuche besitzen folgenden Aufbau: Für die Verifikation der in Gl. (11) angegebenen Vorschrift zur Berechnung der mechanischen Steifigkeit $K(x)$ und des daraus abgeleiteten Steifigkeitskriteriums, definiert in Gl. (13), soll der EE mit einer extern angreifenden Kraft in negativer x -Richtung beaufschlagt werden. Unter Verwendung eines zusätzlich angebrachten Seils an der Arbeitsplattform erfolgt der Kraftangriff über eine Seilzugvorrichtung mit Umlenkrollen und Kontergewichten. Die Gewichtskraft der Kontergewichte ergibt eine extern wirkende Seilkraft in die eingepreßte Richtung. Dabei gilt es, die von der Sollposition des EEs abweichenden Fehler zu messen, um somit die mechanische Steifigkeit des EEs bestimmen zu können. Hierbei kommt zur Messung der EE-Pose eine Vorwärtskinematik auf Basis eines Levenberg-Marquardt-Fletcher Algorithmus zum Einsatz. Zusätzlich werden bei der Berechnung der Seillängen l_i die Seilsteifigkeiten mitberücksichtigt. Die einwirkenden externen Kräfte zur Bestimmung der mechanischen Steifigkeit werden mithilfe des in [7] beschriebenen Störgrößenbeobachters rekonstruiert.

• Mechanische Steifigkeit

In diesem Zusammenhang gibt Abb. 6 den Verlauf der Positionsabweichung Δo in Abhängigkeit der Positionen der beiden Lineareinheiten s_9 und s_{10} für eine konstante Pose des EEs wieder. Die Bewegung der Lineareinheiten findet in den Grenzen $-0,35 \text{ m} \leq s_9 \leq 0,65 \text{ m}$ und $-0,65 \text{ m} \leq s_{10} \leq 0,35 \text{ m}$ statt, wobei eine Kraft in x -Richtung angreift.

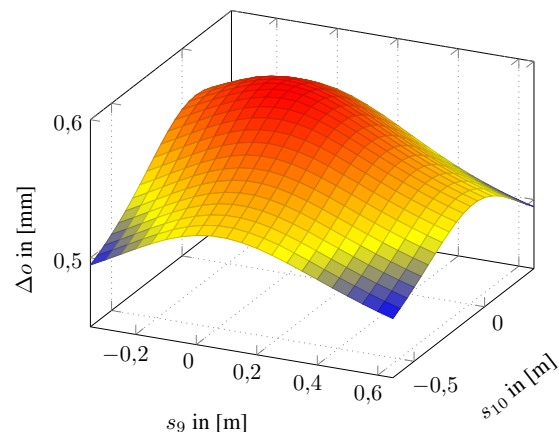


Bild 6 Verlauf von Δo in Abhängigkeit der Linearaktorpositionen s_9 und s_{10} für $o = (0,0 \text{ m}; 0,0 \text{ m}; 0,5 \text{ m})^T$ und $f_{e,x} = 1 \text{ N}$

Die vorliegenden Ergebnisse zeigen, dass eine aktive Beeinflussung der mechanischen Steifigkeit des EEs durch eine gezielte Rekonfiguration realisierbar ist. Wie zu erkennen ist, befindet sich für die dargestellte Pose der geringste Positionsfehler Δo in den Endstellungen der Lineareinheiten. Dies ist auch zu erwarten, da sich dort jeweils ein

optimaler Seilwinkel ergibt. Dieselben Ergebnisse können mit einer sehr guten Übereinstimmung aus den angestellten Experimenten gewonnen werden. Der Verlauf der Kontur bei einem Festsetzen der Position einer Lineareinheit zeigt eine nahezu perfekte Übereinstimmung.

• Rekonfiguration

Nachfolgend sollen Ergebnisse zwischen einem konventionellen Seilroboter mit statischer Geometrie ($s_9 = s_{10} = 0$ m) und einem rekonfigurierbaren Seilroboter aufgeführt werden. Hierzu findet exemplarisch eine Bewegung des EEs entlang der x -Achse in den Grenzen $-0,2 \text{ m} \leq x \leq 0,2 \text{ m}$ statt. Innerhalb des Nachfahrens der vorgegebenen Bahn werden die Lineareinheiten wiederholt rekonfiguriert. Dabei bleiben die Lineareinheiten während der Bewegung des EEs gesperrt. Eine Rekonfiguration des Seilroboters erfolgt demnach, analog zur diskreten Rekonfigurationsstrategie, nur bei einer konstanten Pose des EEs. Insgesamt wurden fünf Rekonfigurationen über die definierte Bahn vorgenommen. Die festgelegten Positionen der Lineareinheiten s_9 und s_{10} stammen aus dem in Abschnitt 3.3 beschriebenen Optimierungsalgorithmus unter Verwendung von Gl. (13).

In Tab. 1 sind die Ergebnisse aus dem zuvor behandelten Vergleich zwischen einem konventionellen und rekonfigurierten Seilroboter anhand der diskreten Rekonfigurationsstrategie für eine Bahn entlang der x -Achse bei $y = 0$ m und $z = 0,5$ m dargestellt.

Tabelle 1 Prozentuale Verbesserung der Positioniergenauigkeit für einen rekonfigurierten Seilroboter:

| x [m] | s_9 [m] | s_{10} [m] | Δo [mm/N] | ϵ [%] |
|---------|-----------|--------------|-------------------|----------------|
| 0,2 | -0,35 | -0,65 | 0,3741 | 23,9 |
| 0,1 | -0,35 | -0,65 | 0,3937 | 23,5 |
| 0,0 | 0,65 | -0,65 | 0,4055 | 23,0 |
| -0,1 | 0,65 | 0,35 | 0,4144 | 20,6 |
| -0,2 | 0,65 | 0,35 | 0,4034 | 21,7 |

In diesem Zusammenhang bestätigen die experimentellen Ergebnisse, dass mithilfe der aufgabenspezifischen Rekonfiguration eine Reduzierung der Positionsabweichung und folglich eine Verbesserung der mechanischen Steifigkeit realisierbar ist. Weiterhin gibt Tab. 1 Aufschluss über das prozentuale Verbesserungspotential einer diskreten Rekonfiguration. Für die vorliegende Bahn des EEs kann eine Verbesserung der mechanischen Steifigkeit bzw. der Positioniergenauigkeit gegenüber einem konventionellen Seilroboter von bis zu 23,9 % festgestellt werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag beschreibt eine Methode zur Rekonfiguration eines Seilroboters zur optimalen Festlegung der variablen Umlenkrollen hinsichtlich einer vorgewählten Aufgabe. Auf Basis der mechanischen Steifigkeit des Endeffektors wurde ein Optimierungskriterium abgeleitet, wodurch die mechanische Steifigkeit bezüglich einer Ausgangslage des Endeffektors maximiert werden konnte. Hierbei lag das Hauptaugenmerk auf einer diskreten Rekonfiguration der variablen Umlenkrollen. Anhand des 6-DOF SEGESTA-Prototypen zeigen die experimentellen Ergebnisse, welche

unter Verwendung der augmentedPD-Reglung erfolgten, eine Steigerung der Präzision in Bezug auf die Positioniergenauigkeit des Endeffektors. Zudem liefert die beschriebene Durchstoß-Methode innerhalb der dynamischen Rekonfiguration gültige Seilkraftverteilungen, sodass zu jedem Zeitpunkt ein Aufrechterhalten des Verspannungszustandes in den Seilen garantiert werden kann. Nicht in dieser Arbeit enthalten, konnten erste Hinweise gefunden werden, dass die zusätzlich in den Seilroboter eingebrachten motorgetriebenen Winden zu keiner nennenswerten Erhöhung des Gesamtenergiebedarfs beitragen. Dieser Sachverhalt basiert auf einer energetisch nahezu optimalen Verteilung der Stellkräfte durch den Seilkraftverteilungsalgorithmus. In zukünftigen Arbeiten gilt es, diese Ergebnisse näher zu untersuchen und weiter eine kontinuierliche Rekonfigurationsstrategie unter dem Einsatz eines echtzeitfähigen Optimierungsalgorithmus anzustreben.

8 Danksagung

Die zu diesen Ergebnissen führende Forschungsarbeit wurde durch das 7. EU-Forschungsprogramm unter der Fördernummer NMP2-SL-2011-285404 (CableBOT) unterstützt.

9 Literatur

- [1] Kotlarski, J.; Heimann, B.; Ortmaier, T. *Experimental validation of the influence of kinematic redundancy on the pose accuracy of parallel kinematic machines*. In: Proc. IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation (ICRA), Shanghai, China, May 9-13, 2011.
- [2] Iazard, J.-B.; Gouttefarde, M.; Michelin, M.; Tempier, O.; Baradat, C. *A Reconfigurable Robot for Cable-Driven Parallel Robotic Research and Industrial Scenario Proofing*. In: Proc. Cable-Driven Parallel Robots 2014, Duisburg, Germany.
- [3] Kraus, W.; Schmidt, V.; Rajendra, P.; Pott, A. *Load identification and compensation for a Cable-Driven parallel robot*. In: Proc. IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation (ICRA), Karlsruhe, Germany, May 6-10, 2013.
- [4] Stocco, L.; Salcudean, S. E.; Sassani, F. *Matrix Normalization for Optimal Robot Desing*. In: Proc. IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation (ICRA), Leuven, Belgien, May 7-11, 1998.
- [5] Ebbesen, S.; Kiwitez, P.; Guzzella, L. *A Generic Particle Swarm Optimization Matlab Function*. In: Proc. American Control Conference, Montreal, Canada, June 27-29, 2012.
- [6] Müller, K.; Reichert, C.; Bruckmann, T. *Analysis of a Real-Time Capable Cable Force Computation Method*. In: Proc. Cable-Driven Parallel Robots 2014, Duisburg, Germany.
- [7] Reichert, C.; Müller, K.; Bruckmann, T. *Robust Internal Force-Based Impedance Control for Cable-Driven Parallel Robots*. In: Proc. Cable-Driven Parallel Robots 2014, Duisburg, Germany.

Online-Rekonfiguration hybrider Regelkreise in Abhängigkeit variierender Produkteigenschaften

Online-reconfiguration of hybrid control loops as a function of varying product properties

Dipl.-Ing. Fabian Bertelsmeier, M.Sc. Tobias Engelmeier, Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, Fraunhofer-Institut für Produktionstechnologie IPT - Projektgruppe Entwurfstechnik Mechatronik, 33102 Paderborn, Deutschland, {Fabian.Bertelsmeier;Tobias.Engelmeier;Ansgar.Traechtler}@ipt.fraunhofer.de

Kurzfassung

Im Bereich der produktabhängigen Steuerung von Fertigungsprozessen wurde bereits mehrfach der Handlungsbedarf und das Potential erkannt, intelligente Produkte aktiv in die Prozesssteuerung zu integrieren. Allerdings wurde die Auswirkung von stark variierenden intelligenten Produkten auf die Regelungstechnik und die hybride Systemdynamik der einzelnen Teilprozesse wie z.B. eines Antriebsmotors mit Leistungselektronik nicht berücksichtigt. In diesem Artikel wird eine neuartige online-rekonfigurierbare hybride Regelung in Abhängigkeit variierender Produktparameter am Beispiel eines Antriebssystems vorgestellt. Das entwickelte Modell ermöglicht die ganzheitliche Analyse und Synthese eines rekonfigurierbaren hochflexiblen hybriden Regelkreises bei wechselnden Produkteigenschaften. Durch die Implementierung auf einer echtzeitfähigen Industriesteuerung konnte gezeigt werden, dass das Konzept einen weiteren onlinefähigen und praxistauglichen Baustein in der Realisierung von Cyber-Physical-Systems darstellt.

Abstract

In the area of product-based control of manufacturing processes the potential to integrate intelligent products in process control has been recognized several times. However, the effect of greatly varying intelligent products on the control and hybrid system dynamics of the individual sub-processes, for example a drive motor with power electronics, has not been included. In this article, a novel online-reconfigurable control system is presented as a function of varying product properties using the example of a drive system. The developed model allows the comprehensive analysis and synthesis of a highly flexible hybrid control loop with varying product parameters. Through the implementation on a industrial controller, it has been shown that the concept represents a further module in the realization of cyber-physical systems.

1 Einleitung

Aktuelle Trends aus der Produktionstechnik und Intralogistik zeigen, dass gerade bei kleinen und mittelständischen Unternehmen eine zunehmende Individualisierung von Produkten mit hoher Variantenvielfalt zu beobachten ist [1, 2]. Dies führt zu sinkenden Losgrößen, steigenden Auftragszahlen und somit zu einer steigenden Daten- und Informationsverarbeitung für die Unternehmen [2]. Des Weiteren werden die Produkte selbst, wie z.B. ein zu fertigendes mechatronisches System, mittels einer Identifikationsmarke wie beispielsweise einem RFID-Chip ein aktives Element innerhalb der Steuerung des eigenen Fertigungsprozesses [1, 2]. Für hochflexible Fertigungseinheiten ist eine zentrale Steuerungs- und Regelungseinheit aufgrund der Informationsmenge denkbar ungünstig, deshalb ist es erforderlich rekonfigurierbare und produktabhängige Steuerungs- und Regelalgorithmen dezentral auf unterster Feldebene z.B. auf einem Antriebsumrichter zu implementieren. Die Steigerung der dezentralen Intelligenz führt unmittelbar zu einem Cyber-Physical-System (CPS) nach BETTENHAUSEN und KOWALEWSKI [1]. Im Bereich der produktabhängigen Steuerung von Fertigungsprozessen wurde bereits mehrfach der Handlungsbedarf, die Vorteile und das Potential aufgezeigt, intelligente Produkte

aktiv in die Steuerung zu integrieren (siehe [2–6]). Sowohl OSTGATHE [2, 3], ZAEH [3] und MCFARLANE et al. [4] definierten unterschiedliche Klassen von Produktintelligenz und zeigten Konzepte zur Informations- und Datenverarbeitung auf. Allerdings wurde die Auswirkung von stark variierenden intelligenten Produkten auf die Regelungstechnik und die hybride Systemdynamik der einzelnen Teilprozesse wie z.B. eines belasteten Antriebsmotors mit Leistungselektronik nicht berücksichtigt. Die Vorteile von rekonfigurierbaren hybriden Reglerstrukturen wurden bereits von OSMIC und TRÄCHTLER [7], sowie von BUSS [8] aufgezeigt. Hierbei lag das Augenmerk jedoch nicht auf produkt-individuellen hybriden Regelkreisen, sondern auf Ansätzen für die Reglerumschaltung. In diesem Artikel wird eine neuartige online-rekonfigurierbare hybride Regelung in Abhängigkeit variierender Produkteigenschaften am Beispiel eines Antriebssystems vorgestellt. Hierfür wurde ein ganzheitliches hybrides System entwickelt, welches aus einer übergeordneten dezentralen Steuerung für die Rekonfiguration und Netzzustandsmodellen (NZM) nach SCHNABEL, NENNINGER sowie KREBS (vgl. [9, 10]) besteht. Mittels zweier NZMs wurde eine hochflexible, dynamisch rekonfigurierbare Reglerstruktur realisiert, die sich individuell auf jedes Produkt einstellt.

2 Produktintelligenz in der Prozessautomatisierung

Der Begriff Produktintelligenz ist derzeit im Kontext der vierten industriellen Revolution oder in Verbindung mit der Realisierung von einem CPS häufig in der Literatur zu finden [1–4].

McFARLANE et al. zeigten und verglichen in [4] viele Definitionen und Eigenschaften eines intelligentes Produktes. Die wesentlichen charakteristischen Merkmale sind hierbei: die Informations-, Daten- und Prozessverwaltung sowie die Fähigkeiten des Produktes. Hinzu kommt die oftmals verteilte Informationsverarbeitung die sehr häufig über Agentensysteme realisiert wird [4, 6]. In [2] definiert OSTGATHE vier Klassen von Produktintelligenz, die sich durch unterschiedliche Produktfähigkeiten unterscheiden und in **Tabelle 1** dargestellt sind. Zudem ist eine Unterteilung in Off-board- und On-board-Intelligenz eines Produktes nach [4] dargestellt.

Tabelle 1 Informationsverarbeitung und Klassifizierung von Produktfähigkeiten (in Anlehnung an [2–4])

| Off-board Intelligenz | | On-board Intelligenz | |
|-----------------------|----------------|----------------------|----------------|
| Klasse 1 | Klasse 2 | Klasse 3 | Klasse 4 |
| Identifikation | Identifikation | Identifikation | Identifikation |
| - | Speicherplatz | Speicherplatz | Speicherplatz |
| - | - | Datenverarb. | Datenverarb. |
| - | - | - | Interaktion |

Off-board-Intelligenz bedeutet, dass das Produkt selbst keine Entscheidungen treffen kann. Sondern lediglich Informationen wie z.B. eine eindeutige Identifikationsnummer liefert und einige wenige Parameter speichern kann. Die Intelligenz ist hierbei auf anderen zum Teil dezentralen Prozessstationen implementiert, die aufgrund der Produktdaten die Entscheidungen treffen. Beispiele hierfür sind: Bar- bzw. QR-Code (Klasse 1) und ein RFID-Chip mit einigen Byte-Speicherplatz (Klasse 2). Bei der On-Board-Intelligenz verfügt das Produkt selbst über die Fähigkeit, mittels entsprechender Algorithmen auf einem Mikrocontroller, Entscheidungen hinsichtlich des eigenen Fertigungs- und Logistikprozesses zu treffen. Ein RFID-Chip mit Speicherplatz und einem Controller für die Datenverarbeitung entspricht hierbei einem intelligenten Produkt der Klasse 3. Haben verschiedene Produkte untereinander die Möglichkeit zu interagieren z.B. über eine direkte Funkverbindung sind diese in Klasse 4 einzuordnen. Die Frage, welche Intelligenz für welchen Prozess benötigt wird, muss immer individuell in Abhängigkeit der Anforderung an die Automatisierungsaufgabe entschieden werden. Zeitgleich zur Auswahl der Produktintelligenz muss das Datenmodell, welches zum bidirektionalen Datenaustausch zwischen Produkt und dem Prozess dient, definiert werden. Das Datenmodell bildet später die Basis der produkt-individuellen Online-Rekonfiguration des hybriden Regelkreises auf dezentralen Systemen in der Feldebene. Zur Erstellung eines Datenmodells müssen zunächst die Eigenschaften in denen sich die Produkte unterschei-

den charakterisiert werden. Hierfür definierte OSTGATHE in [2] Datenkategorien, die in **Tabelle 2** mit individuellen Produkteigenschaften dargestellt sind.

Tabelle 2 Kategorisierung für das Datenmodell eines intelligenten Produktes (in Anlehnung an [2, 3])

| Kategorie | Produkt-individuelle Eigenschaften |
|---------------|---|
| Organisation | Produkt-Nr., Produktname, Liefertermin, ... |
| Technologie | Werkstoff, Material, Oberfläche, ... |
| Geometrie | Abmessungen, Masse, Formelement, ... |
| Struktur | Teil(e), Variante, ... |
| Dokumentation | Handshake, Zeitstempel, Qualität, ... |

Auch die Eigenschaften eines Produktes sind stark vom zu automatisierenden Prozess abhängig und müssen immer individuell an das Szenario angepasst werden. Neben der Produktintelligenz und dem Datenmodell spielt der Begriff der Flexibilität eine wesentliche Rolle. Hierbei ist zum Einen die Prozessflexibilität, d.h. die Fähigkeit eines Prozesses bzw. Produktionssystems sich ohne Umrüstaufwände auf ein bestimmtes Produktspektrum einzustellen [2], entscheidend. Zum Anderen ist die Produktflexibilität, welche die schnelle Einführung neuer Produktvarianten in ein bestehendes Fertigungssystem beschreibt [2], bedeutend.

3 Hybride Modellierung und Regler-Rekonfiguration

Zur Darstellung nicht vernachlässigbarer hybrider Phänomene nach [8, 10], wie z.B. die Wechselwirkung von variierenden Produkteigenschaften auf die Fertigung oder die Abbildung von prozessbedingten Umschaltvorgängen in der Systemdynamik, können hybride Modellformen wie das Netzzustandsmodell nach [9, 10] verwendet werden. Im Folgenden werden die Grundlagen zum NZM und zur hybriden Regler-Rekonfiguration erläutert.

3.1 Netzzustandsmodell

Das in [9, 10] vorgestellte Netzzustandsmodell, welches in **Bild 1** als hybride Strecke veranschaulicht ist, verbindet das zeitkontinuierliche Teilssystem K_s mit dem ereignisdiskreten Teilsystem D_s über die Schnittstellenblöcke Quantisierer Q_s und Injektor I_s . Die zeitkontinuierliche Dynamik wird durch ein erweitertes Zustandsraummodell mit Eingangsgrößen u_s und u_{is} , der Zustandsgröße x_s und den Ausgang y_s beschrieben. Das ereignisdiskrete Verhalten wird durch ein steuerungstechnisch interpretiertes PETRI-Netz (SIPN) dargestellt [15], welches durch die Eingangsgrößen v_s und v_{qs} , dem Zustand z_s und dem Ausgang w_s definiert ist. Der Injektor wirkt abhängig vom SIPN direkt auf die zeitkontinuierliche Systemdynamik und erlaubt Zustands-sprünge und Strukturumschaltungen. Der Quantisierer liefert Schaltbedingungen für das SIPN. Verkettungen zwischen mehreren NZMs sind möglich, sodass Ein- und Ausgänge vom Zustandsraummodell bzw. des SIPN mit dem vorherigen oder nachfolgenden NZM verbunden werden können [10]. Durch diese Anordnung ist es möglich das Systemverhalten eines hybriden Regelkreises abzubilden.

3.2 Hybride Regelung und Rekonfiguration

Durch Serienschaltung von zwei Netzzustandsmodellen und Rückkopplung der Ausgangsgrößen entsteht ein hybrider Ausgangsregelkreis, dessen Struktur in **Bild 1** dargestellt ist. Der Aufbau eines hybriden Zustandsreglers ist prinzipiell ähnlich und wird in [8] näher beschrieben. Der hybride Regelkreis nach [8, 11] besteht aus drei Teilsystemen. Die hybride Strecke (HS) bildet die ereignisdiskrete und kontinuierliche Systemdynamik des zu regelnden Prozesses ab. Für die Regelung werden die Ausgangsgrößen der Strecke w_s und y_s auf den hybriden Regler (HR) rückgekoppelt. Aus den Ausgangsgrößen sowie den Sollwerten v_r^* und u_r^* des hybriden Referenzgenerators (HRG) berechnet der HR die Stellgrößen w_r und y_r , die als Eingangsgröße für die HS dienen. Über den Injektor des HR erfolgt die Rekonfiguration des kontinuierlichen Reglers.

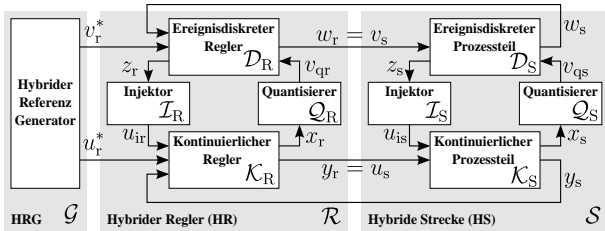


Bild 1 Struktur eines hybriden Ausgangsregelkreises

Hier können beispielsweise der Proportionalbeiwert bzw. die Zeitkonstante eines PI-Reglers oder die Umschaltung zwischen zwei Regelungsstrategien wie z.B. von einer Drehzahl- zu einer Positionsregelung konfiguriert werden. Neben der gewünschten Systemdynamik sind die Stabilität und Erreichbarkeit bei einem hybriden Regelkreis von zentraler Bedeutung [8, 10–12]. Die Stabilitätsanalyse eines hybriden Regelkreises kann im Vergleich zu den klassischen Methoden eines linearen zeitinvarianten Systems, beim dem die Lage der Polstellen bzw. die Phasenreserve betrachtet werden [14], sehr komplex werden [8]. Zur Beurteilung der Stabilität eines hybriden Systems werden in [8, 10] zahlreiche Methoden vorgestellt, die auf der Untersuchung von LYAPUNOV-Funktionen basieren. Letztendlich muss eine geeignete Methode immer am Grad der Hybridisierung ausgewählt werden, d.h. welche Wertigkeit haben die ereignisdiskrete und kontinuierliche Dynamik im Gesamtsystem [10]. Die Erreichbarkeit eines ereignisdiskreten Systems wie z.B. eines SIPN besagt, dass über eine beliebige Eingangsfolge jeder Zustand des Netzes erreicht werden kann [15]. Diese Eigenschaft kann über einen Erreichbarkeitsgraphen untersucht werden [15]. Nach [8, 10] ist ein hybrides System erreichbar, wenn ein hybrider Zustand von einem hybriden Startpunkt in endlicher Zeit über eine zulässige hybride Eingangstrajektorie überführt werden kann. Über die in [9, 10] vorgestellten Analysen der Erreichbarkeitsmengen kann diese Eigenschaft untersucht werden. Hierbei gilt ebenfalls, zwischen den Methoden zur Analyse in Abhängigkeit der maßgeblichen ereignisdiskreten und kontinuierlichen Eigenschaft abzuwägen.

4 Rekonfiguration in Abhängigkeit von Produkteigenschaften

In diesem Abschnitt wird zunächst der Aufbau und das Konzept der Online-Rekonfiguration des hybriden Regelkreises in Abhängigkeit von variierenden Produkteigenschaften beschrieben. Des Weiteren wird das Anwendungsszenario erläutert und modelliert.

4.1 Struktur der Rekonfiguration

Die primäre Eingangsgröße für den online-rekonfigurierbaren Regelkreis bildet eine endliche Menge von Produkten P_ν ($\nu \in \mathbb{N}^+$), die in **Bild 2** dargestellt ist. Die Menge steht stellvertretend für die möglichen Varianten eines Produktes oder die Anzahl an unterschiedlichen Produkten. Jedes Produkt besitzt ein Datenmodell bzw. Eigenschaften, die sich direkt auf die Rekonfiguration des Regelkreises auswirken und durch $p_{\nu r}$ in Form eines Parametersatzes dargestellt sind. Hierzu zählen z.B. die Identifikationsnummer, die Variante, der Werkstoff, die Masse oder die Abmessungen eines Produktes. Zu den indirekten Parameter gehören z.B. ein produktspezifisches Lastmoment oder eine Veränderung des Trägheitsmoments der HS. Diese Eigenschaften werden, sofern sie bekannt sind, in $p_{\nu s}$ hinterlegt und sind eine direkte diskrete Eingangs- bzw. Störgröße für die hybride Strecke.

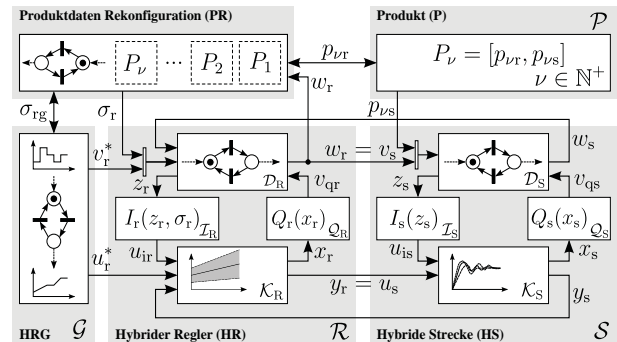


Bild 2 Struktur des online-rekonfigurierbaren produktabhängigen hybriden Regelkreises

Aus dem **Bild 2** ist zu entnehmen, dass die Produktdaten Rekonfiguration (PR) bidirektional über das Signal $p_{\nu r}$ mit dem Produkt kommunizieren kann, sofern die Intelligenzklasse ≥ 2 gewählt wurde. Innerhalb der PR gibt es eine Warteschlange, die nach dem First-In-First-Out-Prinzip arbeitet, beziehungsweise je nach Bedarf Produkte mit hoher Priorität bevorzugt behandeln kann. Auf Basis der gelesenen Produkteigenschaften erfolgt im nächsten Schritt die Berechnung der Rekonfigurationsdaten und -parameter, wie z.B. eines neuen Proportionalbeiwerts des Reglers oder einer angepassten Drehzahltrajektorie. Nachdem die gültigen Parameter berechnet wurden, findet die eigentliche Online-Rekonfiguration während des laufenden Prozesses statt. Über das Signal σ_{rg} kommuniziert die PR mit dem HRG und gibt dynamisch eine neue hybride Referenztrajektorie $h_g^{*T} = [v_r^* \ u_r^*]^T$ vor. Dies könnte z.B. im ereignisdiskreten Fall die Umschaltung des Be-

triebszustandes im HR sein oder für den kontinuierlichen Teil im hybriden Regler eine Drehzahltrajektorie. Zur zeitlichen Triggerung des Gesamtsystems kommuniziert der Referenzgenerator ebenfalls mit der PR. Das Steuersignal σ_r dient zur eigentlichen Rekonfiguration des hybriden Reglers und beinhaltet die produktabhängigen Regelparame-ter. Für die Überwachung des Betriebszustandes wird der aktuelle Zustand w_r des HR an die PR zurückgeführt.

4.2 Modellierung des Szenarios

Zur Untersuchung der hybriden online-rekonfigurierbaren Regelstrategie wurde ein Förderbandsystem gewählt, welches von einem Gleichstrommotor M mit nachgeschaltetem Getriebe angetrieben wird und in **Bild 3 a** dargestellt ist. Auf dem Förderband sollen Produkte P_V mit variierenden Eigenschaften und einer Intelligenz der Klasse 2 transportiert werden. Der Motor wird von einer Leistungselektronik (LE) und einer Industriesteuerung (CPU) in einer Kaskade strom- sowie drehzahl geregelt. Bei Bedarf kann eine Positionsregelung hinzu geschaltet werden.

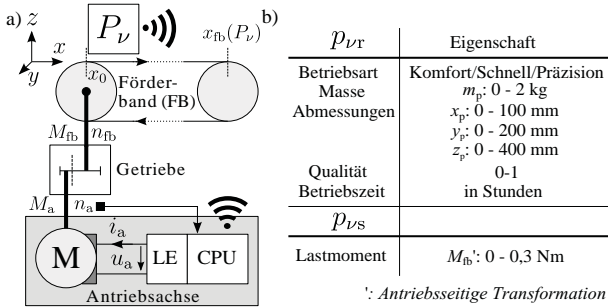


Bild 3 a) Prinzip des produktabhängig rekonfigurierten Förderbandsystems und b) Produktdatenmodell für das Anwendungsszenario

Neben einer eindeutigen Identifikationsnummer sind noch weitere Daten im Produkt p_{vr} gespeichert, die in **Bild 3 b** dargestellt sind. Die Eigenschaften Masse, Qualität und Betriebszeit sind bidirektional zwischen CPU und Produkt austauschbar. Zur einfacheren Darstellung werden im Folgenden drei verschiedene Produkte betrachtet. Das **Bild 4 a** zeigt ein NZM der hybriden Strecke für drei unterschiedliche Produkte. Befindet sich ein Produkt auf dem Förderband wird jeweils über den Injektor I_s das Lastmoment auf das Motormodell nach [14] aufgeschaltet. Wird die produktabhängige Endposition des FB erreicht, erfolgt die Abschaltung des Lastmomentes über den Quantisierer Q_s . Am Ausgang der Strecke stehen für die Regelung die Zustandsgrößen Motorstromstärke, Motordrehzahl und die Position $x_s = y_s = [i_a \ n_a \ x_a]^T$ zur Verfügung. Für die hybride Regelung, welche in **Bild 4 b** als NZM dargestellt ist, steht eine Kaskade aus Strom- (SR) und Drehzahlregler (DR) zur Verfügung. Bei Bedarf kann ein Positionsregler (PR) über den Injektor I_r in Abhängigkeit des Betriebszustandes (z_r) zugeschaltet werden. Zudem besteht die Möglichkeit die Bandbreite des DR über das Steuersignal (σ_r) einzustellen. Neben der Reglerstrukturanpassung sollen über den HRG das Regelungskonzept über v_r^* und die Drehzahl- sowie Positionstrajektorie über n_a^* bzw. x_a^* vorgegeben werden. Die

Trajektorien werden im Folgenden auf Basis der Betriebsart, der Produktmasse und -abmessungen (siehe **Bild 3 b**) berechnet. Für die produktabhängige Solldrehzahl gilt unter Berücksichtigung der Betriebsart: 300 min^{-1} (Komfort), 500 min^{-1} (Schnell) und 200 min^{-1} (Präzision). In **Bild 4 c** ist zudem dargestellt, wie durch die PR die maximale Beschleunigung an das Produkt angepasst wird. Diese wird auf Basis des Volumens V_p , den Abmessungen und der Masse im Rekonfigurator berechnet.

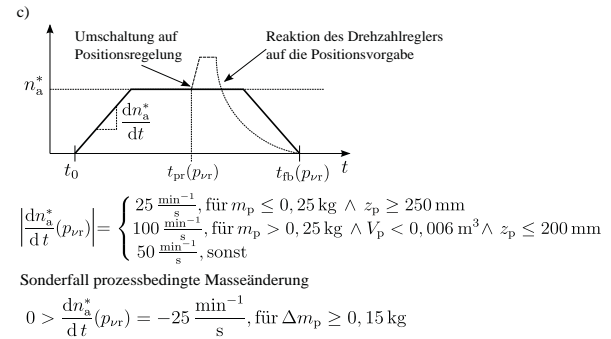
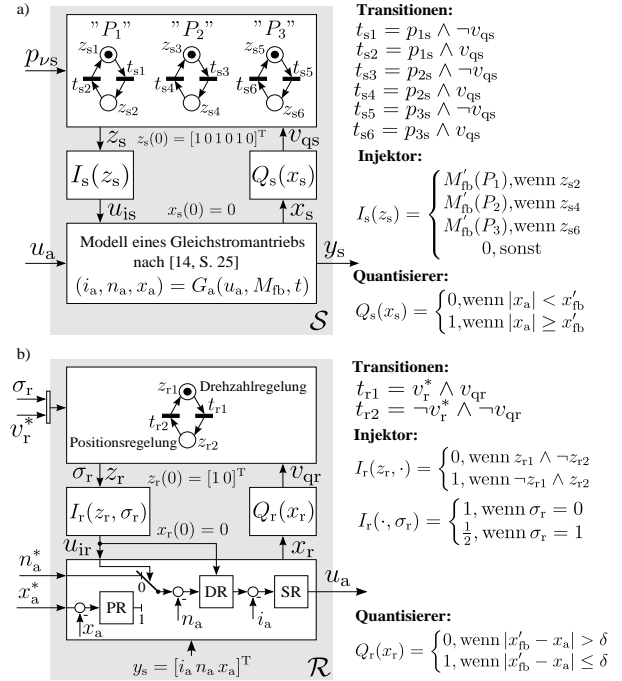


Bild 4 a) NZM des Förderbandmodells für drei verschiedene Produkte b) NZM des hybriden Reglers c) Prinzip der produktabhängigen Trajektorienplanung und Rekonfiguration im PR

Des Weiteren kann die PR über das Steuersignal σ_r und den Injektor I_r die Gesamtverstärkung des Drehzahlreglers wahlweise halbieren.

5 Simulation, Synthese, Analyse und Validierung

Auf Basis eines mit dem Teststand validierten Motormodells nach [14] wurde das in **Abschnitt 4** vorgestellte Konzept unter MATLAB/SIMULINK/STATEFLOW implementiert. Die im NZM enthaltenen SIPN wurden nach [13] in Statecharts umgewandelt. Der Entwurf des Strom- und Drehzahlregelkreises, jeweils mit einem PI-Regler, erfolgte

te nach dem Betragsoptimum [14] und mit einer Bandbreite von 200Hz bzw. 40Hz. Durch die Integration der Motordrehzahl und einem Walzenradius des Laufbandes von 20mm, wurde eine Positionsregelung mit einer Bandbreite von 4Hz implementiert. Alle kontinuierlichen Regelkreise wurden mit einer Phasenreserve von mindestens 60° ausgelegt und die Erreichbarkeit aller ereignisdiskreten Betriebszustände sichergestellt. Der Versuchsaufbau zur Implementierung des Anwendungsszenarios besteht aus einer B&R X20CP3586 Industriesteuerung mit analogen Ein- und Ausgängen, die zur Stromstärke- sowie Drehzahlmessung benötigt werden. Die Programmierung erfolgt direkt über eine Codegenerierung aus MATLAB/SIMULINK. Zur Ansteuerung des Gleichstrommotors der Firma Maxon vom Typ F2260 wird ein 48V-Motorbrückenmodul (X20MM4456) der Firma B&R verwendet. Als Lastmaschine dient ein Engel Gleichstrommotor vom Typ GNM3150 mit integrierten Getriebe (GP 48.2) und einer Übersetzung von 5:1. Die Motoren sind über eine spielfreie Kupplung vom Typ DKN der Firma Gerwah kraftschlüssig miteinander verbunden. Das Lastmoment kann durch einen stufenlose Regelung des Lastmotor Ankerwiderstandes variiert werden. Jedes Produkt besitzt einen RFID-Chip (28 x 4 Byte Speicherplatz) der über ein Lesegerät der Firma Sick vom Typ RFH630 ausgelesen und beschrieben werden kann. Das gesamte validierte Modell und die Regelung des realen Versuchsaufbaus werden bei einer Zykluszeit von $500\mu\text{s}$ und einer CPU-Auslastung von ca. 1% in Echtzeit auf der B&R-Industriesteuerung gerechnet.

5.1 Online-Trajektorienplanung und Reglerumschaltung

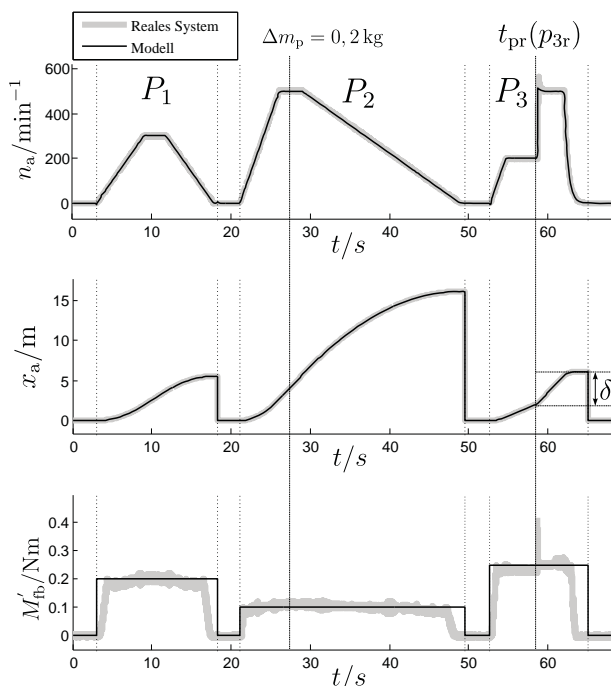


Bild 5 Produktabhängige Online-Trajektorienplanung und Reglerumschaltung für drei verschiedene Produkt

Das **Bild 5** zeigt die Motordrehzahl n_a , die Motorposition x_a und das transformierte Lastmoment M'_{fb} des in Echtzeit gerechneten Modells und des realen Systems für eine Folge von drei Produkten. Das erste Produkt P_1 wird im Betriebsmodus Komfort ($n_a^* = 300\text{min}^{-1}$) und mit betragsmäßigen maximalen Änderung der Drehzahl von $50\text{min}^{-1}/\text{s}$ transportiert. Das zweite Produkt P_2 wird im Betriebsmodus Schnell mit Motordrehzahl $n_a^* = 500\text{min}^{-1}$ und einer maximalen Änderungsrate von $100\text{min}^{-1}/\text{s}$ befördert. Zum Zeitpunkt $t = 27\text{s}$ tritt eine prozessbedingte Masseänderung $\Delta m_p = 0,2\text{kg}$ auf (vgl. **Bild 4 c**). Die Produktdaten Rekonfiguration reagiert auf dieses Ereignis mit einer Anpassung der fallenden Drehzahländerungsrate auf $25\text{min}^{-1}/\text{s}$. Nachfolgend wird das dritte Produkt P_3 im Modus Präzision befördert. Zum Zeitpunkt t_{pr} erfolgt die prozessbedingte Umschaltenschaltung zwischen der Drehzahl- und der Positionsregelung, da die Bedingung $|x'_{fb} - x_a| \leq \delta = 4\text{m}$ erfüllt ist. Die transformierte und produktabhängige Endposition x'_{fb} beträgt 6m. Hierbei ist zu beobachten, dass das reale System ein größeres Überschwingen aufweist, welches auf die Versteifung des Versuchsaufbaus zurückzuführen ist. Die Verläufe des Lastmomentes weichen zum Teil voneinander ab, da dieses im Modell als konstant vorgegeben wird und beim realen System von der Drehzahl bzw. der induzierten Spannung im Lastmotor abhängt.

5.2 Online-Rekonfiguration und Reglerumschaltung

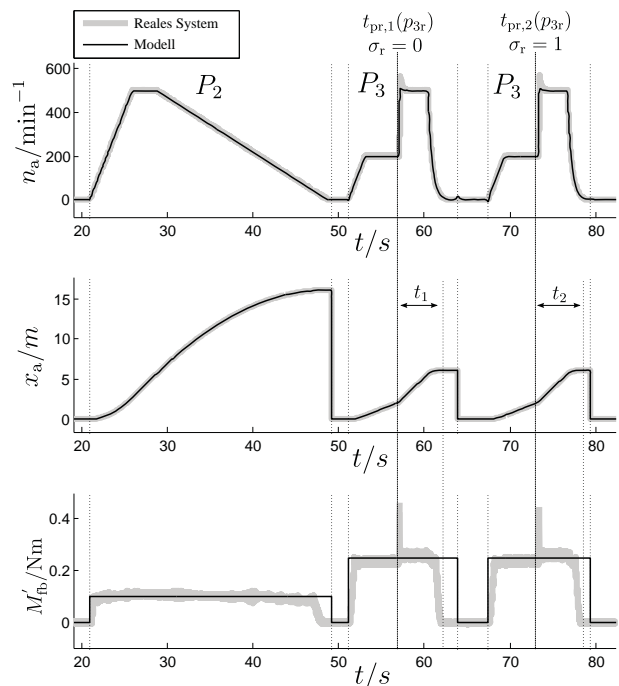


Bild 6 Produktabhängige Online-Rekonfiguration des Drehzahlreglers sowie die Reglerumschaltung für zwei identische Produkte mit unterschiedlichen Regleranforderungen

Im **Bild 6** sind analog zum vorherigen Abschnitt die Signalverläufe für drei Produkte dargestellt. Neben einem Produkt P_2 , bei dem eine prozessbedingte Masseänderung

vorliegt, wird zweimal das Produkt P_3 im Betriebsmodus Präzision befördert. Die Umschaltbedingung zwischen Drehzahl- und Positionsregelung ist ebenfalls $|x'_{fb} - x_a| \leq \delta = 4 \text{ m}$ mit $x'_{fb} = 6 \text{ m}$. Zum Zeitpunkt $t_{pr,1}$ steht dem Drehzahlregler über den Injektor $I_r(\cdot, \sigma_r)$ die maximale Bandbreite von 40 Hz zur Verfügung, da $\sigma_r = 0$ gewählt ist. Beim zweiten Durchlauf des Produktes wird zum Zeitpunkt $t_{pr,2}$ die Reglerumschaltung über den Injektor ausgelöst, allerdings ist in diesem Fall $\sigma_r = 1$. Dies hat zur Folge, dass die Gesamtverstärkung des Drehzahlregelkreises halbiert wird. Hierdurch wird die Regelkreisbandbreite des Drehzahlregelkreises von ursprünglich 40 Hz auf ca. 20 Hz halbiert. Die Unterschiede der beiden produktabhängig rekonfigurierten Regelkreise sind in **Bild 6** beim Verlauf der Motordrehzahl nach der maximal zulässigen Drehzahl von 500 min^{-1} erkennbar. Im ersten Fall regelt der Drehzahl- bzw. der Positionsregler schneller die gewünschte Sollposition von $x_a^* = 6 \text{ m}$. Dies zeigt sich auch in den Verläufen der Position und im Lastmoment des realen System, da die Drehzahl des Lastmotors und somit auch das Lastmoment früher zu Null werden. Im ersten Fall benötigt der Regelkreis die Dauer $t_1 = 5,3 \text{ s}$ um auf die Endposition zu regeln. Beim zweiten Durchlauf beträgt die Ausregeldauer $t_2 = 6,4 \text{ s}$. Somit gilt $t_1 < t_2$ für die umgeschaltete Positionsregelung mit rekonfiguriertem Drehzahlregler.

6 Zusammenfassung

Nach einer kurzen Erläuterung und Definition der Begrifflichkeiten Produktintelligenz, Hybride Modellierung sowie Regler-Rekonfiguration, wurde die Notwendigkeit aufgezeigt, den Einfluss variierender Produkteigenschaften auf die hybride Systemdynamik nicht zu vernachlässigen. Im Weiteren wurde eine neuartige, produktabhängige und hybride Reglerstruktur vorgestellt, welche sich online rekonfiguriert. Diese wurde an einem Förderbandsystem mit Gleichstrommotor modelliert und validiert sowie auf einer Industriesteuerung unter Echtzeitbedingungen appliziert. Die Simulationsergebnisse und Messdaten zeigen, dass das Konzept einen Beitrag zur Steigerung der dezentralen Autonomie darstellt und eine Erhöhung der Prozess- und Produktflexibilität auf unterster Feldebene ermöglicht. Zukünftige Forschungsvorhaben werden sich verstärkt mit der Synchronisation des gesamten Regelkreises, optimierter Trajektorienplanung und komplexeren Anwendungsszenarien in Abhängigkeit variierender Produkteigenschaften beschäftigen.

7 Danksagung

Die Autoren danken Herrn Lothar Weigel für die Entwicklung des Versuchsaufbaus und den Studenten Jan Frederik Pollmann, Patrick Biemelt sowie Lars Lienenlücke für die tatkräftige Unterstützung bei der Inbetriebnahme von Schnittstellen und der Implementierung von Algorithmen im Rahmen von studentischen Arbeiten.

8 Literatur

- [1] Bettenhausen, K.; Kowalewski, S.: *Cyber-Physical Systems: Chancen und Nutzen aus Sicht der Automation*. VDI/VDE GMA, April 2013.
- [2] Ostgathe, M. (Hrsg.): *System zur produktbasierten Steuerung von Abläufen in der auftragsbezogenen Fertigung und Montage*. München: Herbert Utz Verlag, 2012.
- [3] Ostgathe, M.; Zaeh, M.: *System for product-based control of production processes*. In: IEEE Symposium on Computational Intelligence in Production and Logistics Systems, Singapur 2013, S. 138-144.
- [4] McFarlane, D.; Giannikas, V.; Wong, A.; Harrison, M.: *Product intelligence in industrial control: Theory and practice*. In: Annual Reviews in Control 37 (1), Elsevier April 2013, S. 69-88.
- [5] Chemnitz, M.; Krüger, J., Patzlaff, M.; Tuguldur, E.: *SOPRO - Advancements in the self-organising production*. In: IEEE Emerging Technologies and Factory Automation, Bilbao 2010, S. 1-4.
- [6] Gaham, M.; Bouzouia, B.: *Intelligent product-driven manufacturing control: A mixed genetic algorithms and machine learning approach to product intelligence synthesis*. In: International Symposium on Information, Communication and Automation Technologies (ICAT 2009), Sarajevo 2009, S. 1-8.
- [7] Osmic, S.; Trächtler, A.: *Flatness-based online controller reconfiguration*. In: 34th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics Society, Orlando 2008, S. 204-209.
- [8] Buss, M. (Hrsg.): *Methoden zur Regelung hybrider dynamischer Systeme: Modelle, Regelkreise, Optimalsteuerung, Rechnerwerkzeuge und Mechatronik-Anwendungen*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2002.
- [9] Schnabel, M.; Nenninger, G.; Krebs, V.: *Control of Hybrid Systems based on Net State Models*. In: European Control Conference, Karlsruhe 1999.
- [10] Nenninger, G. (Hrsg.): *Methoden und Analyse hybrider dynamischer Systeme als Grundlage für den Entwurf hybrider Steuerungen*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001.
- [11] Engell, S.; Frehse, G.; Schnieder, E.: *Modelling, Analysis and Design of Hybrid Systems*. Berlin: Springer-Verlag, 2002.
- [12] Lunze, J.; Lamnabhi-Lagarrigue, F.: *Handbook of Hybrid Systems Control: Theory, Tools, Applications*. Cambridge: Cambridge University Press, 2009.
- [13] Schnabel, M.; Nenninger, G.; Krebs, V.: *Konvertierung sicherer Petri-Netze in Statecharts*. In: *at-Automatisierungstechnik* 47/12, 1999.
- [14] Föllinger, O.: *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und Anwendung*. Berlin: VDE Verlag, 2013.
- [15] Litz, L.: *Grundlagen der Automatisierungstechnik*. München: Oldenbourg Verlag, 2012.

Robotergestützte künstlerische Steinbearbeitung

Robotic artistic stone processing

Dipl.-Ing. Gregor Steinhagen, Dipl.-Ing. Jan Brüninghaus, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Kuhlenkötter, TU Dortmund, Institut für Produktionssysteme (IPS), Professur für Industrielle Robotik und Produktionsautomatisierung (IRPA), Leonhard-Euler-Str. 2, 44227 Dortmund {gregor.steinhagen, jan.brueninghaus, bernd.kuhlenkoetter}@ips.tu-dortmund.de

Kurzfassung

Die Steinindustrie ist in den letzten Jahren zunehmend durch die Globalisierung unter Druck geraten. Jedoch ist der europäische Markt für Natursteinprodukte immer noch der bedeutendste. Gerade traditionelle Bearbeitungsverfahren sind durch ihren hohen Personalbedarf sehr teuer, sodass eine Automatisierung wirtschaftlich interessant ist. Daher werden in diesem Artikel zunächst einige Verfahren vorgestellt, die einen Ausschnitt aus der großen Anzahl von manuellen Bearbeitungsverfahren darstellen. Anschließend werden verschiedene Kriterien eingeführt. Diese wurden zum Teil quantitativ und zum Teil qualitativ untersucht, um die Eignung der Verfahren für eine Automatisierung abzuschätzen und kritische Punkte im Vorfeld zu analysieren. Im Anschluss werden die Analyseergebnisse für die einzelnen Verfahren vorgestellt. Abschließend wird eine Übersicht über die Ergebnisse gegeben und beschrieben welche Verfahren für die weitere Automatisierung ausgewählt wurden und welche Schritte als nächstes durchgeführt werden.

Abstract

The European stone industry was exposed to great competition during the last years. However the European market is still the most important one for natural stone products. Especially traditional artistic processing techniques are very expensive due to the high personnel requirement. Thus automation becomes interesting for economic reasons. In this article we will describe different traditional techniques. They are an extract of the vast amount of existing techniques. After that we will describe different quantitative and qualitative criteria for analysing the automation capability of the different techniques. Furthermore critical points are analysed in advance. Concluding we will give an overview of the results and describe which techniques will be automated further and which steps will follow.

1 Einleitung

Die Natursteinverarbeitung hat im europäischen Rahmen eine hohe Bedeutung: Europäische Länder sind traditionelle Nutzer und Exporteure von Natursteinen und verarbeiteten Steinprodukten mit dem weltweit höchsten Pro-Kopf-Verbrauch. Allerdings ändert die Globalisierung die Steinindustrie rapide, wodurch das traditionelle europäische Steinhandwerk und die künstlerische Bearbeitung von Steinen immer stärker unter Druck geraten. Daher ist es nötig, aber bisher noch nicht umgesetzt, dass die traditionelle Steinbearbeitung weiterentwickelt und erleichtert wird.

Ziel ist es, zum einen klassische Tätigkeiten der Restauration, die im Moment viel Zeitaufwand benötigen, zu vereinfachen. Hierzu zählt zum Beispiel die Fertigung von neuen Steinen als Ersatz von alten Steinen mit einer traditionellen Oberflächenbearbeitung. Zum anderen sollen Designern und Architekten neue Möglichkeiten der Steingestaltung zur Verfügung gestellt werden. Das Steinmetzhandwerk hat jedoch über die Jahrhunderte eine Vielzahl von Techniken hervorgebracht die mit verschiedenen hohen Anforderungen an eine mögliche Automatisierung verbunden sind. Weiterhin besitzen diese unterschiedlich hohe Verbreitungsgrade und sind zum Teil sogar lokal unterschiedlich ausgeprägt. Daher werden zunächst verschiedene Bearbeitungsverfahren vorgestellt, die zu den

wirtschaftlich relevantesten zählen (Abschnitt 2). Danach werden Kriterien zur Automatisierbarkeit von Bearbeitungsverfahren vorgestellt (Abschnitt 3). Anschließend werden die ersten Analyseergebnisse dieser Verfahren präsentiert (Abschnitt 4). Eine Übersicht der Ergebnisse und die weiteren Schritte zur Automatisierung werden in Abschnitt 5 vorgestellt.

2 Bearbeitungsverfahren

Zu Beginn der Projektarbeiten wurde gemeinsam mit den Projektpartnern des Forschungsprojekts AROSU (www.arosu.eu) verschiedene kommerziell relevante Steinbearbeitungstechniken ausgewählt, um diese einer tieferen Analyse zu unterziehen. Diese werden im Folgenden kurz vorgestellt.

Scharrieren:

Das Scharrieren ist ein Verfahren zur Oberflächenendbearbeitung von Sandsteinen. Da es bereits seit dem 15. Jahrhundert eingesetzt wird [1], ist es insbesondere für den Erhalt historischer Bausubstanz relevant. Mit einem Scharriereisen und einem Knüpfel (**Bild 1**) oder Fäustel wird ein Rillennmuster auf der Steinoberfläche eingebracht. Die Breite des Eisens kann je nach Härte des Steins dabei bis zu 180 mm betragen [1]. Je nach Ausrichtung der einzelnen Bahnen wird zwischen Buntscharrieren und Bahnscharrieren unterschieden. Die für eine Automation relevanten Charakteristika ergeben sich jedoch aus

der Führung des Werkzeugs während eines Schlages. Während des Scharrierens wird das Eisen in den Stein geschlagen und während des Schlags wieder aus dem Stein geführt.



Bild 1 Knüpfel und Scharriereisen mit 12,5 mm (l) 25 mm (m) und 50 mm (r) Schneidkantenbreite

Daneben existiert das gestelzte Scharrieren. Dieses wird in der Regel mit kleineren Scharriereisen durchgeführt. Der wichtigste Unterschied zum normalen Scharrieren ist jedoch, dass der Meißel nicht aus dem Stein herausgeführt wird. Ähnlich zu diesem Verfahren ist das Beizen. Hierfür werden sehr kleine Eisen verwendet und der Meißel steiler angesetzt als beim Stelzen, was zu tieferen Mustern führt. Das Stelzen ist in der Analyse jedoch im Folgenden analog zum Beizen zu sehen. **Bild 2** zeigt die Ergebnisse der einzelnen Verfahren. Während mit dem gewöhnlichen Scharrieren häufig große Flächen bearbeitet werden, werden die letzteren beiden Techniken häufig zur Bearbeitung von Kanten eingesetzt.

Zwei weitere Ausprägungen des Scharrierens sind der Doppelschlag und der Kehlschlag. Bei diesen werden die Rillen mit zwei bzw. drei zusammenhängenden Schlägen erzeugt. Diese Verfahren werden zunächst nicht weiter betrachtet.

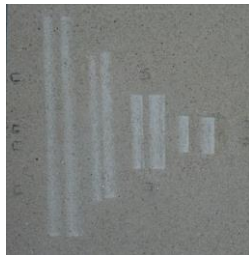


Bild 2 Scharrierbearbeitung mit unterschiedlichen Werkzeugen von links: Scharrieren mit einem 75 mm Scharriereisen und 50 mm Scharriereisen, gestelztes Scharrieren mit einem 25 mm Werkzeug und Beizen mit einem 12,5 mm Werkzeug

Zwar werden auch Maschinen zum Scharrieren eingesetzt, jedoch ist es mit diesen nur möglich, fest vorgegebene Muster auf zweidimensionalen Oberflächen zu erzeugen.

Spitzen:

Das Spitzen wird mit einem Spitzeisen und einem Fäustel durchgeführt. Mit dem ersten Schlag wird das Spitzeisen steil in den Stein getrieben. Mit den weiteren Schlägen wird das Spitzeisen parallel zur Oberfläche durch den Stein getrieben. Je nach Zahl der Schläge wird zwischen punktgespitzten Flächen und bahngespitzten Flächen un-

terschieden. Weiterhin unterscheidet man je nach Tiefe der Schläge noch zwischen Grob- und Feinspitzen (**Bild 3**). Zum Teil wird dieses Verfahren zur Vorbereitung der Fläche für weitere Bearbeitungsverfahren, zum Teil aber auch als Endbearbeitung eingesetzt.

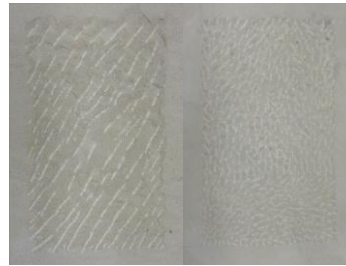


Bild 3 Grob bahngespitzte Oberfläche (l) und fein bahngespitzte Oberfläche (r)

Stocken:

Das Stocken wird zur Endbearbeitung von Oberflächen eingesetzt. Mit einem Stockhammer wird dabei die Oberfläche geprellt und bekommt eine hellere Oberfläche. Der Stockhammer hat auf seiner Schlagseite mehrere pyramidenförmige Spitzen. Je nach Größe der Zähne im Stockhammer wird zwischen grobgestockt und feingestockt unterschieden. Anstelle eines normalen Stockhammers kann ebenfalls ein Stockwerkzeug in Verbindung mit einem pneumatischen Hammer eingesetzt werden. Dadurch lässt sich die Bearbeitungsgeschwindigkeit wesentlich erhöhen. Eine so bearbeitete Fläche ist in **Bild 4** zu sehen.



Bild 4 Gestockte Oberfläche

Die vorgestellten Verfahren stellen einen kleinen Ausschnitt aus den existierenden Bearbeitungsverfahren in der künstlerischen Steinbearbeitung dar. Sie unterscheiden sich in der Führung des Werkzeugs und der Komplexität sehr stark. Es gibt jedoch Verfahren, die den vorgestellten Techniken sehr ähnlich sind. Teile der Analyseergebnisse lassen sich daher auf diese Verfahren übertragen. Im nächsten Abschnitt werden Kriterien vorgestellt, mit denen die Automatisierbarkeit der Techniken bewertet werden kann.

3 Kriterien zur Automatisierbarkeit von Bearbeitungsverfahren

Um die Automatisierbarkeit der oben genannten und anderer Bearbeitungsverfahren zu bestimmen, müssen eine Reihe von Kriterien betrachtet werden. Diese hängen jedoch nicht nur vom Verfahren selber ab, sondern auch von der Steinsorte, die verwendet wird. Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf Sandsteine, für welche die Versuche durchgeführt wurden. Die Kriterien sind im Einzelnen:

Energieaufwand:

Je nach Bearbeitungsverfahren und Meißel (-breite) muss der Steinmetz mit einem unterschiedlich hohen Kraftaufwand zuschlagen. Der Steinmetz beschleunigt mit seiner Kraft den Hammer und die kinetische Energie des Hammers wird in den Meißel eingeleitet. Prinzipiell kann der Kraftimpuls, der in den Meißel eingeleitet wird, oder die kinetische Energie des Hammers ermittelt werden. Die Ermittlung der eingebrachten kinetischen Energie ist jedoch vorteilhaft, da eine direkte Kraftmessung aus technischen Gründen schwierig ist. So werden durch die Impulsform der Energie normale Kraftsensoren zum Schwingen angeregt und das Messsignal wird verfälscht. Weiterhin ist die direkte Messung an Meißel oder Hammer nur sehr aufwendig umzusetzen.

Der nötige Energieaufwand wirkt sich auf die Größe des späteren Aktors und die in die Roboterkinematik eingeleiteten Impulskräfte aus. Zudem sollen im automatisierten Prozess wesentlich höhere Arbeitsfrequenzen als im manuellen Prozess genutzt werden. So ist auch die Leistungsaufnahme des Werkzeugs vom Energieaufwand abhängig.

Komplexität Werkzeugführung:

Die verschiedenen Bearbeitungsverfahren von Steinmetzen benötigen einen unterschiedlich hohen Grad an Übung und Begabung. Dieses liegt unter anderem an der feinfühligem und präzisen Führung des Werkzeugs durch die Meißelhand des Steinmetzes in Verbindung mit dem einbringen einer möglichst gleichbleibenden Schlagenergie. Beim Scharrieren bedeutet dies zum Beispiel, dass der Steinmetz durch die Handhabung des Meißels dafür sorgen muss, dass der Meißel den Stein wieder verlässt. Die Umsetzung dieser Feinfühligkeit stellt hohe Ansprüche an eine Automatisierung.

Positioniergenauigkeit beim Ansetzen des Meißels:

Die unterschiedlichen Verfahren stellen unterschiedliche Anforderungen an die Positioniergenauigkeit des Meißels. Zwar kann ein Steinmetz im manuellen Prozess keine hochgenaue Platzierung des Werkzeugs gewährleisten. Jedoch gleicht der Steinmetz manche Ungenauigkeiten durch das Gefühl in seiner Hand aus. Dies ist in einem robotergestützten Prozess nicht ohne zusätzliche Sensorik möglich und somit nicht unerheblich für die Automatisierbarkeit von Prozessen.

Vorhersagbarkeit der Prozessergebnisse:

Naturstein ist ein Naturprodukt und unterscheidet sich von anderen Werkstoffen in der Industrie insbesondere durch seine heterogenen Materialeigenschaften. Sowohl einzelne Steinarten können sich je nach Zusammensetzung von Sandkörnern und Binder stark unterscheiden, als auch einzelne Steinsorten durch Schichtung verschiedener Bestandteile verschiedene Eigenschaften an verschiedenen Stellen des Werkstücks aufweisen.

In der manuellen Praxis wird diese Inhomogenität durch die Erfahrung des Steinmetzes und die optische Überprüfung von Bearbeitungsergebnissen kompensiert. So passt sich der Steinmetz flexibel unterschiedlichen Materialeigenschaften an. Da die Materialeigenschaften das Prozessergebnis je nach eingesetztem Bearbeitungsverfahren unterschiedlich stark beeinflussen, wirkt sich dies auch unterschiedlich stark auf die Verfahren aus. Zwar stellen die manuellen Prozesse keine hohen Anforderungen an Fertigungstoleranzen, zu starke Abweichungen können jedoch die weitere Bearbeitung beeinflussen.

Um die Eignung eines Bearbeitungsverfahrens für eine Automatisierung festzustellen kann dieses an Hand der oben genannten Kriterien bewertet werden.

4 Analyse der Bearbeitungsverfahren

Die oben vorgestellten Kriterien wurden für die vorgestellten Bearbeitungsverfahren untersucht. Hierbei wurden zum einen Sensorsysteme eingesetzt um quantitative Werte zu ermitteln (4.2 und 4.3) als auch qualitative Aussagen über das Verhalten des Verfahrens gemacht (4.4 und 4.5). Der Messaufbau zur Bestimmung der quantitativen Werte wird in Abschnitt 4.1 vorgestellt. Mit den vorgestellten Ergebnissen lässt sich eine Abschätzung über die Automatisierbarkeit und eventuelle Schwierigkeiten hierbei treffen (5).

4.1 Messaufbau

Um die benötigte Energie abzuschätzen und die Bewegung des Meißels im Stein nachzuvollziehen, wurde ein Hochgeschwindigkeitskamerasystem eingesetzt (**Bild 5**). Zum einen wurden die verschiedenen Werkzeuge während der manuellen Bearbeitung gefilmt (z.B. **Bild 6**). Zum anderen wurde das Auftreffen des Knüpfels und des Fäustels auf den Meißel aufgezeichnet. Es wurde mit 20.000 Bildern pro Sekunde gearbeitet.

Mit Hilfe der Marker können die Bildserien im Nachhinein ausgewertet werden. Durch das Stereokamerasystem ist es möglich die Bewegungen der Objekte in den einzelnen Raumrichtungen mit einer Genauigkeit von $\pm 10 \mu\text{m}$ in x- und y-Richtung und $\pm 20 \mu\text{m}$ in z-Richtung zu messen. Die für die Bearbeitung relevanten Raumrichtungen sind jedoch die x- und die y-Richtung. Weiterhin ist die Rotation um die z-Achse interessant.

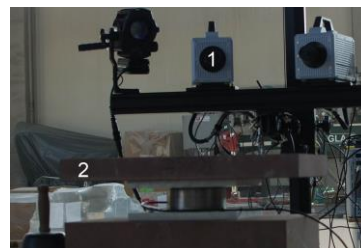


Bild 5 Messaufbau mit Kamerasystem (1) und Tisch für die Steinproben (2)

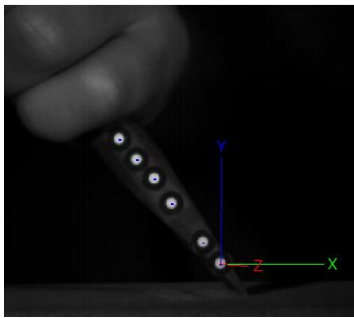


Bild 6 Scharriereisen mit Markern und Definition der Messkoordinaten

4.2 Energieaufwand der Verfahren

Wie oben bereits geschrieben ist der Energieaufwand für die Ausführung eines Verfahrens die am besten bestimmbare und für ein automatisches Werkzeug einstellbare Größe. Im manuellen Prozess lässt sich die aufgebrauchte Energie jedoch nur grob bestimmen. Auf der einen Seite wurden der Knüpfel und der Fäustel gewogen und die Geschwindigkeit der beiden unmittelbar vor dem Aufprall auf das Werkzeug mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera bestimmt. Auf der anderen Seite stellt der Arm des Steinmetzes eine weitere Schwungmasse dar, die nicht ohne weiteres bestimmt werden kann. Daher kann mit den oben gemessenen Größen nur ein grober Anhaltspunkt für den Energieaufwand gegeben werden.

Das Stocken wurde mit einem pneumatischen Werkzeug durchgeführt. In diesem wird ein Hammereinsatz durch einen pneumatisch angetriebenen Schlagbolzen auf den Stein beschleunigt. Für diese Verfahren wurde das Gewicht des Hammereinsatzes bestimmt. Statt der Geschwindigkeit des Schlagbolzens wurde jedoch die Geschwindigkeit des Hammerkopfes unmittelbar vor dem Auftreffen auf der Steinoberfläche bestimmt.

In **Tabelle 1** sind die Ergebnisse der einzelnen Verfahren zu sehen. Die gemessenen Energien liegen in einem Bereich, der mit Aktoren, die die Traglast eines Roboters nicht überschreiten, gut erreichbar ist. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass die Schläge einen sehr kurzen Kraftimpuls ergeben. Diese Impulse können zum einen die Robotermechanik schädigen, zum anderen können Schwingungen angeregt werden, die den Prozess beeinträchtigen. Daher ist die Eignung der Verfahren in diesem Punkt als durchschnittlich zu bewerten.

Beim Scharrieren ist zudem zu berücksichtigen, dass kleinere Meißel beim Stelzen weniger Energie benötigen.

Tabelle 1 Ergebnisse der Energieanalyse

| | <i>Scharrieren</i> | <i>Spitzen</i> | <i>Stocken</i> |
|------------------------|--------------------|----------------|----------------|
| Gewicht Hammer [kg] | 1,35 | 1,0 | 1,01 |
| Geschwindigkeit [m/s] | 5,37 | 6,93 | 1,50 |
| Berechnete Energie [J] | 19,46 | 23,99 | 1,14 |

4.3 Komplexität der Werkzeugführung

Das handwerkliche Geschick eines Steinmetzes zeigt sich unter anderem in der präzisen Handhabung des Meißels während und nach dem Schlag. Die genaue Bewegung des Meißels in diesem Zeitbereich lässt sich durch die Hochgeschwindigkeitskamera analysieren. Weiterhin werden die Beschreibungen der Steinmetze und eigene Erfahrungen analysiert.

Scharrieren:

Beim Scharrieren muss zunächst zwischen dem normalen Scharrieren auf der einen Seite und dem gestelztem und gebeizten Scharrieren auf der anderen Seite unterschieden werden. Beim ersteren muss das Scharriereisen den Stein wieder verlassen, was im Gegensatz zu den beiden letzteren Techniken mehr Geschick vom Steinmetz erfordert. Bei diesen verbleibt der Meißel im Stein. In **Bild 7** ist die Bewegung des Scharriereisens beim normalen Scharrieren zu sehen. In **Bild 8** sind die Ergebnisse für das gestelzte Scharrieren zu sehen.

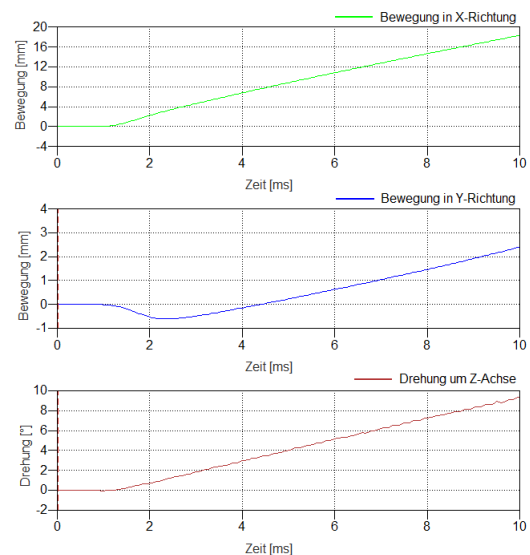


Bild 7 Bewegung in x- und y-Richtung sowie Rotation um die z-Achse beim Scharrieren

Der Unterschied der beiden Verfahren ist klar an den Bewegungen in x- und y-Richtung zu erkennen. Während das Eisen beim normalen Scharrieren zunächst in y-Richtung in den Stein eindringt, verlässt es diesen danach wieder. Gleichzeitig findet eine Bewegung in x-Richtung mit nahezu konstanter Geschwindigkeit statt. Beim gestelzten Scharrieren stoppt die Bewegung des Eisens im Stein. Beim gestelzten Scharrieren rotiert das Werkzeug in dieser Zeit um ca. $1,5^\circ$. Beim normalen Scharrieren sind es mehr als 3° . Die Rotation setzt sich zudem deutlich stärker fort. Der Steinmetz lässt folglich dem Scharriereisen beim normalen Scharrieren deutlich mehr Spiel, um den Stein wieder verlassen zu können. Diese Handhabung muss also in einem automatisierten Prozess umgesetzt werden können, um das charakteristische Erscheinungsbild der Oberfläche herzustellen. Dies stellt eine besondere Herausforderung dar, während die Werkzeugführung beim gestelzten Scharrieren eher leicht erscheint.

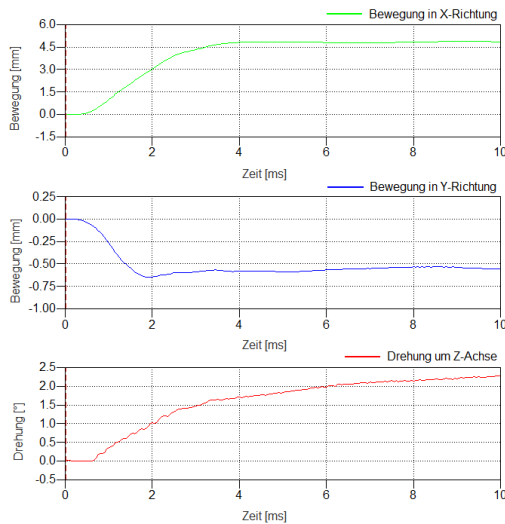


Bild 8 Bewegung in x- und y-Richtung sowie Rotation um die z-Achse beim gestelzten Scharrieren

Spitzen:

Beim Spitzen wird das Spitzeisen nach dem Ausrichten in gerader Linie geführt. Abweichungen hiervon ergeben sich lediglich durch die natürliche Struktur des Steins. Der Weg des Meißels in x- und y-Richtung ist in **Bild 9** für den ersten Schlag und in **Bild 10** für den zweiten Schlag eines groben Bahnspitzvorgangs gezeigt.

Die Rotation des Eisens wurde ebenfalls gemessen, ist aber vernachlässigbar. Die Führung während der einzelnen Schläge ist beim Spitzen einfach, da das Eisen gerade in Ansetzrichtung vorangetrieben wird. Dies lässt sich auch in den vorgestellten Ergebnissen sehen. Somit ist das Punktspitzen in Bezug auf dieses Kriterium eher unkritisch zu sehen.

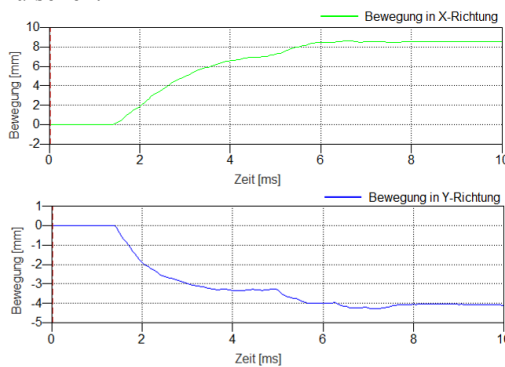


Bild 9 Bewegung des Spitzeisens beim ersten Schlag

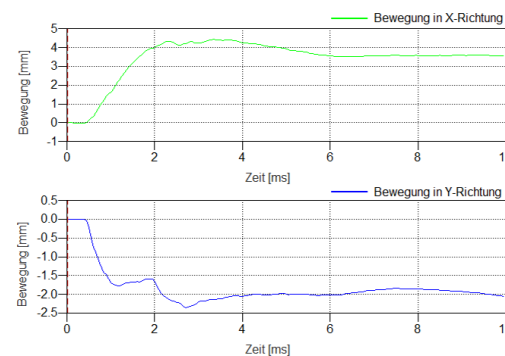


Bild 10 Bewegung des Spitzeisens beim zweiten Schlag

Die Schwierigkeit ergibt sich jedoch aus dem Übergang zwischen zwei Schlägen beim Bahnspitzen. Die Spitze des Werkzeugs verbleibt an der Stelle im Stein, an der es nach dem vorherigen Schlag stehen bleibt. Der Steinmetz ändert lediglich den Winkel zur Steinebene. Diese Problematik wird in den beiden folgenden Abschnitten näher erläutert.

Stocken:

Das Stocken erfordert keine präzise Führung des Werkzeuges, da der Eingriff in den Stein nur eine kurze senkrechte Berührung der Oberfläche ist. Der Hammerkopf springt danach automatisch wieder zurück.

4.4 Positioniergenauigkeit beim Ansetzen des Werkzeugs

Die einzelnen Verfahren stellen unterschiedliche Anforderungen an die Positioniergenauigkeit des Meißels. Diese werden im Folgenden kurz erläutert.

Scharrieren:

Die Genauigkeit mit der das Scharriereisen positioniert werden muss hängt von dessen Breite ab. Bei breiten Scharriereisen haben bereits kleine Verdrehungen gegenüber der Oberfläche den Effekt, dass die Schneidkante keinen sauberen Kontakt mit der Steinoberfläche hat. Dieser fehlende Kontakt wird in den Prozessergebnissen sichtbar und beeinträchtigt das optische Erscheinungsbild der Oberfläche sehr stark. Daher muss eine genaue Ausrichtung des Scharriereisens auf der Oberfläche gewährleistet werden.

Dieser Umstand stellt hohe Anforderungen an die Automatisierung, da zerspannte Steinprodukte, welche die Ausgangswerkstücke des Prozesses darstellen, wesentlich größere Toleranzen aufweisen, als sie im Maschinenbau vorkommen. Für die Automatisierung des Prozesses muss dies berücksichtigt werden.

Die Lage der einzelnen Scharrierschläge untereinander ist im Vergleich zur manuellen Bearbeitung eher von geringerer Bedeutung, da hier auch im manuellen Prozess deutliche Unregelmäßigkeiten zu erkennen sind, die aber für einen handwerklichen Prozess akzeptiert werden.

Spitzen:

Um die Anforderungen an die Positioniergenauigkeit für das Spitzen zu analysieren muss zunächst zwischen Punkt- und Bahnspitzen unterschieden werden. Beim ersten wird jeweils nur ein Schlag durchgeführt und die Oberfläche zeichnet sich durch eine unregelmäßige Verteilung der Schläge auf der Oberfläche aus. In diesem Fall ist die nötige Positioniergenauigkeit eher gering.

Das gleiche gilt für den ersten Schlag des Bahnspitzens. Allerdings müssen die folgenden Schläge eine durchgängige Linie bilden, sodass der Meißel immer wieder am Endpunkt des vorherigen Schlags positioniert werden muss. Daher sind die Anforderungen des Bahnspitzens an die Positioniergenauigkeit hoch.

Stocken:

Die nötige Positioniergenauigkeit beim Stocken ist als sehr gering zu betrachten, da auch der manuelle Prozess auf einem groben Überstreifen der zu bearbeitenden Fläche basiert. Insbesondere mit pneumatischen Werkzeugen ist eine präzise Positionierung einzelner Schläge nicht möglich.

4.5 Vorhersagbarkeit der Ergebnisse

Die drei vorgestellten Verfahren basieren auf sehr unterschiedlichen Schneidkantenformen. Daher unterscheidet sich die Vorhersagbarkeit der Ergebnisse ebenfalls sehr stark voneinander.

Scharrieren:

Das Scharrieren basiert auf einer definierten Schneidkante, die das Gestein abschert. Abhängig von der eingebrachten Schlagenergie trägt das Scharriereisen auf einer bestimmten Fläche den Stein ab. Erste Versuche mit verschiedenen Sandsteinen und einem einstellbaren Energieniveau zeigen, dass sich das Erscheinungsbild der Schläge über die Energie und den Winkel zwischen Stein und Meißel sehr gut einstellen lässt. Daher ist die Vorhersagbarkeit der Ergebnisse als gut einzuschätzen.

Spitzen:

Die Vorhersagbarkeit des Spitzens unterscheidet sich bei Punkt- und Bahnspitzen voneinander. Bei feinen punktspitzen Oberflächen findet keine tiefe Einwirkung in den Stein statt, sodass die Abplatzungen des Prozesses lokal sehr begrenzt sind. Je fester der Schlag, desto tiefer dringt das Spitzeisen in den Stein ein. Dabei bricht der Stein an seinen natürlichen Schwachstellen, die vorher nicht bekannt sind.

Beim Bahnspitzen wird das Spitzeisen nach dem ersten Schlag weiter zur Seite getrieben. Dabei wird der Stein nach oben und zur Seite weggesprengt. Die genaue Bruchgeometrie lässt sich daher nur sehr schlecht voraussagen. Beim Bahnspitzen, bei dem mehrere Schläge kombiniert werden müssen, stellt dies eine erhebliche Schwierigkeit dar.

Stocken:

Da das Stocken nicht sehr tief in den Stein einwirkt, sind die Ergebnisse gut voraussagbar. Nach einer geringen Anzahl von Schlägen auf einen Flächenbereich ändert sich das Erscheinungsbild der Oberfläche nicht mehr sehr stark. Außerdem sorgen ähnliche Geschwindigkeiten beim Überstreifen einer Fläche für ein ähnliches Erscheinungsbild.

5 Zusammenfassung

Es wurden verschiedene Bearbeitungsverfahren vorgestellt und an Hand verschiedener Kriterien deren Eignung zur Automatisierung untersucht. Dabei wurden verschiedene Problemstellungen erkannt, die in einer Automatisierung der einzelnen Verfahren adressiert werden müssen. In **Tabelle 2** ist eine Übersicht über die Verfahren und deren Eignung zur Automatisierung in Bezug auf die aufgeführten Kriterien gegeben.

Tabelle 2 Übersicht der Bewertung der Techniken anhand der vorgestellten Kriterien

| | <i>Scharrieren</i> | <i>Spitzen</i> | <i>Stocken</i> |
|------------------------|----------------------------|-----------------------|----------------|
| Energieaufwand | o (normal) + (gestelzt) | o | + |
| Komplexität | - (normal) + (gestelzt) | + | ++ |
| Positioniergenauigkeit | - (normal) + (gestelzt) | +(Punkt) -(Bahn) | ++ |
| Vorhersagbarkeit | + | +(Punkt) -- (Bahn) | + |

Es ist zu erkennen, dass das Bahnspitzen eine eher schlechte Eignung zur Automatisierung aufweist, während das Punktspitzen relativ einfach zu automatisieren ist. Die Automatisierung des normalen Scharrierens ist ebenfalls mit Herausforderungen verbunden. Das gestelzte Scharrieren ist aufgrund der einfacheren Werkzeugführung und geringeren Breite des Eisens einfacher zu automatisieren. Die geringere Breite wirkt sich unter anderem auf die nötige Energie und die Positioniergenauigkeit aus. Das Stocken stellt die geringsten Anforderungen an eine Automatisierung. Es wird bereits heute durch Pressluftschlämmer mechanisiert.

Ziel der weiteren Arbeiten ist es das normale Scharrieren in einem robotergestützten Prozess umzusetzen. Wenn die Anforderungen für diesen anspruchsvollen Prozess erfüllt werden können, können die Lösungen ebenfalls für die anderen vorgestellten Verfahren umgesetzt werden. Lediglich das Bahnspitzen stellt wegen seiner Unvorhersagbarkeit besondere Herausforderungen. Daher wird die Automatisierung dieses Verfahren zunächst nicht weiterverfolgt. Die weiteren Schritte werden zum einen die Konstruktion eines Roboterendeffektors beinhalten, mit dem die Verfahren umgesetzt werden können. Zum anderen werden mit Hilfe einer mechanischen Vorrichtung, die eine definierte Energie aufbringen kann, die Zusammenhänge zwischen aufgebrachtener Energie, Ansetzwinkel und Ergebnissen der Bearbeitung näher betrachtet.

6 Literatur

- [1] Portmann, B.: *Steinbearbeitungen*. Blauen: Verlag Schweizer Baudokumentation, 2000.

Danksagung

This project has received funding from the European Union's Seventh Framework Programme for research, technological development and demonstration under grant agreement no 606453.

Wir möchten uns ebenfalls bei den Bamberger Natursteinwerken für die Unterstützung der manuellen Bearbeitungsversuche bedanken.

Arbeitsassistenz für die Zusammenarbeit von Mensch und Roboter

Work assistance for collaboration between human and robot

Dipl.-Ing. Carsten Thomas, Lukas Stankiewicz M. Sc., Prof. Dr.-Ing. Jochen Deuse, Prof. Dr.-Ing. Bernd Kuhlenkötter
Institut für Produktionssysteme (IPS), Technische Universität Dortmund, 44227 Dortmund, Deutschland,
{carsten.thomas, lukas.stankiewicz, jochen.deuse, bernd.kuhlenkoetter} @ips.tu-dortmund.de

Kurzfassung

In der Produktion erfolgt die Montage rein manuell mit wenigen technischen Hilfsmitteln, hybrid mit Aufgabenteilung oder vollständig automatisiert. Zur Reduktion von Belastungen auf den Mitarbeiter ist es sinnvoll belastende Tätigkeiten, wie das Handhaben hoher Bauteilgewichte, stark repetitive oder taktgebundene Aufgaben sowie Tätigkeiten mit hohen sensomotorischen Anforderungen, zukünftig technisch unterstützt durchzuführen. Der demographische Wandel und der damit einhergehende Anstieg des Durchschnittsalters von Belegschaften forciert diese Notwendigkeit zusätzlich. Gegen eine vollständige Automatisierung sprechen oftmals technische oder wirtschaftliche Gründe, da die Fähigkeiten der Mitarbeiter, wie Entscheidungsfähigkeit und Flexibilität, im Prozess erforderlich sind. Durch die Berücksichtigung physischer Leistungsparameter von Mitarbeitern bei der Planung zukünftiger Arbeitssysteme, sollen individuell auf den Mitarbeiter zugeschnittene Assistenzsysteme mit direkter Mensch-Roboter-Kollaboration geschaffen werden. Hierzu wurden geeignete Referenzarbeitssysteme ausgewählt und erste Konzepte für Demonstratoren erarbeitet.

Abstract

Assembly tasks in industry are performed manually with few technical aids and tools, hybrid with task sharing or are fully automated. To reduce physical stress on employees, tasks of high load, like handling of high weight components and repetitive or cyclical movements, should be supported and reduced by technology. Demographic change and rise of the average age of employees promote this necessity additionally. Fully automated work systems are often not suitable for technical and economic reasons. Especially the skills of manual workforces must be maintained, because decision-making and flexibility are key requirements for many assembly processes. By considering individual physical performance parameters of employees early in the planning and during implementation of future work systems, the project develops a robot based assistance system tailored to the employee with a direct collaboration of human and robot. For this purpose, two appropriate assembly systems are described and first concepts of the hybrid assistance systems are presented.

1 Einleitung

Wie auch in anderen Industrienationen steigt in Deutschland bedingt durch den demographischen Wandel das Durchschnittsalter der erwerbstätigen Bevölkerung und damit der Belegschaften in produzierenden Unternehmen. Mitarbeiter mit höherem Alter verfügen oftmals über langjährige Erfahrungen in ihrem Aufgabenbereich und sind somit für das Unternehmen unverzichtbar. Altersbedingt kommt es jedoch dazu, dass sie physisch überfordert sind oder dies empfinden. In Folge dessen können verschiedene strukturelle Änderungen erfolgen: Der Mitarbeiter ist gezwungen, den Aufgabenbereich zu wechseln, bei Schichtarbeit oder Rotationsprinzipien setzt der leistungsgewandelte Mitarbeiter aus oder überspringt eine Station, was jedoch zu einer stärkeren Belastung der anderen Teammitglieder führt, oder der Mitarbeiter scheidet gar vorzeitig aus dem Unternehmen aus. Das damit verbundene Abfließen des Know-hows an der Arbeitsstation oder im gesamten Unternehmen stellt einen bedeutenden Verlust dar. [1], [2]

Vor dem Hintergrund des aktuell vorherrschenden Mangels an Fachkräften [3] und dem Ausscheiden erfahrener Mitarbeiter aufgrund des Anspruchs an die physische

Leistungsfähigkeit steigt der Bedarf an Assistenzsystemen in der Produktion. Zwar existieren bereits einfache technische Unterstützungssysteme, wie Schrauber, Hebehilfen oder Bauteilhalterungen zur Vermeidung von Überkopfarbeiten, jedoch sind diese ausschließlich für eine einzelne Unterstützungsaufgabe implementiert und oftmals nicht individuell auf den einzelnen Mitarbeiter oder die mitarbeiterspezifischen Leistungseinschränkungen anpassbar. Aus diesem Grund wurde mit der Entwicklung einer individualisierbaren Menschsimulation begonnen, die es ermöglicht, individuelle Leistungsparameter von Mitarbeitern, die zuvor erfasst und in die Simulation integriert wurden, abzubilden. Unter Berücksichtigung des Datenschutzes wird es so zukünftig möglich sein, Arbeitssysteme optimiert auf den jeweiligen Mitarbeiter zu planen, um ihn mit Hilfe flexibel anpassbarer Assistenzsysteme zu unterstützen (vgl. Bild 1).

Parallel erfolgt die Entwicklung roboterbasierter Assistenzsysteme, die durch die Implementierung einer intuitiven Mensch-Technik-Schnittstelle seitens des Mitarbeiters flexibel auf verschiedene Parameter, wie Körpergröße, Bewegungseinschränkungen oder anderen Unterstützungsbedarf angepasst werden können. Das Assistenzsystem soll zukünftig an verschiedene Arbeitsstationen andockbar sein und den Mitarbeiter in Montageprozessen

dort unterstützen, wo er aufgrund des Alters oder auch aufgrund temporärer Einschränkungen, etwa nach einer Verletzung oder Krankheit, eine Assistenz benötigt. Seitens des Assistenzsystems stellen die flexible Integration, die Sicherheitstechnik und die Mensch-Technik-Schnittstelle die bedeutenden Herausforderungen dar. Hierbei gilt es, im gesamten mechatronischen Kontext von Simulationssoftware, Roboterkinematik und ihrer Steuerung, Sensorik sowie mechanischen Schnittstellen ein Gesamtsystem zu entwickeln, das zu einer Verringerung der physischen Belastungen an kritischen Arbeitsstationen und zum Erhalt von Fachkräften in der Produktion führt. [4]

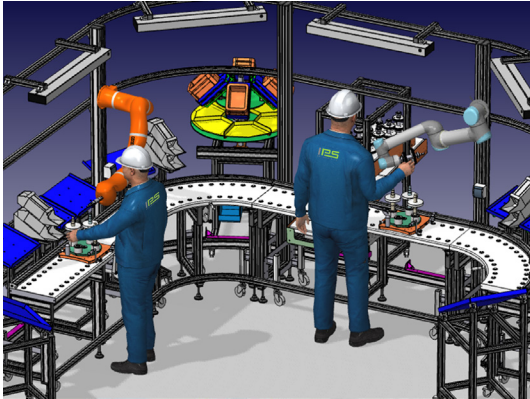


Bild 1 Gestaltung von roboterbasierten Arbeitsassistenzsystemen unter Verwendung einer Simulationsumgebung

2 Stand der Technik

In Anlehnung an die dargestellten, durch den demographischen Wandel verstärkter auftretenden Handlungsbedarfe zur Kompensation individueller Leistungsstreuungen der Mitarbeiter an Montagearbeitssystemen gewinnen hybride Lösungen aufgrund ihrer Flexibilität und Anpassungsfähigkeit zunehmend an Bedeutung [5]. Insbesondere teilautomatisierte Montagesysteme in Form der Kollaboration zwischen Mensch und Roboter weisen Potentiale auf, langfristige Leistungseinschränkungen aufgrund physischer Erkrankungen zu vermeiden und vorherrschende individuelle Leistungsschwankungen zu kompensieren. Aus diesem Grund sind dynamisch adaptive Assistenzsysteme aktuell weitreichend Gegenstand der Forschung, um robotergestützte Assistenzsysteme in der Industrie etablieren zu können. In Forschungsprojekten wird das Ziel verfolgt die Akzeptanz der Mitarbeiter gegenüber kollaborierenden Robotern am Arbeitsplatz zu erhöhen. Ansätze sind z. B. die Entwicklung neuer Roboter mit menschenähnlichen Bewegungsformen oder die Integration menschlichen Verhaltens in die Bahnplanung [6; 7]. Im Verbundforschungsvorhaben rorarob beispielsweise wurde die Entwicklung eines Hardware- und Softwareassistenzsystems zur Bearbeitung von Schweißaufgaben schwerer und sperriger Bauteile in der Rohr- und Rahmenfertigung entwickelt, bei der Mensch und Roboter in direkter Kollaboration stehen [8; 9].

Die Umsetzung einer direkten Mensch-Roboter-Kollaboration ohne trennende Schutzvorrichtungen verlangt für hochflexible Systeme wie die Arbeitsassistenz in der Montage die Implementierung zuverlässiger Sicherheitstechnik zur Gewährleistung der Unversehrtheit des Menschen sowie der Betriebsmittel [10-14]. Ferner sind zudem ergonomische und ökonomische Aspekte zu berücksichtigen. Einen Ansatz zur prospektiven Bewertung der aufgeführten Größen bietet die digitale Simulation des Arbeitssystems. Zur Erfassung dieses Systems sind neben der graphischen Darstellung der Betriebs- und Arbeitsmittel auch die Simulation des Menschen in einem digitalen Menschmodell (DHM) zur Abbildung der Interaktion von Mensch und Maschine erforderlich. Exemplarisch können Jack bzw. Jill von Siemens Industry Software, Human Builder von Dessault Systemes und RAMSIS von Human Solutions als etablierte arbeitswissenschaftliche Menschmodelle für die industrielle Nutzung aufgeführt werden [15], die eine anthropometrisch Anpassung ermöglichen und Analysefunktionen zur Kraft, Sicht, Erreichbarkeit und Haltung aufweisen. Jedoch ist für die individuelle Simulation des am Montagesystem tätigen Mitarbeiters eine Parametrisierung des DHM zur Einschränkung von Gelenkwinkeln erforderlich, um die individuellen Einschränkungen des Bewegungsapparates in der Simulation abbilden und die entsprechende Bahnplanung des Roboters ableiten zu können. Diese Eigenschaft wird durch aktuelle Menschmodelle nicht ausreichend unterstützt.

3 Planungsunterstützung durch ein individualisierbares Menschmodell

Für die Planung, Gestaltung und Einrichtung individuell angepasster Montagearbeitsplätze mit Mensch-Roboter-Kollaboration bedarf es eines Planungssystems, das sowohl den Mitarbeiter inklusive seiner Leistungsparameter, als auch das robotergestützte Assistenzsystem digital abbilden kann. Für den Einsatz in kleinen und mittleren Unternehmen (KMU) wurde bereits ein digitales Menschmodell in die Robotersimulationsumgebung FAMOS robotic® integriert [16], was dahin gehend weiter entwickelt wird, dass dieses individuell parametrierbar ist. Die Erweiterung von FAMOS robotic® durch die Einbettung einer parametrierbaren, menschlichen Skelettkinematik macht die montagearbeiterbezogenen Anpassungsmöglichkeiten existent, da Knochen- und Gelenkelemente frei skalierbar und in ihrer Bewegung konfigurierbar sind. Entsprechend kann so eine gegebenenfalls beim Mitarbeiter vorherrschende physische Leistungswandlung im Menschmodell abgebildet werden. Zur simulationsgestützten Generierung der an den Unterstützungsbedarf angepassten Szenarien einer individualisierten Roboterassistenz ist hingegen vorab die Erfassung der Leistungsparameter des betroffenen Mitarbeiters erforderlich. Altersbedingt ergibt sich bei dem Mitarbeiter eine individuelle Abnahme physischer Leistungsparameter, welche wiederum zu individuellen Reichweiten und Grenzstellungen

der Gelenke führen. Zudem unterscheidet sich naturgemäß die Anthropometrie jedes menschlichen Individuums. Zur Erfassung und der Speicherung dieser Parameter für die Überführung in die Simulation der Mensch-Roboter-Kollaboration werden vom Mitarbeiter unterschiedliche Bewegungszyklen ausgeführt. Eine Überführung der Bewegungen in Koordinatendaten, die Aufschluss über die erreichten Gelenkwinkel geben, kann anhand markerloser Motion-Tracking-Systeme erfolgen. Die Verwendung eines solchen Systems bietet darüber hinaus die Möglichkeit, anthropometrische Daten des Probanden, wie z. B. die Abstände der Gelenkpunkte, simultan zu erfassen. Diese Eingangsgrößen für die Simulation sind z. B. für die individuelle Gestaltung von Greifräumen (vgl. DIN 14738 [17]) oder zur Prüfung der Erreichbarkeit von Arbeitsmitteln im Arbeitsraum wichtig.

4 Handlungsfelder in der industriellen Montage

Für eine praxisnahe Entwicklung von Arbeitsassistenzsystemen zur Unterstützung beeinträchtigter Mitarbeiter wurden gemeinsam mit Unternehmen Referenzarbeitssysteme definiert, bei denen neue, robotergestützte Assistenzsysteme zu einer deutlichen Arbeitserleichterung führen werden und durch deren Einsatz zudem wirtschaftliche Vorteile zu erwarten sind. Für die Durchführung repetitiver und monotoner Montagefähigkeiten wurde gemeinsam mit dem Unternehmen Herborner Pumpenfabrik J.H. Hoffmann GmbH & Co. KG das Setzen von Stiftschrauben mit direkter Mensch-Roboter-Kollaboration in Pumpengehäusen und -deckeln ausgewählt.

Arbeitsassistenz in der Pumpenmontage

Die Fertigung von Industripumpen, etwa zum Fördern von Reinwasser in Schwimmbädern, zur industriellen Wasseraufbereitung oder auf Kreuzfahrtschiffen, erfolgt bei der Herborner Pumpenfabrik in Montagelinien mit Einzelstückfluss (Losgröße 1). Jedoch weist ein Großteil der Pumpen eine vergleichbare Montagestruktur auf. Komponenten, wie Gehäuse, Laufrad, Dichtungen oder Deckel werden sukzessive aufgebaut und die fertig montierte Pumpe abschließend an einem Prüfstand getestet und die Kennlinie dokumentiert.

Bei der Montage müssen in Gehäuse, Zwischenflansch und Deckel je nach Pumpenbaugröße zwischen vier und zwölf Stiftschrauben eingesetzt werden. Die Größe der Stiftschrauben liegt bei M8 bis M16, ebenso variiert der Teilkreisdurchmesser. Das Einsetzen dieser Schrauben stellt eine monotone, hoch repetitive Tätigkeit dar. Aufgrund der hohen Variantenvielfalt ist eine vollständige Automatisierung wirtschaftlich nicht möglich.

Die Entlastung des Montagemitarbeiters soll durch den Einsatz eines Leichtbauroboters KUKA iiwa mit inhärenter Sicherheit als Assistenzsystem realisiert werden. Nach der Positionierung des Bauteils lehrt der kollaborierende Mitarbeiter dem roboterbasierten Assistenzsystem die ersten Positionen der Schrauben. Hierfür greift der Mitarbei-

ter das Assistenzsystem hinter der letzten Achse des Roboters und führt diese von Hand. Die geringen, vom Mitarbeiter induzierten, Kräfte werden von den inhärenten Kraft-Momenten-Sensoren erkannt und in Bewegungen umgesetzt. Der Roboter nimmt zunächst eine Stiftschraube auf, der Mitarbeiter führt dann den schwerkraftkompensierten Roboter zur ersten Schraubposition und übernimmt die Position. Aus dieser und zwei weiteren gelehnten Positionen kann das Assistenzsystem nach der Eingabe der Schraubenzahl und des Teilkreisdurchmesser alle weiteren Schraubpositionen automatisch generieren. Im Anschluss schraubt das Roboterassistenzsystem die Stiftschrauben selbstständig in das entsprechende Bauteil ein.

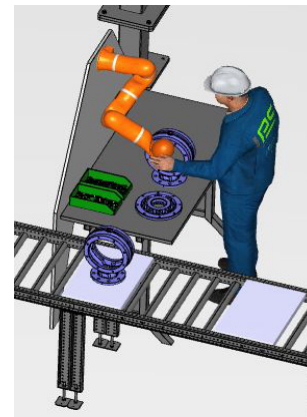


Bild 2 Simulation des Einlernvorgangs des Assistenzsystems zum Setzen von Stiftschrauben an einem Pumpengehäuse

5 Zusammenfassung und Ausblick

Nach der Ableitung des Handlungsbedarfs zur Entwicklung von technischen Assistenzsystemen für die industrielle Montage, erfolgte zunächst die Vorstellung eines Konzepts, um ein digitales Menschmodell für die digitale Planung von hybriden Arbeitssystemen individuell zu parametrieren. Ziel ist es, individuelle Leistungsparameter (wie Gelenkwinkelgrenzen und Bewegungseinschränkungen) am realen Menschen aufzunehmen und auf ein digitales Menschmodell zu übertragen. Auf diese Weise können durch Integration des Menschmodells in die Offline-simulation von Robotersystemen hybride Arbeitssysteme mit einer direkten Kollaboration von Mensch und Roboter mitarbeiterspezifisch geplant und ausgelegt werden. Dazu wurden ein Referenzarbeitsplatz mit entsprechendem Handlungsbedarf bei einem Industrieunternehmen ausgewählt. Für diesen Anwendungsfall, dem Setzen von Stiftschrauben in der Pumpenmontage, wurde ein Konzept für ein robotergestütztes Assistenzsystem ausgearbeitet. Des Weiteren soll ein weiteres Assistenzsystem für die Montage von Bauteilen mit hohen Gewichten in der Automobilindustrie folgen. Die nächsten Entwicklungsschritte sind die Umsetzung der Konzepte in zwei Demonstratoren mit direkter Mensch-Roboter-Kollaboration sowie die Erprobung der Assistenzsysteme im industriellen Umfeld.

6 Danksagung

Der Beitrag basiert auf dem Forschungsprojekt INDIVA, gefördert durch das Bundesministerium für Forschung und Bildung. Ferner danken wir dem Projektträger VDIVDE-IT und den beteiligten Projektpartnern carat robotic innovation GmbH (Dortmund) und Herborner Pumpenfabrik GmbH & Co. KG (Herborn).

7 Literatur

- [1] Bundesministerium des Innern: *Demographiebericht – Bericht der Bundesregierung zur demographischen Lage und zukünftigen Entwicklung des Landes*. Nietetal, 2011.
- [2] Bundesministerium für Bildung und Forschung: *Das Alter hat Zukunft – Forschungsagenda der Bundesregierung für den demographischen Wandel*. Berlin Bonn 2011.
- [3] http://berufsbildendeschule.bildung-rp.de/fileadmin/user_upload/bbs/berufsbildendeschule.bildung-rp.de/aktuelles_meldungen/sonstige/LDK_2013_Herr_Dr._Robert_Helmrich_BiBB.pdf (letzter Zugriff am 09.01.2015)
- [4] Busch, F.; Hartung, J.; Thomas, C.; Wischniewski, S.; Deuse, J.; Kuhlenkötter, B.: *Individualisierte Arbeitsassistenten in der Produktion*. *Industrie Management* 29 (2013), S. 7-10.
- [5] Busch, F.; Hartung, J.; Thomas, C.; Deuse, J.; Kuhlenkötter, B.; Wischniewski, S.: *Individualisierte Arbeitsassistenten in der Produktion. Gestaltung gesunder, sicherer und wettbewerbsfähiger Arbeit in der Industriellen Produktion*. *Industrie Management* (2013) 29 (3), S. 7–10.
- [6] Naumann, M.; Bengel, M.; Verl, A.: *Automatic generation of robotapplications using a knowledge integration framework*. ISR, International Symposium on Robotics (2010) ROBOTIK, German Conference on Robotics, 6/ 2010.
- [7] Ruehl, S. W.; Xue, Z.; Kerscher, T.; Dillmann, R.: *Towards Automatic Manipulation Action Planning for Service Robots*. *Kongressbeitrag* (2010) 33rd Annual German Conference on ArtificialIntelligence.
- [8] Thomas, C.; Busch, F.; Kuhlenkötter, B.; Deuse, J.: *Ensuring Human Safety with Offline Simulation and Real-time Workspace Surveillance to Develop a Hybrid Robot Assistance System for Welding of Assemblies*. Hoda A. ElMaraghy (Hrsg.): *Proceedings of the 4th International Conference on Changeable, Agile, Reconfigurable and Virtual Production (CARV)* (2011). 02.-05.10.2011 Montreal, Canada, ISBN 978-3-642-23859-8, S. 465–470.
- [9] Busch, F.; Thomas, C.; Deuse, J.; Kuhlenkötter, B.: *A Hybrid Human-Robot Assistance System for Welding Operations – Methods to Ensure Process Quality and Forecast Ergonomic Conditions*. Hu, S. Jack (Hrsg.): *Technologies and Systems for Assembly Quality, Productivity and Customization - Proceedings of 4th CIRP Conference on Assembly Technol-*
ogies and Systems (CATS) (2012), 20.-22.05.2012, Ann Arbor, University of Michigan, Michigan, USA, ISBN 978-0-615-64022-8, S. 151-154.
- [10] DIN, Deutsches Institut für Normung e. V (2012) *Industrieroboter – Sicherheitsanforderungen*. EN ISO 10218. Berlin: Beuth.
- [11] DIN, Deutsches Institut für Normung e. V (2007/2008): *Ergonomie - Computer-Manikins und Körperumriss-Schablonen*. EN ISO 15536. Berlin: Beuth.
- [12] DIN, Deutsches Institut für Normung e. V (2010) *3D-Scanverfahren für international kompatible anthropometrische Datenbanken*. EN ISO 20685. Berlin: Beuth.
- [13] ISO, International Organization for Standardization (in Bearbeitung) *Robots and Robotic Devices - Collaborative industrial robots*. TS 15066. Berlin: Beuth.
- [14] BGIA, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (2011) *BG/BGIA-Empfehlungen für die Gefährdungsbeurteilung nach Maschinenrichtlinie. Gestaltung von Arbeitsplätzen mit kollaborierenden Robotern*.
- [15] Mühlstedt, J.: *Entwicklung eines Modells dynamisch-muskulärer Arbeitsbeanspruchungen auf Basis digitaler Menschmodelle*. (2011) Chemnitz, Technische Universität, Fakultät Maschinenbau, Dissertation.
- [16] Busch, F.; Wischniewski, S.; Deuse, J.: *Application of a character animation SDK to design ergonomic human-robot-collaboration*. In: *Proceedings of the 2nd International Symposium on Digital Human Modeling (DHM2013)*, Ann Arbor, Michigan, USA, 11.-13.06.2013.
- [17] DIN, Deutsches Institut für Normung e. V (2008) *Sicherheit von Maschinen - Anthropometrische Anforderungen an die Gestaltung von Maschinenarbeitsplätzen*. EN ISO 14738. Berlin: Beuth.

Exoskelett für die Kraftaufwandsminderung und Bewegungsrestriktion bei manuellen Tätigkeiten

Exoskeleton for Strain Reduction and Motion Restriction of Manual Operations

Nils Connemann, Dr.-Ing. Jens Kotlarski, Prof. Dr.-Ing. Tobias Ortmaier,
Institut für Mechatronische Systeme, Leibniz Universität Hannover, 30167 Hannover, Deutschland,
conneman@stud.uni-hannover.de, jens.kotlarski@imes.uni-hannover.de, tobias.ortmaier@imes.uni-hannover.de

Kurzfassung

In dieser Arbeit werden die Möglichkeiten und das Potential eines passiven, d. h. aktorlosen, Exoskeletts hinsichtlich seiner Eignung zur Kraftaufwandsminderung und Bewegungsrestriktion bei manuellen Tätigkeiten diskutiert. Im Gegensatz zu existierenden Ansätzen verfügt das vorgestellte System nicht über aktive Gelenke, sondern wird rein über adaptive Reibung gesteuert. Die gezielt einstellbare Gelenkreibung erlaubt es, Bewegungen in bestimmte Raumrichtungen zu erschweren oder gänzlich zu blockieren sowie kraftaufwandsminimal an oder in der Nähe einer definierten Lage zu verweilen. Im Gegensatz zu klassischen, aktuierten Unterstützungssystemen bietet dieses Konzept bei geringem Gewicht und minimalen Kosten wesentliche Vorteile hinsichtlich Mobilität und Komplexität. Beispielhaft wird das Potential dieses Konzepts mittels eines Funktionsmusters veranschaulicht, welches sich auf das Ellenbogengelenk beschränkt.

Abstract

This paper clarifies the possibilities as well as the potential of a passive exoskeleton for force reduction and motion restriction in manual activities. In contrast to existing approaches, the presented system does not contain any active joints. It is controlled purely by means of adaptive friction. The adjustable friction allows to hindering movements in certain directions and to block them completely, respectively. Furthermore, it is possible to remain in or near a defined pose with minimal effort. In contrast to classical, actuated support systems, the proposed approach is characterized by low weight and minimal costs and offers significant advantages in terms of mobility and complexity. In this paper, a first prototype being exemplarily limited to the elbow joint is presented. Its features as well as its potential are demonstrated.

1 Einleitung

Im industriellen Umfeld ist ein stetig steigender Automatisierungsgrad zu verzeichnen. Zahlreiche Aufgaben, die in der Vergangenheit vom Menschen erledigt wurden, werden heute automatisiert z. B. von Robotern übernommen. In vielen Tätigkeitsbereichen ist der Mensch aufgrund seiner Flexibilität als zentrale Einheit allerdings weiterhin unersetzbar.

Der demographische Wandel bedingt eine zunehmende Lebensarbeitszeit, die gepaart mit stetig steigenden Anforderungen an Arbeitsqualität und -effizienz neue technische Lösungen erfordert, um den Menschen in seinen Leistungsmöglichkeiten zu unterstützen. Der Einsatz mechatronischer Assistenzsysteme im Arbeitsumfeld kann bei gleichzeitiger Erhöhung von Effizienz und Qualität die Arbeitsfähigkeit durch kraftschonendes Arbeiten langfristig erhalten und berufsbedingten Folgeschäden vorbeugen, auch bei körperlich anspruchsvollen Tätigkeiten. Ein Exoskelett stellt ein solches Assistenzsystem dar. Es erhöht die Kraft und Ausdauer des Trägers durch Bewegungsunterstützung mittels elektrischer, pneumatischer oder hydraulischer Antriebe.

Ein Beispiel für zahlreiche existierende Systeme (siehe z. B. [1] oder [2] für eine Übersicht) ist HAL (Hybrid Assistive Limb) [3]. Dieses von Cyberdyne entwickelte

Exoskelett wird aktuell in japanischen Kliniken erprobt. Die Steuerung erfolgt durch ein Zusammenspiel von gemessenen Nervensignalen und vorgefertigten Bewegungsmustern. Somit ist es Patienten möglich, Bewegungseinschränkungen zu überwinden. Auch aus der Militär- und der Grundlagenforschung sind tragbare Systeme bekannt, wie das XOS (Raytheon/Sarcos Company USA) oder das BLEEX [4]. Weitere Beispiele sind die von BioServo [5] und NASA/GM [6] entwickelten Handschuhe mit Seilzugkinematik und die von Festo vorgestellte pneumatische Greifhilfe [7].

Trotz der bekannten und beispielhaft genannten Vorteile werden Exoskelette bisher überwiegend prototypisch im klinischen, industriellen oder militärischen Bereich eingesetzt. Die meist massive Ausführung der personenangepassten Trägerstruktur und der Aktoren resultiert in einem hohen Gewicht sowie einem Akzeptanzproblem. Des Weiteren erfordern die üblicherweise leistungsstarken Aktoren einen hohen Energiebedarf, sodass eine autarke Versorgung nur bedingt möglich ist. Am Massachusetts Institute of Technology (MIT) wurde aufgrund dieser Problematik ein quasi-passives Exoskelett entwickelt und erprobt [8]. Es soll dem Benutzer beim Tragen von Lasten behilflich sein. Hierfür wird ein Gestell an den Beinen befestigt, welches über keinerlei Aktoren verfügt. Lasten und Gewichtskräfte werden durch Federn und Dämpfer aufge-

nommen. In Versuchen zeigte sich, dass das Exoskelett vereinzelt Störungen im Bewegungsablaufs verursachte und somit den Träger zusätzlich belastete [8].

Bei zahlreichen Tätigkeiten (z. B. Montagearbeiten mittels Werkzeug) resultiert die maßgebliche Anstrengung nicht aus dem Anheben selbst sondern vielmehr aus dem Halten eines Gewichts in einer annähernd konstanten Lage. Hierfür sind existierende Exoskelette mit leistungsstarken Antrieben in der Regel überdimensioniert. Um derartige Tätigkeiten mechatronisch assistiert zu erschließen, sind daher neue Konzepte erforderlich, die durch sinnvolle Reduktion von Leistungs- und Funktionsumfang, die Akzeptanz von Exoskeletten signifikant steigern und so den Einzug in das industrielle und/oder medizinische Umfeld beschleunigen.

Der Beitrag gliedert sich wie folgt: In Abschnitt 2 wird das grundlegende Konzept des vorgeschlagenen passiven Exosketts dargelegt. Abschnitt 3 stellt weiterführend den Aufbau des Funktionsmusters inklusive der wesentlichen Komponenten im Detail vor. Der gegenwärtige Funktionsumfang wird in Abschnitt 4 thematisiert, bevor anschließend in Abschnitt 5 die wichtigsten Kenngrößen des entwickelten Funktionsmusters genannt werden. Abschnitt 6 schließt den Beitrag mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick.

2 Konzeptvorstellung

Das hier vorgeschlagene Konzept dient nicht der aktiven Verstärkung der Trägerbewegung. Vielmehr wird durch einfachste Komponenten ein gezieltes Bremsen bzw. Blockieren der Armbewegung ermöglicht. So kann der Träger in oder in der Nähe einer zuvor eingenommenen Lage mit deutlich reduziertem Kraftaufwand verweilen und lokale Tätigkeiten mit oder ohne ergänzendes Werkzeug ausführen. Zusätzlich zu der Kraftaufwandsminderung lässt sich dieses Konzept für die gezielte Bewegungsrestriktion nutzen. Durch Lagemessung mittels externer Kamerasysteme sowie gleichzeitiger Kraftmessung (Bestimmung der gewünschten Bewegungsrichtung des Trägers) können Bewegungen in ungewollte Richtungen erschwert oder gänzlich blockiert werden. Dies ermöglicht u. a. die Sperrung von Gefahrenbereichen bei maschinennahen Tätigkeiten ohne die Verwendung von Schutzzäunen. Des Weiteren ist ergänzend eine passive Führungsfunktion durch Generierung eines Bewegungstunnels möglich. Anwendungsbeispiele hierfür sind u. a. die Prozessoptimierung oder Qualitätssicherung komplexer Montageabläufe. Der gezielte Verzicht auf aktive Kraftunterstützung ermöglicht einen extremen Leichtbau bei autarker Energieversorgung. Die Konstruktion des Exosketts vereint dementsprechend wesentliche Vorteile wie Mobilität, Flexibilität, minimale Komplexität und minimales Gewicht bei minimalen Kosten. Endziel ist eine Umsetzung des Konzepts auf weite Teile der oberen Extremitäten. Der aktuelle Prototyp (vgl. Abschnitt 3) beschränkt sich in seiner aktuellen Ausführung auf das Ellenbogengelenk.

3 Aufbau des Funktionsmusters

Das aktuelle Funktionsmuster (vgl. **Bild 1**) besteht im Wesentlichen aus folgenden Komponenten:

Die **Bremse** adaptiert applikations- und zustandsabhängig die Gelenkreibung und bringt dementsprechend das Bremsmoment auf. Der **Rahmen mit Drehgelenk** trägt die Bremse und stellt die Mensch-Maschine-Verbindung dar. Der **Mikrocontroller** sendet die Steuersignale an die Bremse und liest die interne **Kraftsensorik** aus. Für die optische Positionserfassung und die anschließende Auswertung der Bilddaten ist eine **Kamera** sowie ein externer Rechner, der die aktuellen Systemzustände an den Mikrocontroller zurückgibt, zuständig.

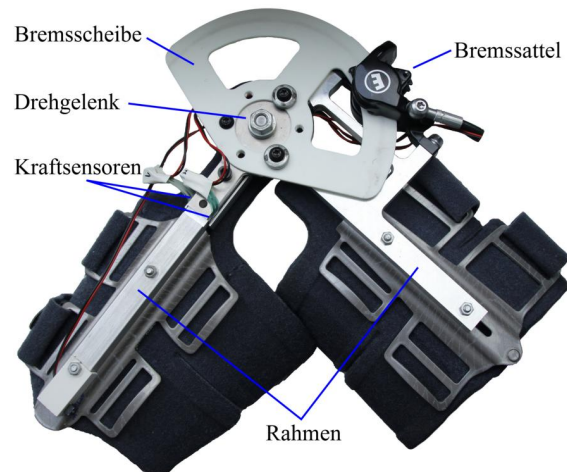


Bild 1 Aktuelles Funktionsmuster des passiven Exosketts, beschränkt auf das Ellenbogengelenk

Im Folgenden werden die einzelnen Komponenten erläutert bevor in Abschnitt 4 die bisher umgesetzten Funktionalitäten vorgestellt werden.

3.1 Bremse

Für die Auswahl der Bremse wurde eine maximal zu haltende Kraft von 50N und eine Unterarmlänge von 300mm angenommen. Daraus resultiert ein Drehmoment von 15Nm. Die meisten in der Industrie erhältlichen Rotationsbremsen sind für diese Anforderungen überdimensioniert und erfordern in der Regel eine Pneumatik- respektive Hydraulikpumpe oder alternativ eine vergleichsweise hohe elektrische Spannung. Aus diesem Grund wurde auf eine hydraulische Fahrradscheibenbremse (Magura MT-4) zurückgegriffen. Fahrradscheibenbremsen sind bezüglich eines möglichst geringes Gewicht optimiert und bieten eine ausreichende Bremsleistung. Um das Gewicht weiterführend zu minimieren, wurde die Stahlbremsscheibe durch eine Eigenanfertigung aus glasfaserverstärktem Kunststoff ersetzt und dabei der Rotationsbereich unter Berücksichtigung des maximalen Drehwinkels des Ellenbogens von 150° eingeschränkt. Für die Betätigung des Bremshebels, d. h. für die Adaption des Bremsmoments, wird ein einfacher Linearservo (Mirgelli L-16-50-63-12-P) verwendet (siehe **Bild 2**).

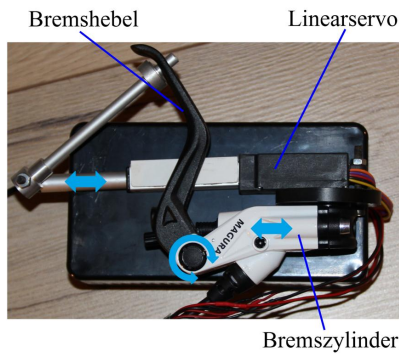


Bild 2 Prinzip: Betätigung des Bremshebels mittels einfachem Linearaktor; die Bewegungsfreiheitsgrade bzw. Wirkrichtungen der einzelnen Komponenten ist durch blaue Pfeile gekennzeichnet

3.2 Rahmen mit Drehgelenk

Bei dem Rahmen handelt es sich um eine Eigenkonstruktion. Er besteht aus einem Oberarmsegment, an dem der Bremssattel angebracht ist sowie einem Unterarmsegment, welches die Bremsscheibe aufnimmt. Verbunden werden beide Teile durch ein Gelenk. Obwohl das Ellenbogengelenk streng genommen keine reine Rotationsbewegung ausführt, wurde im ersten Schritt ein einfaches Drehgelenk verwendet. Da der Abstand zwischen Bremssattel und Bremsscheibe sehr gering ist, darf das Gelenk nur wenig axiales Spiel aufweisen. Trotzdem muss es leichtgängig und klein sein, damit der Benutzer so wenig wie möglich in seiner Bewegungsfreiheit behindert wird. Aus diesen Gründen und weil, weder eine ganze Umdrehung, noch hohe Drehgeschwindigkeiten auftreten, wurde eine Kombination aus Gleitlager und Anlaufscheibe verbaut. Als Mensch-Maschine-Verbindung, werden Teile einer medizinischen Armorthese (medi Epico ROMs) verwendet. Die Orthese ist ergonomisch optimiert und lässt sich auf verschiedene Anatomien (z. B. Unter- und Oberarmlänge) anpassen. Ihre Gurte sorgen für einen sicheren Halt und Polster verringern den Druck auf den Arm des Trägers.

Für die Erfassung der Bewegungsintention sind im Rahmen Kraftsensoren (Interlink Electronics Force Sensing Resistor (FSR)) verbaut (siehe **Bild 3**). Der Widerstand der Sensoren ist von der eingeleiteten Kraft abhängig. Anders als bei Dehnungsmessstreifen wird somit keine aufwändige Schaltung benötigt, um die Sensorinformation weiterzuverwenden.

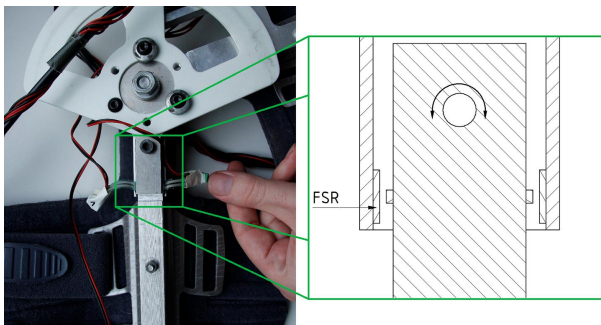


Bild 3 Rahmenintegrierte Kraftsensorik (FSR) zur Erfassung der Bewegungsintention des Nutzers

3.3 Steuerung

Die Steuerung und Regelung des Linearservos sowie das Auslesen der Kraftsensoren wird von einem Arduino Uno Mikrocontrollerboard übernommen. Es wird durch ein Arduino Motor Shield und ein Arduino Xbee Shield ergänzt. Das Motor Shield erlaubt es, den Linearservo mit 12V zu betreiben und durch das Xbee Shield ist eine drahtlose Kommunikation zwischen externem Rechner, der die Auswertung der Kameradaten übernimmt (vgl. Abschnitt 3.4) und Exoskelett via Xbee module möglich. So können Signale empfangen, verarbeitet und entsprechende Steuersignale an den Linearservo gesendet werden.

3.4 Kamera

Zur optischen Erfassung der Armlage und entsprechenden Anpassung des Bremsmoments wird eine Windows Kinect v2 eingesetzt. Sie verfügt über eine Farbkamera, eine Infrarotkamera mit Infrarotemitter und ein Mikrofonarray. Zur Distanzmessung wird das Time-of-Flight-Verfahren angewandt. Dabei wird die Laufzeit von kurzen Infrarotimpulsen gemessen. Microsoft stellt eine Klassenbibliothek zur Verfügung, mit der die Verarbeitung der Daten vereinfacht wird.

4 Funktionen

In seiner aktuellen Konfiguration, verfügt das Exoskelett über zwei Hauptfunktionen: Das Blockieren zum kraftaufwandsminimalen Verweilen in bzw. in der Nähe definierter Lagen sowie die applikations- und zustandsabhängige Bewegungsrestriktion in bestimmte Raumrichtungen. Beim Blockieren wird auf Knopfdruck die Bremskraft maximiert, um ein Verweilen der Armposition in der aktuellen Konfiguration zu unterstützen. Durch erneuten Knopfdruck wird die Bremse gelöst. Alternativ zu einem Blockieren des Ellenbogengelenks auf Knopfdruck ist gleichermaßen eine Steuerung mittels Spracheingabe möglich.

Für die gezielte Bewegungsrestriktion wird im ersten Schritt die aktuelle Lage des Arms mittels Kinect erfasst. Dazu werden die Koordinaten des Schultergelenks P_S , des Ellenbogengelenks P_E und des Handgelenks P_H ermittelt. Die Strecke vom Schultergelenk zum Ellenbogengelenk bildet den Oberarmvektor \vec{r}_O und die Strecke vom Ellenbogengelenk zum Handgelenk den Unterarmvektor \vec{r}_U . Weiterführend spannen die drei Punkte die Armebene auf. Die Orthogonalprojektion des hier beispielhaft angenommenen Gefahrenpunktes auf diese Ebene stellt den Gefahrfußpunkt P_G , d. h. den gesperrten Bereich, dar. Anhand der gemessenen und berechneten Größen lassen sich die Winkel α und β zwischen Ober- und Unterarm bzw. zwischen Oberarm und Gefahrenbereich errechnen (siehe auch **Bild 4**) und miteinander vergleichen.

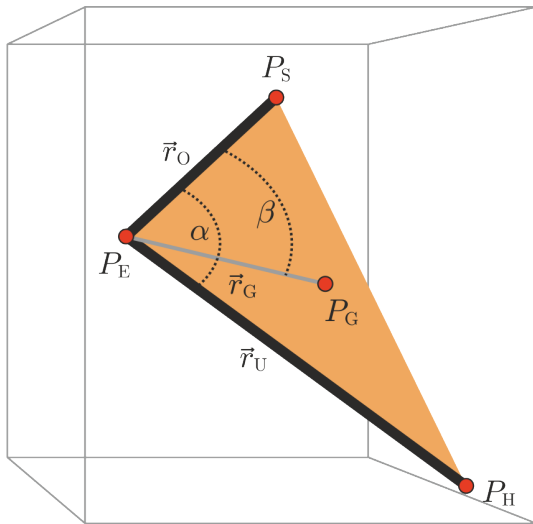


Bild 4 Notwendige Größen für die applikations- und zustandsabhängige Bewegungsrestriktion

Die Winkel α und β bilden dementsprechend die Basis für die anschließende Steuerung des Bremsmoments.

Wenn, wie in Bild 4 dargestellt, der Winkel α größer ist als der Winkel β , wird die Beugebewegung des Arms gebremst. Die Größe des einzustellenden Bremsmoments wird in Abhängigkeit des Abstands zum Gefahrenbereich bestimmt. Je geringer der Abstand, desto stärker wird der Bremshebel vom Linearservo betätigt, das Bremsmoment steigt mit zunehmender Annäherung linear an. Bei Unterschreitung eines minimal zulässigen Abstands zum Gefahrenbereich erfolgt ein vollständiges Blockieren der Bewegungsfreiheit des Ellenbogengelenks. Über das Xbee module wird der Sollwert an den Mikrocontroller übertragen. Dieser liest die rahmeninternen Kraftsensoren aus, um die Benutzerintention zu registrieren. Wenn der Benutzer seinen Arm in Richtung des Gefahrenbereichs bewegen möchte, so wird das berechnete Bremsmoment entsprechend obiger Ausführungen eingestellt. Möchte der Nutzer im Gegensatz dazu seinen Arm wieder von der Gefahrenquelle entfernen, so wird die eingestellte Bremskraft reduziert. Auf ein abruptes, vollständiges Lösen der Bremse wird bewusst verzichtet, um hohe Lastwechsel, die sich negativ auf den Tragekomfort auswirken, zu vermeiden. In **Bild 5** ist der Steuerungsablauf schematisch dargestellt.

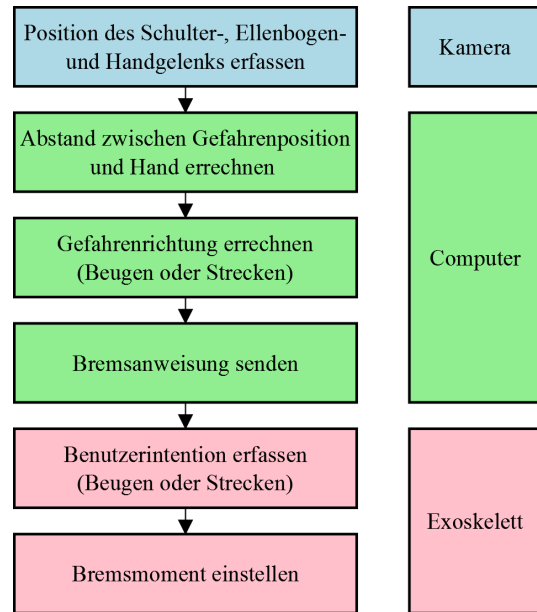


Bild 5 Schematische Darstellung des Steuerungsablaufs für die Bewegungsrestriktion

In Ergänzung zu einer reinen Sperrung von Gefahrenbereichen ist basierend auf dem vorgestellten Steuerungskonzept gleichermaßen eine passive Führungsfunktion durch Generierung eines Bewegungstunnels möglich. Hierfür erfolgt eine Veränderung gesperrter Bereiche (entsprechend der geforderten Bewegung) im laufenden Betrieb.

5 Eigenschaften

Das Funktionsmuster des passiven Exoskeletts (siehe **Bild 6**) ist 45 mm flach und misst an der breitesten Stelle 160 mm. Der am Arm befestigte Teil wiegt 700 g. Wenn die Bremskraft nicht verändert wird und somit der Linearservo nicht läuft, liegt der Energieverbrauch bei 0,7 W. Maximal verbraucht das Exoskelett 3 W. Die Zeitspanne, die das Exoskelett benötigt, um von minimaler auf maximale Bremskraft umzuschalten, beträgt im Schnitt 1,5 s. Das maximale Bremsmoment liegt in der aktuellen Konfiguration bei 15 Nm und kann durch Veränderungen auf Kosten der Einstelldauer weiter gesteigert werden.

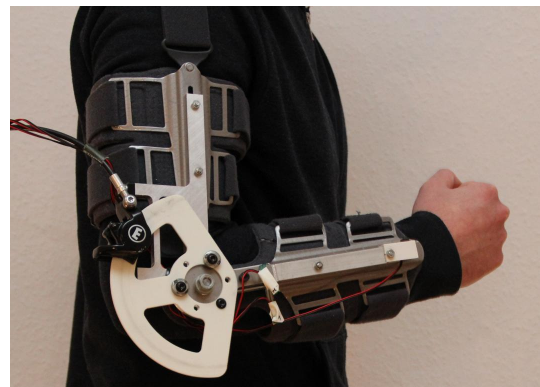


Bild 6 Angelegtes Funktionsmuster des passiven Exoskeletts

6 Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag hat das Konzept eines neuartigen Exoskeletts für die Kraftaufwandsminderung und Bewegungsrestriktion/-führung bei manuellen Tätigkeiten vorgestellt und seine Potenziale aufgezeigt. Im Gegensatz zu den meisten existierenden Ansätzen zeichnet sich das Konzept – zunächst exemplarisch betrachtet für den Arm und hier speziell für das Ellenbogengelenk – durch rein passive, d. h. aktorlose, Gelenke mit adaptiver Reibung aus. Der gezielte Verzicht auf aktive Kraftunterstützung ermöglicht einen extremen Leichtbau bei autarker Energieversorgung. Wesentliche Vorteile, wie Mobilität, Flexibilität sowie minimale Komplexität und minimales Gewicht bei minimalen Kosten, werden vereint. Die applikations- und zustandsabhängig einstellbare Gelenkreibung erlaubt es, Bewegungen in bestimmte Raumrichtungen zu erschweren/blockieren, Bewegungstunnel vorzugeben sowie kraftaufwandsminimal an oder in der Nähe einer definierten Lage zu verweilen.

Der hier vorgestellte Prototyp sowie die bisher implementierten Funktionen befinden sich noch in einem sehr frühen Entwicklungsstadium. Zukünftig wird eine anwendungs- und praxisorientierte Weiterentwicklung des Konzeptes angestrebt. Neben der Erweiterung der unterstützten Freiheitsgrade auf z. B. das Schulter- und Handgelenk sowie der Anpassung und Verbesserung der Lageschätzung des Exoskeletts im Raum werden hierbei voraussichtlich steuerungs-/regelungstechnische Fragestellungen und ergänzende Assistenzfunktionalitäten im Vordergrund stehen. Des Weiteren sollen ethische Gesichtspunkte sowie die Nutzerakzeptanz validiert und das (Trage-)Konzept zusammen mit Fachleuten aus dem Orthopädiektor unter medizinischen Gesichtspunkten optimiert werden.

7 Literatur

- [1] Gopura, R. A. R. C.; Kiguchi, K.; Bandara, D. S. V.: *A Brief Review on Upper Extremity Robotic Exoskeleton Systems*, In: Proc. of the 6th International Conference on Industrial and Information Systems (ICIIS), 2011, S. 346 – 351.
- [2] Pons, J. L. et.al.: *Wearable Robots – biomechatronic exoskeletons*, John Wiley & Sons, 2008.
- [3] Zelensky, A.: *Robot Suit Hybrid Assistive Limb*, In: IEEE Robotics & Automation Magazine, Volume 16, 2009.
- [4] Chu, A.; Kazerooni, H.; Zoss, A.: *On the Biomimetic Design of the Berkeley Lower Extremity Exoskeleton (BLEEX)*, In: Proc. of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 2005, S. 4356 – 4363
- [5] Website Bioservo Technologies (Stand 20.12.2014), URL: <http://bioservo.com/>
- [6] GM: *NASA Jointly Developing Robotic Gloves for Human Use* (Stand 20.12.2014), URL: <http://media.gm.com>
- [7] Festo: *ExoHand – Mensch-Technik-Kooperation*

(Stand 20.12.2014), URL: <http://www.festo.com>

- [8] Walsh, Conor J.; Endo, Ken; Herr, Hugh: *A Quasi-Passive Leg Exoskeleton for Load-Carrying Augmentation*, In: International Journal of Humanoid Robotics, 2007, S. 487 – 507

Entwicklung eines Hardware-in-the-Loop-Teststands für E-Bikes

Development of a Hardware-in-the-Loop-Testbench for E-Bikes

Dipl.-Ing. Jens Winkler, info@jens-winkler.eu

Dipl.-Ing. (FH) Michael Titze, M.Sc., michael.titze@hochschule-rhein-waal.de

Prof. Dr.-Ing. Dirk Nissing, Professor für Regelungstechnik, dirk.nissing@hochschule-rhein-waal.de

Prof. Dr.-Ing. Thorsten Brandt, Professor für Mechatronik und Systemdynamik,
thorsten.brandt@hochschule-rhein-waal.de

Hochschule Rhein-Waal, Fakultät Technologie und Bionik, 47533 Kleve, Deutschland

Kurzfassung

Fahrräder mit elektrischer Tretkraftunterstützung, sogenannte E-Bikes bzw. Pedelecs, gewinnen immer mehr an Bedeutung. So stieg der Absatz in Deutschland 2013 laut Zweirad-Industrie-Verband um 8 Prozent [1]. Das Entwicklungspotenzial hinsichtlich Energieeffizienz oder Nutzungskomfort ist hingegen noch nicht ausgeschöpft. Technische Weiterentwicklungen, z. B. im Hinblick auf Rekuperation erfordern eine reproduzierbare Erprobung unter realistischen Bedingungen. Dieser Beitrag beschäftigt sich daher mit dem Entwurf und der Realisierung eines Hardware-in-the-Loop-Teststands für E-Bikes. Auf dem an der Hochschule Rhein-Waal gebauten Teststand wird die Effizienz von E-Bikes quantifiziert und optimiert. Der Teststand ist in der Lage den Fahrer und die Umgebung zu simulieren. Durch den flexiblen mechanischen Aufbau des Teststandes können neuartige Funktionen erprobt werden. Es lassen sich aber auch Untersuchungen durch Probanden durchführen, hierzu gehören dann beispielsweise Themen zur Mensch-Maschine-Interaktion beim rekuperativen Bremsen.

Abstract

Bicycles with electrical support, E-Bikes or Pedelecs, are becoming more important. According to the bicycle association (Zweirad-Industrie-Verband) the sales in 2013 has been increased by 8 percent [1]. But the development regarding energy efficiency or utilization has not been tapped to its full potential. Technical developments (e. g. recuperation) require a reproducible investigation under realistic conditions. Therefore, this contribution focuses on the development and realization of a hardware-in-the-loop testbench for E-Bikes. The realized test bench at the Rhine-Waal University of Applied Sciences allows the quantisation and optimisation of the efficiency for E-Bikes and allows the simulation of the cyclist as well as the environment. Due to the flexible mechanical setup of the testrig, novel functionalities can be tested. Alternatively, investigations can be performed through probands, for example the haptic human-machine-interface during recuperative braking.

1 Einleitung

In den vergangenen Jahren legte die Anzahl verkaufter E-Bikes geradezu dramatisch zu. Allein von 2009 bis heute hat sich der jährliche Absatz in etwa verdreifacht (**Bild 1**). Der Begriff E-Bike ist dabei als Überbegriff verschiedener Ausprägungen von z. B. Pedelecs zu verstehen. Durch diese Steigerung konnte der generelle Umsatzrückgang der Fahrradindustrie kompensiert werden. Die verschiedenen Hersteller versuchen daher jeweils Anteile dieses neuen Marktsegments zu erschließen und möglichst schnell entsprechende Modelle auf den Markt zu bringen. Inzwischen sind viele E-Bikes mit teils sehr aufwendiger Hardware (Elektroantrieben, Batterien und Controllern) ausgestattet, die Assistenzfunktionen sind jedoch häufig noch sehr einfach gehalten.

Hier setzt der vorliegende Beitrag an. Grundsätzlich scheinen mit der für E-Bikes erforderlichen Hardware sehr weitreichende Funktionen realisierbar. Dies beginnt mit intelligenten Ladestrategien, die durch Rekuperation die Reichweite des E-Bikes erhöhen. Hier könnten bei-

spielsweise auch Informationen digitaler Karten und entsprechende Routeninformationen einbezogen werden. Ein anderer Ansatz besteht darin die Interaktion mit dem Fahrer intelligent zu gestalten. So könnte abhängig vom Ladestandard, der geplanten Route und dem gewünschten Fahrprofil wie etwa „Komfort“ oder „Sport“ der Unterstützungsgrad variiert werden. Beispielsweise könnte das vom Fahrer aufzubringende Moment auf einem bestimmten Niveau unabhängig von Höhenprofil und Windeinfluss konstant gehalten werden.

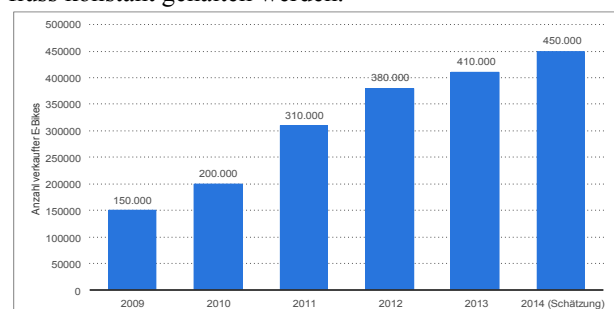


Bild 1 Absatzentwicklung E-Bikes (Quelle: Zahlen-Daten-Fakten zum Fahrradmarkt in Deutschland 2013)

Der vorliegende Beitrag stellt einen Prüfstand vor, der eine sichere Umgebung bietet, um die oben skizzierten Assistenzfunktionen zu testen. Hierzu ist es notwendig entsprechende Reglerprototypen „Hardware in the Loop“ einzubinden und die Umgebungsbedingungen wie z. B. Lasten entsprechend variieren zu können. Der Prüfstand wurde im Rahmen eines Gemeinschaftsprojektes der Hochschule Rhein-Waal in Kleve und der Hogeschool Arnhem Nijmegen in Arnheim entwickelt.

2 Anforderungen und Ziele des Teststandes

Technische Weiterentwicklungen, z. B. im Hinblick auf Rekuperation, erfordern eine reproduzierbare Erprobung der mechatronischen Komponenten unter realistischen Bedingungen. So können etwa effizientere und komfortablere Steuerungen und Regler entworfen und getestet werden. Ein Teststand soll beliebige Fahrprofile abbilden können. Dabei muss der Teststand die Möglichkeit bieten, den Fahrer mit seinem schwankenden Drehmoment, das er auf die Kurbelwelle ausübt, zu simulieren. Außerdem muss er den Fahrbahnkontakt realitätsnah wiedergeben und einen entsprechenden Fahrwiderstand dem Fahrradreifen entgegensetzen zu können. Um sowohl mit Pedelec (Tretkraftunterstützung bis 25 km/h) als auch mit s-Pedelec (Tretkraftunterstützung bis 45 km/h) Messungen über den gesamten Betriebsbereich durchführen zu können, wird eine Mindestsimulationsgeschwindigkeit von 45 km/h benötigt. Simulierte Bergabfahrten mit Rekuperation können nur mit einem ausreichend dimensionierten Antrieb der Fahrwiderstandseinheit erfolgen.

Da am Prüfstand auch Untersuchungen mit Probanden vorgesehen sind (z. B. Untersuchung des haptischen Feedbacks beim Bremsen mit Rekuperation), ist der Prüfstand entsprechend flexibel zu gestalten, so dass einerseits der Fahrer simuliert wird, andererseits das E-Bike in gewohnter Weise durch einen Fahrer betrieben werden kann.

3 Mechanischer Aufbau

3.1 Modularisierung

Um den Teststand flexibel an verschiedene Fahrräder anpassen zu können wurde ein modulares Konzept gewählt. Die einzelnen Baugruppen lassen sich hierbei auf einem Trägerrahmen aus Aluminium-Stranggussprofilen verschieben, damit der Teststand verschiedenen Fahrrädern angepasst werden kann. Einzelne Baugruppen wie etwa die Fahrradfixierung lassen sich schnell austauschen.

Die Anforderung hinsichtlich Flexibilität durch Fahrer oder Fahrersimulation wird dadurch gerecht, dass eine Fahrereinheit den Fahrer ersetzen kann und ist im Weiteren in Abschnitt 3.4 erläutert.

3.2 Fahrradfixierung

Die Vordergabel des E-Bikes liegt auf einer Achse des Teststands auf (Bild 2). Spanngurte fixieren das E-Bike auf dem Teststand.



Bild 2 Fahrradfixierung

3.3 Fahrwiderstandseinheit (Rolle)

Dieser Teststand verwendet eine Testrolle als Fahrwiderstandseinheit. Kleine Testrollen bieten den Vorteil, dass sie günstig herzustellen und zu betreiben sind. Der Drehzahlbereich einer Testrolle mit 25 mm Radius etwa liegt bei 25 km/h Umfangsgeschwindigkeit bei 2650 1/min. So ist kein Getriebe erforderlich, um die Rolle mit einem Elektromotor anzutreiben. Als Testrolle lässt sich eine einfache Aluminiumstange verwenden. Der Nachteil einer solchen Testrolle sind die erhöhten Reibungsverluste aufgrund der vermehrten Walkarbeit des Reifens. Außerdem besitzt eine größere Testrolle ein höheres Massenträgheitsmoment, so dass etwa weniger Leistung zum Abbremsen der Rolle beim Verzögern des Fahrrads benötigt wird. Um einen realistischen Fahrbahnkontakt sicherzustellen wurde daher eine große Testrolle (Durchmesser ~480mm) verbaut.

3.4 Fahrereinheit

Das von dem Dummymotor eingebrachte Drehmoment wird direkt vor der Einleitung in die Kurbelwelle erfasst. So gehen die Reibungsverluste der Kraftübertragung nicht in die Messung ein. Um eine neutrale Gewichtsverteilung in Querrichtung sicherzustellen wurde der Dummymotor versetzt angebracht. Die obere Fahrereinheit lässt sich statt der Sattelstütze auf dem Fahrrad befestigen, die untere Fahrereinheit wird anstatt eines Pedals am konischen Vierkant des Tretlagers befestigt, siehe Bild 3.

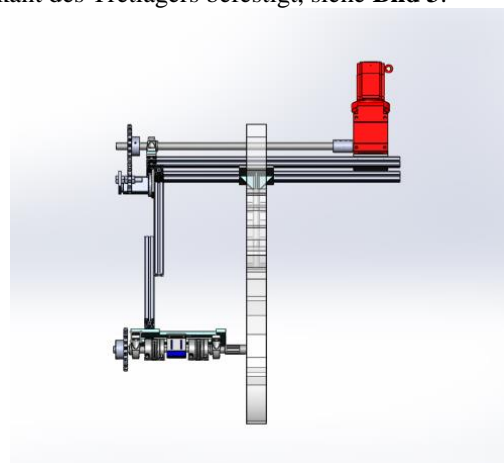


Bild 3 Fahrereinheit

3.5 Mechanischer Gesamtaufbau

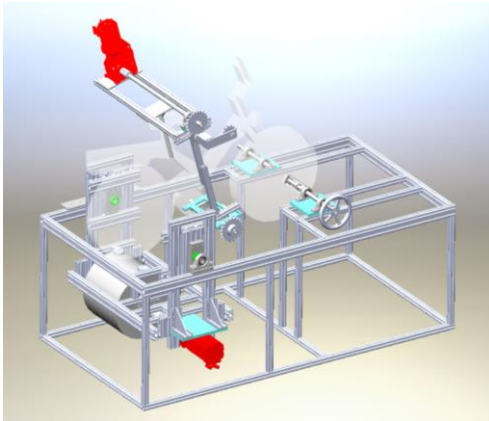


Bild 4 Mechanischer Gesamtaufbau

Der gesamte mechanische Aufbau inkl. E-Bike ist in **Bild 4** dargestellt.

Um eine wirklichkeitsnahe Anpresskraft auf den Reifen zu generieren, wurde das Fahrrad um die Vorderachse drehbar aufgehängt und das Gewicht des Aufbaus, der den Fahrer simuliert, dem Gewicht eines Menschen angepasst (LEVA (Light Electric Vehicle Association) Protokoll 70 kg). Weil der Schwerpunkt des Aufbaus einem Menschen ähnlich ist, stellt sich automatisch die richtige Achslastverteilung ein. Für Untersuchungen der Mensch-Maschine-Schnittstelle lässt sich der Teststand auch ohne Fahreinheit mit einem menschlichen Fahrer betreiben. Das eingebrachte Drehmoment muss in diesem Fall von dem internen Sensor des E-Bikes erfasst werden.

4 Antriebe

Zur Simulation des Fahrers und des Fahrwiderstandes wurden im Teststand Synchron-Servomotoren [2] der Firma SEW verbaut. Das Hauptaugenmerk bei der Antriebsauslegung lag auf dem durch den LEVA Standard vorgegebenen „City Cycle“. Hierfür ist zur Simulation des Fahrers ein Antrieb mit hohen dynamischen Eigenschaften erforderlich, da Beschleunigungen von bis zu 4 m/s^2 im Maximalfall durchgeführt werden sollen.

Da Synchronmotoren schlechtere Regeleigenschaften bei großen externen Massen aufweisen wurde im Falle der Fahrwiderstandssimulation (Rolle $\varnothing=480\text{mm}$) ein Antrieb mit erhöhter Massenträgheit gewählt.

Die Antriebe werden jeweils über einen MOVIAxis-Frequenzumrichter (MXA81A-012) der Firma SEW betrieben. Diese sind wiederum über CAN-Bus mit der HiL-Umgebung verbunden.

Im Folgenden soll ein Überblick über Leistungsdaten und Auslegung der Motoren gegeben werden.

4.1 Fahrwiderstand (Rolle)

Tabelle 1 gibt einen Überblick über die Leistungsdaten des Antriebs für die Simulation des Fahrwiderstandes.

Tabelle 1 Leistungsübersicht Antrieb Fahrwiderstandes

| Zweck | Fahrwiderstand |
|-------------------------------|---------------------|
| Bezeichnung | R37 CMPZ80S |
| Bauart | Stirnradtriebemotor |
| Drehzahl [1/min] | 4500/794 |
| Motor.Moment [Nm] | 13,4 |
| Zul. Abtriebsmoment [Nm] | 156 |
| Zul. Antriebsdrehzahl [1/min] | 4500 / 794 |

4.2 Fahrer (Dummy)

Tabelle 2 gibt einen Überblick über die Leistungsdaten des Antriebes für die Simulation des Fahrers.

Tabelle 2 Leistungsübersicht Antrieb Fahrer

| Zweck | Fahrer / Dummy |
|-------------------------------|---------------------|
| Bezeichnung | K47 CMP71M |
| Bauart | Kegelradtriebemotor |
| Drehzahl [1/min] | 3000/178 |
| Motor.Moment [Nm] | 9,4 |
| Zul. Abtriebsmoment [Nm] | 435 |
| Zul. Antriebsdrehzahl [1/min] | 4500 / 267 |

5 Sensorik

Sowohl am Rollenmotor zur Simulation des Fahrwiderstandes, als auch am Motor zur Simulation des Fahrers wurde jeweils ein Drehmomentsensor des Typs DR2477 der Firma Lorentz-Messtechnik verbaut. Diese haben eine Genauigkeitsklasse von 0,25% und ermöglichen somit eine exakte Messung der eingebrachten Drehmomente. Da beim Fahrer ein hohes maximales Drehmoment erwartet wird wurde hier ein Sensor für maximale Drehmomente bis 200 Nm gewählt. Der Fahrwiderstandssensor kann maximal 100 Nm erfassen.

Zusätzlich zu den verbauten Drehmomentsensoren befindet sich ein Kraftsensor K25 (Lorentz-Messtechnik) am Versuchsaufbau. Konstruktionstechnisch wird das durch das Fahrrad eingebrachte Moment über die Auslenkung der Wippe mit dem Fahrwiderstandsmotor gemessen. Dieser Zug/Druck Sensor besitzt eine maximale Belastbarkeit von 500 N, sowie eine Genauigkeitsklasse von 0,1% für Zug- und 0,2% für Druckkräfte.

Alle Sensoren der Firma Lorentz-Messtechnik verfügen über analoge Spannungsausgänge die über die Analogeingänge der HiL Umgebung eingelesen werden können.

Neben den Sensoren für Drehmomente und Kräfte werden zusätzlich die Resolver/Encoder der Synchron Servoantriebe aus den Moviaxis-Umrichtern ausgelesen. Diese Daten stehen permanent auf dem CAN-Bus zur Verfügung und können dort ausgelesen werden.

6 HiL-Umgebung

6.1 Architektur

Durch die oben beschriebene mechanische Einheit ist es möglich, die reale Hardware (E-Bike) unter realen Bedingungen zu erproben, Hardware-in-the-Loop. Die Vorteile einer HiL-Umgebung sind hinlänglich bekannt und bei-

spielsweise in [3,4] beschrieben und während reproduzierbare Widerstände durch die Rolle aufgebracht werden, können gleichzeitig (ebenfalls reproduzierbare) Fahrerprofile simuliert werden. Parallel dazu erfolgt die Motorregelung des E-Bikes durch die entsprechende ECU. Hieraus ergibt sich die Architektur des Gesamtprüfstandes gem. **Bild 5** mit den Hauptkomponenten:

- E-Bike Teststand
- E-Bike
- E-Bike ECU
- Simulator
- I/O Interface

Als Simulator kommt dabei ein dSPACE Simulator mit einem DS1005 PPC Board zum Einsatz [5]. Dieser übernimmt einmal die Regelung der Fahrer- und Fahrwiderstandseinheit und bildet andererseits auch die Schnittstelle zur E-Bike ECU. Je nach Entwicklungsstadium kann die Reglerentwicklung und Erprobung auch direkt im Simulator erfolgen (RCP). Die E-Bike ECU fungiert dann „lediglich“ als Leistungseinheit zwischen Regler und Fahrradmotor. Über eine Glasfaserverbindung ist der Simulator mit dem PC (I/O Interface) verbunden. Hierüber lässt sich der Teststand bedienen, der Prototypenregler in Simulink programmieren und Testdaten analysieren.

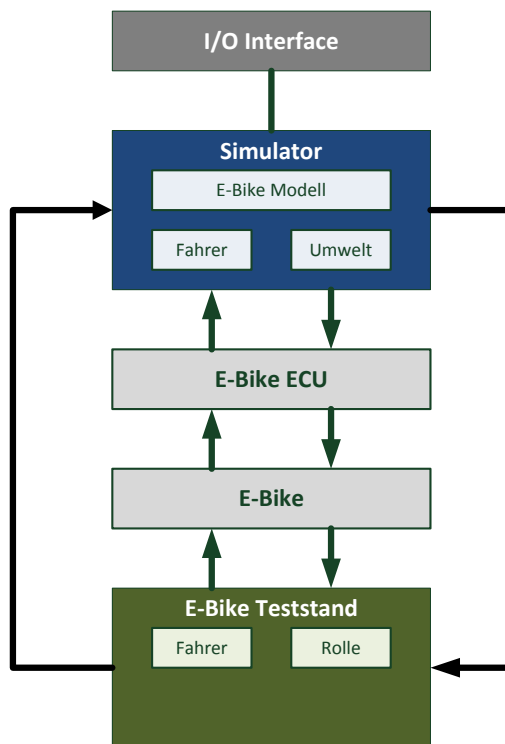


Bild 5 Gesamtprüfstandsarchitektur

In den folgenden Abschnitten sind die einzelnen Komponenten der HiL-Umgebung im Einzelnen erläutert.

6.2 Fahrereinheit und Lasteinheit

Die Antriebe der Fahrer- und Fahrwiderstandseinheit sind im Abschnitt 4 aufgeführt und die Interaktion mit dem Simulator zeigt **Bild 6** im Detail.

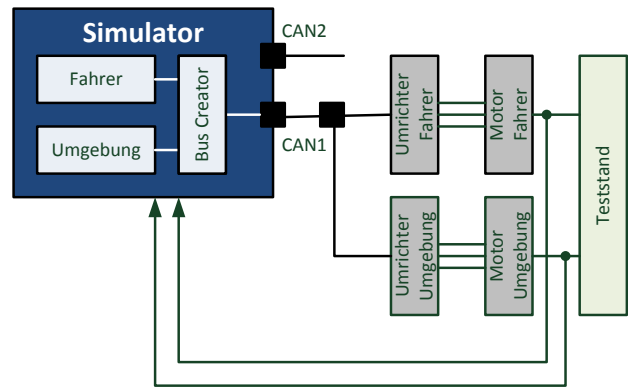


Bild 6 Kommunikation Simulator-Fahrereinheit-Lasteinheit

Die Motoren für die Fahrer- und Lasteinheit werden über separate Frequenzumrichter geregelt. Je nach Anwendungsfall kann dies entweder als Geschwindigkeits- oder Momentenregelung ausgeführt sein. Über den Simulator wird dann über einen CAN-Bus die jeweilige Sollvorgabe für die Motorregelung übermittelt. Für die Fahrereinheit ist dies je nach Betriebsmodus das Moment des Fahrers oder die Tretgeschwindigkeit, die Lasteinheit (Rolle) ist ausschließlich momentengeregt. Um die notwendige Regelgüte zu erreichen, werden die jeweiligen Momente über die Sensorik gem. Abschnitt 5 direkt gemessen und zurückgeführt.

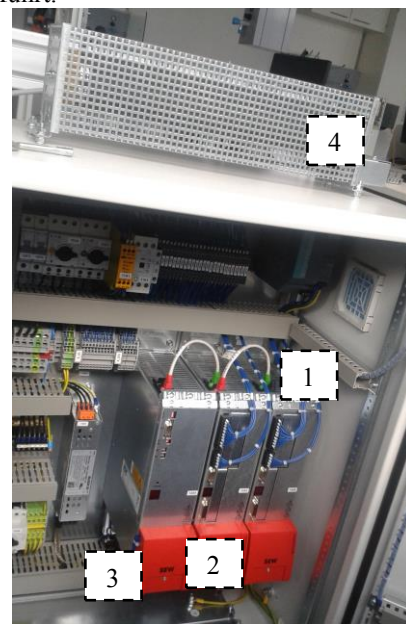


Bild 7 Schaltschrank

Bild 7 zeigt die Anordnung der Frequenzumrichter im Schaltschrank, mit (1) Frequenzumrichter Fahrer, (2) Frequenzumrichter Lasteinheit und (3) Versorgungseinheit. Außerdem ist für die Lasteinheit ein Bremswiderstand (4) realisiert, da dieser Motor, je nach Betriebszustand, auch als Generator betrieben werden kann. Somit wird die generatorische Bremsenergie als Wärme abgeführt. Zusätzlich verfügt der Schaltschrank über die notwendigen Sicherheitsschaltungen (z. B. Überlast, Not-Aus). Über den Simulator lassen sich die Sollvorgaben für Fahrer und Lasteinheit unabhängig vorgeben. Somit können

standardisierte Profile (z. B. durch die LEVA vorgegeben) abgefahren werden. Alternativ lässt sich auch ein definiertes Streckenprofil integrieren (definiert durch Steigung, Windgeschwindigkeit und Rollwiderstand, jeweils als Funktion der Position), woraus sich die Sollvorgaben für Fahrer und Lasteinheit ergeben, **Bild 8**. Hierfür ist dann die Information der (virtuellen) Fahrradposition notwendig.

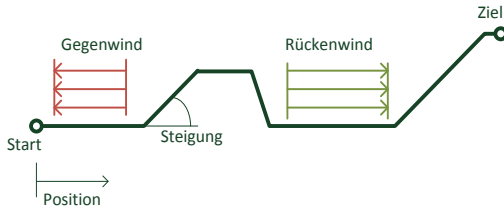


Bild 8 Streckenprofil

6.4 Integration des E-Bikes

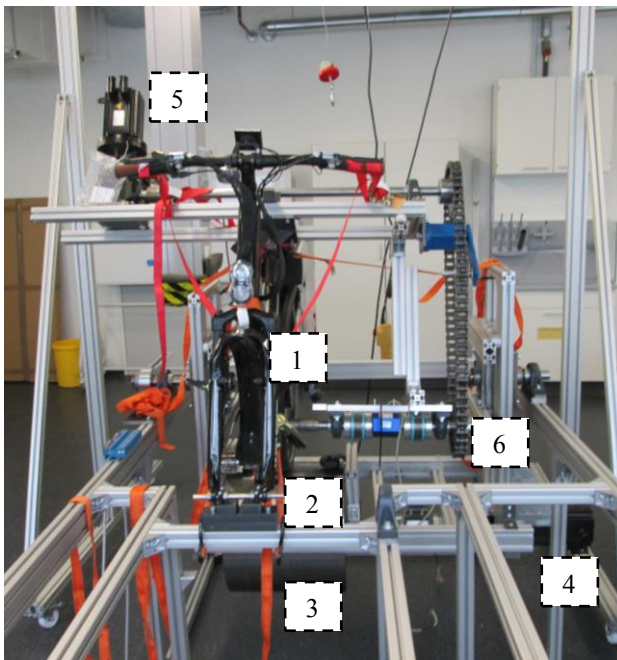


Bild 9 Teststand

Das zu untersuchende E-Bike ist mit einigen zusätzlichen Sensoren ausgestattet. Neben den für E-Bikes bekannten Sensoren zur Messung von Pedalkraft/ Kurbelwellenmoment, Geschwindigkeit (jeweils an Vorder-, Hinterrad und Kurbelwelle) [6,7], erfolgt auch die Erfassung der jeweiligen Bremsdrücke an Vorder- und Hinterrad, Batteriestrom, Batteriespannung und Temperaturen des Motors und der Umgebung. Weiterhin ist das E-Bike mit einem GPS-System und einem 3-Achsen-Gyroskop ausgestattet. Die Messdaten lassen sich über einen separaten CAN-Bus (CAN2 in **Bild 6**) an den Simulator übertragen und können entweder für die weitere Datenanalyse herangezogen werden, oder auch für die Entwicklung erweiterter Funktionalitäten genutzt werden.

Die mechanische Kopplung des E-Bikes mit dem Teststand ist in **Bild 9** dargestellt. Hier sind nochmal die wichtigsten Baugruppen gekennzeichnet: (1) E-Bike, (2) Fahrradfixierung an der Vorderachse, (3) Fahrwider-

standsrolle, (4) Antrieb Fahrwiderstand, (5) Antrieb Fahrer und (6) Momentenübertragung vom Fahrer zum Antrieb auf die Kurbelwelle inkl. Drehmomentensensor.

7 Zusammenfassung

Der vorliegende Beitrag stellt ein Hardware-in-the-Loop Teststand für E-Bikes vor. Mit dem Prüfstand lassen sich reale Umgebungseinflüsse über die Lasteinheit (Rolle) simulieren. Hierzu gehören Windkräfte, Steigungen oder Rollwiderstände der Straße. Der Fahrer lässt sich über eine Fahrereinheit darstellen. Somit können reproduzierbar, äußere Einflüsse eingebracht werden.

Der mechanische Aufbau des Teststandes ist modular und flexibel gestaltet. Somit lassen sich unterschiedliche E-Bikes untersuchen. Die Fahrereinheit zur Simulation des Fahrers kann aber auch entfernt werden, was auch Untersuchungen mit Probanden erlaubt. Um einen möglichst realen Fahrbahnkontakt darzustellen, wurde die Fahrwiderstandseinheit durch eine „große“ Rolle ausgeführt.

Das „Herzstück“ des HiL-Teststandes ist der Simulator. Dieser realisiert die Regelung der Fahrer- und Fahrwiderstandseinheit. Hier lassen sich auch neuartige Funktionen für das E-Bike entwickeln und erproben.

Der Prüfstand stellt eine exzellente Plattform für die Entwicklung weitergehender E-Bike Funktionalitäten dar. In einem ersten Schritt werden die Möglichkeiten der Rekuperation untersucht und Regelalgorithmen entwickelt. Entscheidend bei der Rekuperation ist auch das Fahrerempfinden in der Transition zwischen Motor- und Generatorbetrieb. Auch hier bietet der Prüfstand die Möglichkeit der Untersuchung.

8 Literatur

- [1] www.ziv-zweirad.de
- [2] Gerke, W. *Elektrische Maschinen und Aktoren*. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2012.
- [3] Abel, D.; A. Bollig. *Rapid Control Prototyping*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2006.
- [4] Nissing, D.; D. Kesselgruber: *Erprobung von realen aktiven Fahrwerkregelsystemen im virtuellen Fahrzeug*. In: Tagung Simulation und Simulatoren – Mobilität virtuell gestalten. VDI-Berichte 1745, Düsseldorf 2003. S. 281-301.
- [5] www.dspace.com
- [6] Müller, T.; E. Müller. *E-Bike-Technik*. Norderstedt: Books on Demand GmbH, 2012.
- [7] Barzel, P. *Das E-Bike*. Bielefeld: Delius Klasing Verlag, 2014.

Konzeption eines modularen Funktionsprüfstandes für den Produktionsmix von LKWs bis zu vier Achsen mit der Methode der Objektorientierten Analyse

Concept of a Modular Function Test Rig in regard to Production Mix of Trucks with up to four Axles by means of the Method of the Object-Oriented Analysis

M.Eng. Sebastian Schmitz sebastian.schmitz@durr.com, Dr. rer. nat. Thomas Tentrup, thomas.tentrup@durr.com,
Dipl.-Ing. (FH) Bernd Pasker bernd.pasker@durr.com, Dipl.-Ing. (FH) Sacha Arend sacha.arend@durr.com,
Dipl.-Ing. (FH) Kurt Ismail ismail.kurt@durr.com
Dürr Assembly Products GmbH, Köllner Str. 122-128, 66346 Püttlingen, www.durr-ap.com

Kurzfassung

Der Roll-, Brems-, ABS-Prüfstand am Bandende der LKW Produktion testet alle relevanten Funktionen des neu produzierten Fahrzeugs im Fahrbetrieb und stellt damit ein unverzichtbares „Quality Door“ dar. Während für diese Prüfstände am Bandende der PKW-Produktion ein modulares Standardkonzept (Dürr Markenname: „x-road“) existiert, war ein solches Konzept für die LKW-Produktion bisher nicht möglich. Dies liegt im Wesentlichen an der Varianz der produzierten LKWs, die sich in einer Vielzahl von Achsen in unterschiedlichen Abständen zueinander darstellt. Daher sind Roll-, Brems-, ABS-Prüfstände für die LKW-Produktion Sonderkonstruktionen in Bezug zu der vorgegebenen Fahrzeugvarianz. Mit Hilfe der „objektorientierten Analyse (OOA)“ ist es nun gelungen, ein solches Standardkonzept mit mechatronischen Modulen für den Roll-, Brems-, ABS-Prüfstand zur Produktion von LKWs bis zu vier Achsen zu entwickeln. Dieses modulare Prüfstandskonzept wird durch ein neuartiges mechatronisches Modul zur Abdeckung der Fahrbahn zwischen den Rollen ermöglicht, das wie das Gesamtkonzept des Prüfstandes zum Patent angemeldet ist.

Abstract

The roll/brake/ABS test rig at the end of line of the truck production checks all relevant functions of the new produced vehicle during real driving. Therefore, this test rig represents a very important quality door. In comparison to the corresponding test rigs of the passenger car production which have a modular standard design (Dürr trade name: “x-road”) such a standard for the truck production was not possible until now. The reason for this situation is the possible variance of the produced trucks caused by the multiple of axles and the different distances of these axles. Therefore, the roll/brake/ABS test rigs for the truck production are special designs in regard to the defined variance of the vehicles. Using the “object-oriented analysis (OOA)” such a standard concept with mechatronic modules for the roll/brake/ABS test rig for truck production has been developed. This modular concept for the test rig is based on an innovative mechatronic module of the drive lane cover. This new drive lane cover and the whole new concept of the test rig are patent pending.

1 Einleitung

Im Bandende-Prüfbereich der Fahrzeugendmontage befindet sich ein kombinierter Roll-, Brems-, ABS-Prüfstand, auf dem die korrekte Funktionsweise des Getriebes, der Bremsen und der elektronischen Fahrerassistenzsysteme des neuen Fahrzeugs nach einem festgelegten Prüfablauf im Fahrbetrieb bis 80 km/h getestet werden.

Die große Variantenvielfalt an LKW-Typen bezüglich der Raddurchmesser, der Achsabstände, der Anzahl der Achsen sowie die hohe Achslast erschweren das Einsetzen eines Standardprüfstandes, auf dem der kundenspezifische Typenmix von LKWs geprüft werden kann. Deshalb ist aktuell jeder LKW Roll-Brems-ABS-Prüfstand eine Sonderkonstruktion (siehe **Bild 1**).

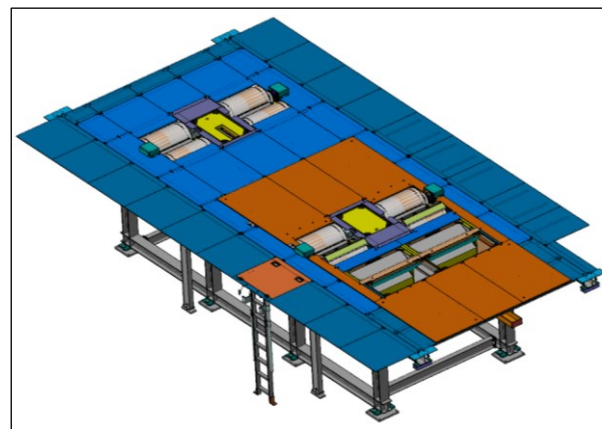


Bild 1 – Klassischer 3-Achs-, - Roll-, Brems-, ABS-Prüfstand für die LKW-Produktion

Eine Vision der Firma Dürr Assembly Products ist es, einen Standardprüfstand mit mechatronischen Modulen zu entwickeln, der den oben genannten Anforderungen entspricht.

2 Prinzipielle Funktionsweise eines Roll-, Brems-, ABS-Prüfstandes

Um einen Prüfling auf einem Roll-, Brems-, ABS-Prüfstand unter straßenähnlichen Randbedingungen zu fahren, wird jedem Rad eine sogenannte „Radaufnahme“ zugeordnet. Die Radaufnahme besteht hierbei aus zwei Rollen pro Rad, welche in einem durch den Raddurchmesser des Prüflings definierten Abstand zueinander positioniert sind. Die beiden Radaufnahmen einer Achse bilden zusammen das Doppelrollenaggregat (**Bild 2**), wobei jeweils zwei Rollen durch einen Asynchronmotor über einen Zahnriemen angetrieben werden.

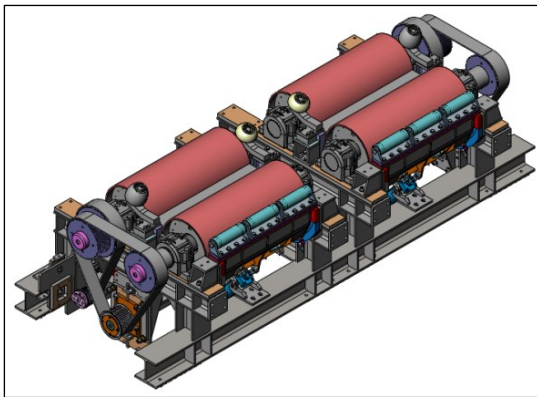


Bild 2 – Doppelrollenaggregat- Radaufnahme

Das Doppelrollenaggregat hat die Aufgabe, Drehmomente und Drehzahlen auf die Reifen des Prüflings definiert einzuleiten bzw. übertragene Drehmomente und Drehzahlen auf die Rollen zu messen. Des Weiteren sorgen sie für den sicheren Halt des Prüflings im Prüfstand. Mit einer Hebeschwelle zwischen den Doppelrollen wird das Ausfahren des Prüflings ermöglicht.

Auf **Bild 3** ist vereinfacht ein 2-Achs Prüfling (LKW) in der Radaufnahme dargestellt.

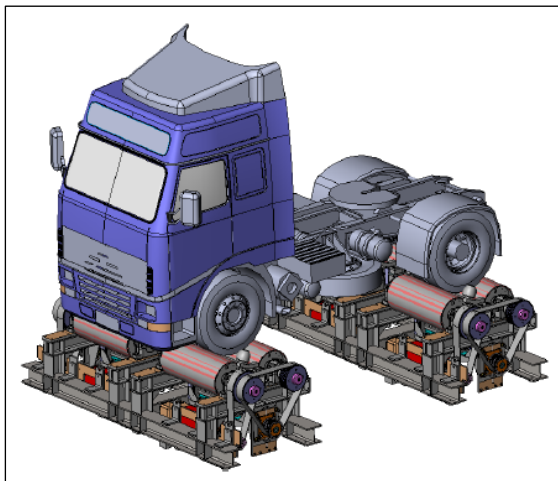


Bild 3 – 2-Achs Prüfling in der Radaufnahme

Der Freiraum zwischen der vorderen und der hinteren Radaufnahme wird durch eine Abdeckung (nicht dargestellt) zum Ein- und Ausfahren des Prüflings verschlossen.

Das Doppelrollenaggregat an der Vorderachse ist feststehend und das Doppelrollenaggregat der Hinterachse kann auf den jeweiligen Achsabstand des Prüflings eingestellt werden.

Zum Beispiel ein 3-Achs Prüfling (**Bild 4**) besteht aus einem festen Doppelrollenaggregat vorne und einem Doppelrollenaggregat sowie dem Scheitelrollenaggregat hinten, die zusammen im Bezug zum Doppelrollenaggregat vorne und relativ zueinander verfahrbar sein müssen. Der Einsatz des Scheitelrollenaggregates ist auf den geringen Platz zwischen den zwei Hinterachsen zurückzuführen.

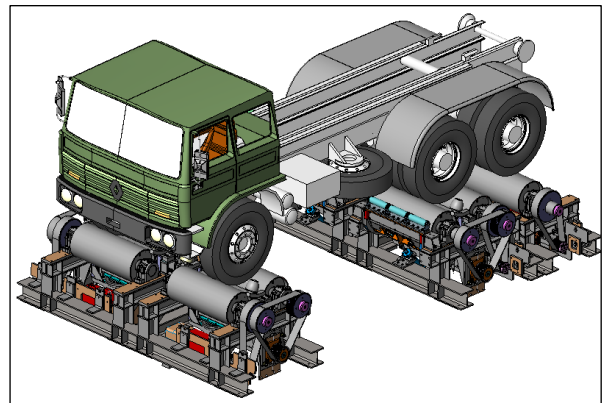


Bild 4– 3-Achs Prüfling

Dabei können das Doppelrollenaggregat und das Scheitelrollenaggregat hinten einen bestimmten Abstand nicht unterschreiten. Allerdings sind zum Testen aller möglichen Achskonfigurationen kleinere Abstände notwendig. Bei Prüfständen mit mehr als drei Achsen potenziert sich dieses Problem.

Die Antriebstechnik (**Bild 5**) besteht aus jeweils zwei Asynchronmotoren pro Doppelrollenaggregat mit Umrichtern und einem Zwischenstromkreis zum energieeffizienten Betreiben des Prüfstandes.

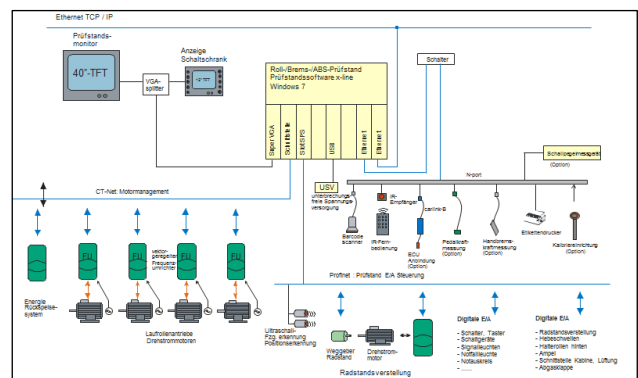


Bild 5 – Layout Antriebstechnik

Das straßenähnliche Fahren wird durch das Antreiben der nicht vom Prüfling angetriebenen Räder realisiert, indem diese auf die gleiche Geschwindigkeit geregelt werden.

3 Beschreibung eines Fahrzeug-Funktionsprüfstandes mit Hilfe der OOA und Beispiele erfolgreicher Anwendungen

Zur Lösung der dargestellten Problematik muss die Maschine auf ein abstraktes Level gehoben werden. Hierzu wird die OOA angewandt.

Ein Merkmal dieser Methodik ist das Denken in Objekten, welche das „Wesen“ der Maschine sichtbar macht. Der Prüfling, in unserem Fall der LKW, stellt Anforderungen an den Prüfprozess, die sogenannten Bedürfnisse. Objekte besitzen entsprechend dieser Bedürfnisse Verantwortlichkeiten und Methoden. Die Methoden eines Objektes sind Möglichkeiten der technischen Ausführung der dem Objekt zugeordneten Verantwortlichkeiten. Die Gesamtheit aller Objekte beschreibt abstrakt Prüfstand und Prüfprozess. Alle Objekte sind zentral an den Prüfling gebunden, was einen modularen Aufbau des Prüfstandes und einen klaren Ablauf des Prüfprozesses erzwingt. Mittelpunkt der OOA des Prüfstandes ist der Prüfling. Durch die Umsetzungsmethoden der einzelnen Objekte ergeben sich verschiedene Arten, das Problem zu lösen.

Eine Übersicht der Objekte ist in **Bild 6** dargestellt.

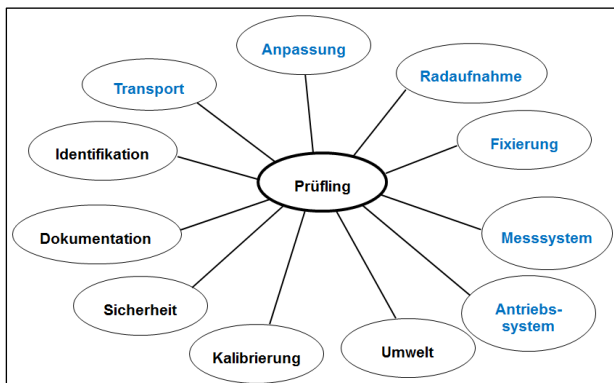


Bild 6 – OOA Prüfstand

Die relevanten Objekte sind in **Bild 6** blau hinterlegt und lauten wie folgt mit kursiv dargestellter Verantwortlichkeit:

- Objekt 1: Transport

Dem Prüfling das Ein – und Ausfahren durch den Prüfstand ermöglichen.

- Objekt 2: Anpassung

Anpassung des Prüfstandes an die Variantenvielfalt der Prüflinge in Bezug auf Anzahl und Abstand der Achsen zueinander.

- Objekt 3: Radaufnahme

Aufnahme und Abstützung der Räder des Prüflings. Übertragung von Drehzahlen und Drehmomenten auf das drehende Rad während des Prüfprozesses.

- Objekt 4: Fixierung

Fixierung des Prüflings während des Prüfprozesses in Fahrt- und Seitenrichtung.

- Objekt 5: Messsystem

Drehzahlen und Drehmomente an den Rädern des Prüflings messen.

- Objekt 6: Antriebssystem

Drehzahlen und Drehmomente an den Rädern des Prüflings erzeugen.

Zusätzlich mit den Objekten

- Identifikation
- Dokumentation
- Sicherheit
- Kalibrierung und
- Umwelt

ergibt sich eine abstrakte Darstellung des Prüfstandes und des Prüfprozesses. Sind einzelne oder mehrere Objekte mechatronischen Komponenten (Baugruppen) zuordenbar, dann stellen die Summe dieser mechatronischen Komponenten einen funktionierenden Roll-, Brems-, ABS-Prüfstand dar.

Das alte Prüfstandskonzept (**Bild 7**) umfasst die folgenden mechatronischen Komponenten mit der entsprechenden Zuordnung von Objekten in Klammer:

- Abdeckung (O1, O2)
- Doppelrollenaggregat mit Hebeschleife (O1, O3, O4, O5, O6)
- Verfahrvorrichtung des Doppelrollenaggregates (O2)



Bild 7-3-Achs Prüfstand mit Kabine im Werk

Beispiel erfolgreicher Anwendung der OOA: Funktionsprüfstand VeHil [2] für die Fahrzeugentwicklung 2006

Die konsequente Anwendung der OOA hat schon in früheren Jahren zu neuartigen Funktionsprüfständen für spezielle Applikationen geführt. Ein Beispiel hierzu ist

der Funktionsprüfstand VeHil (Vehicle Hardware in the Loop; Markenname Dürr: x-dynodrive; **Bild 8,9**). Mit diesem Funktionsprüfstand werden Fahrzeuge im realen Fahrbetrieb getestet inklusive der Lenkfunktion. Dieser Prüfstand wird in der Fahrzeugentwicklung z.B. an der Universität Karlsruhe eingesetzt. Aufgrund der Lenkfunktion musste das Objekt 3 wie folgt in Objekt 3' durch Ergänzung der Verantwortlichkeit (in blau) geändert werden:

- Objekt 3': Radaufnahme

*Aufnahme und Abstützung der Räder des Prüflings.
Übertragung von Drehzahlen und Drehmomenten auf das drehende Rad während des Prüfprozesses.
Ermöglichung der Lenkung während des Fahrbetriebes bei den Rädern der lenkbaren Achse.*



Bild 8 – Funktionsprüfstand „x-dynodrive“

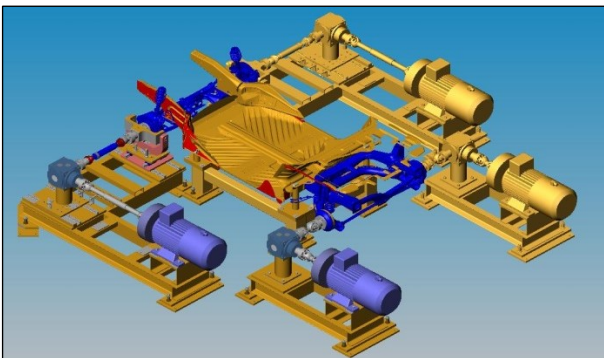


Bild 9 – Konzept Funktionsprüfstand "x-dynodrive"

Die wesentlichen mechatronischen Komponenten des „x-dynodrive“ sind:

- Radnabenadaption lenkbar (O3', O4)
- Radnabenadaption fixiert (O3', O4)
- Radstands Anpassung (O2)
- Antriebs- und Messsystem (O5, O6)

Bei diesem Funktionsprüfstand werden die Motoren über ein Getriebe direkt über die Radnabenadaption mit der Radnabe verbunden und somit die Drehmomente und Drehzahlen direkt in den Antriebsstrang gegeben.

Der Transport des Fahrzeuges in den Funktionsprüfstand erfolgt durch einen Kran. Zur Fixierung

wird das Fahrzeug mechanisch fest mit dem Grundrahmen verbunden.

4 Neues Konzept für einen modularen Funktionsprüfstand für LKWs mit bis zu vier Achsen

Durch neue Objekt-Methoden in Bezug auf die am Anfang dargestellte Problemstellung entstehen neue mechatronische Komponenten, die wiederum den Verantwortlichkeiten der Objekte zugeordnet werden können. Die neuen mechatronischen Komponenten sind:

- Flexible Abdeckung (O1, O2)
- Aktive Einzelrolle (O1, O2, O3, O4, O5, O6)
- Passive Einzelrolle (O1, O2, O3, O4)

Hierbei ist es gelungen, den drei neuen mechatronischen Komponenten die sechs relevanten Objekte zuzuordnen, d.h. diese setzen die Verantwortlichkeiten der Objekte O1-O6 um.

Auf **Bild 10** ist das Anlagenkonzept gemäß den neu gebildeten mechatronischen Komponenten dargestellt.

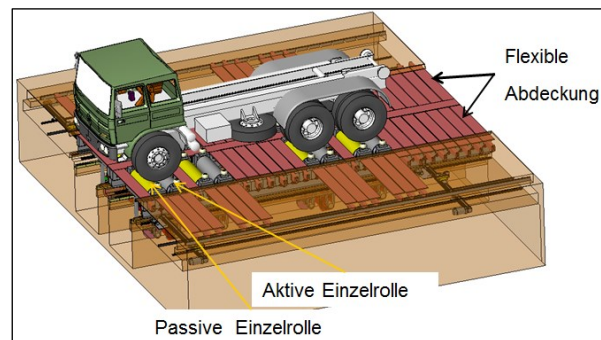


Bild 10 – Anlagenkonzept

Nachstehend sind die neuen mechatronischen Komponenten näher beschrieben:

- **Flexible Abdeckung**

Die flexible Abdeckung ist durch seitlich einschiebbare Stäbe zwischen den aktiven und passiven Einzelrollen realisiert. Bei der Einfahrt des Prüflings und bei der Prüfung sind die Zwischenräume abgedeckt. Zum Positionieren der Einzelrollen sind die relevanten Stäbe zurückgezogen und bieten somit den notwendigen Freiraum für die Bewegung der Einzelrollen.

- **Aktive Einzelrolle**

Die aktive Einzelrolle (**Bild 11**) übernimmt im Verbund mit der passiven Einzelrolle die Verantwortlichkeiten der Radaufnahme und der Fixierung in Fahrtrichtung.

Des Weiteren werden über die aktive Einzelrolle die Drehmomente und Drehzahlen auf den Reifen

übertragen und gemessen. Für das Verfahren im Bezug zur Anpassung des Prüfstandes an den Prüfling besitzt die aktive Einzelrolle einen Antrieb.

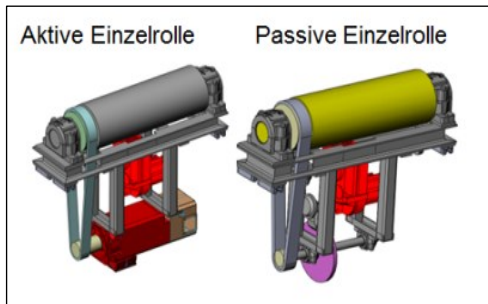


Bild 11 - Aktive und Passive Einzelrolle

- **Passive Einzelrolle**

Die passive Einzelrolle (**Bild 11**) übernimmt im Verbund mit der aktiven Einzelrolle die Verantwortlichkeiten der Radaufnahme und der Fixierung in Fahrtrichtung.

Des Weiteren wird die passive Einzelrolle zur Ermöglichung der Ausfahrt des Prüflings gebremst. Für das Verfahren im Bezug zur Anpassung des Prüfstandes an den Prüfling besitzt auch die passive Einzelrolle einen Antrieb.

Dieses Prüfstandskonzept [1] unterscheidet sich in folgenden Punkten vom Stand der Technik:

1. Flexible Fahrbahnabdeckung, deren Elemente seitlich eingeschoben werden (zum Patent angemeldet).
2. Die Radaufnahmen werden gebildet durch unabhängig voneinander bewegbare „aktive“ und „passive“ Einzelrollen, die das klassische Doppelrollenkonzept ersetzen (zum Patent angemeldet). Hierdurch wurde ein Prüfen von Doppelachsen mit Achsabständen von 1200 mm bei einem minimalen Raddurchmesser von 740 mm ermöglicht.
3. Die Hebeschwelle, welche für den Prüfprozess nicht wertschöpfend ist, konnte durch die Verschiebung der „aktiven“ und „passiven“ Einzelrolle ersetzt werden.
4. Konsequenter modularer Aufbau mit maximalem Anteil an Gleichteilen und damit die Möglichkeit der Erweiterung des Funktionsprüfstandes in Bezug auf die Anzahl der Achsen.

5 Zusammenfassung

Durch Variation der bekannten OOA-Methoden eines klassischen LKW Roll-, Brems-, ABS-Prüfstandes ist es gelungen, ein neues Konzept für einen modularen LKW-Funktionsprüfstand mit folgenden Vorteilen zu entwickeln:

1. Die aktive und passive Einzelrolle können sich wegen der seitlich verschiebbaren Abdeckungselemente „frei“ im Prüfstand entsprechend der Achskonfiguration des LKW positionieren.
2. Die Prüfung von LKWs mit sehr kleinen Achsabständen ist mit zwei Rollenpaaren möglich, da diese im Vergleich zu klassischen Konzepten enger zusammengefahren werden können.
3. Die nachträgliche Aufrüstung mit Einzelrollen bei Anpassung des Prüfstandes auf andere LKW-Varianten ist relativ problemlos möglich.
4. Konsequenter modularer Aufbau mit wenigen mechatronischen Komponenten.

Dieses Gesamtkonzept ist zum Patent angemeldet.

6 Literatur

- [1] Sebastian Schmitz, Master-Thesis: „Konzeption eines kombinierten LKW-Prüfstandes“, HTW Saarbrücken, Fachbereich Maschinenbau, Prof. Dr.-Ing. Bernd Heidemann, SS 2014
- [2] Jan Schenck, Thomas Tentrup, Gernold Spiegelberg, „Unfallvermeidendes Fahrzeugkonzept SPARC und neue Prüfanlage VeHil“, ATZ- Automobiltechnische Zeitschrift, March 2006, Volume 108, Issue 3, pp 182-189

Car-in-the-Loop Gesamtfahrzeugprüfstand

Car-in-the-Loop complete vehicle test rig

Dr.-Ing. Rafael Fietzek, TU Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, 64287 Darmstadt, Deutschland, fietzek@ims.tu-darmstadt.de

Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht, TU Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, 64287 Darmstadt, Deutschland, rinderknecht@ims.tu-darmstadt.de

Kurzfassung

Zur Optimierung des Zusammenwirkens von mechatronischen Systemen auf Gesamtfahrzeugebene wird in diesem Beitrag ein neuartiges Konzept für einen Gesamtfahrzeugprüfstand vorgestellt. Mit dem sogenannten Car-in-the-Loop-Konzept ist es möglich, die bei einer Fahrt auf einer Teststrecke auf den Antriebsstrang, die Lenkung und die Federung eines Fahrzeugs wirkenden Belastungen unter Laborbedingungen realistisch nachzubilden. Die resultierenden Vorteile sind die exakte Reproduzierbarkeit der Versuche, die Unabhängigkeit von Witterungsbedingungen und die Minimierung der Gefahr von Personenschäden beim Testen von Sicherheitsfunktionen. Es wurde ein Prototyp aufgebaut, der die zum linken vorderen Rad eines Serienfahrzeugs (Mini Countryman) zugehörigen Teile des Antriebsstrangs, der Lenkung und des Fahrwerks beinhaltet. Die Funktionsfähigkeit des Car-in-the-Loop-Konzepts in Verbindung mit der entworfenen Regelung wird nachgewiesen, indem eine hochdynamische Testfahrt auf dem Prototyp nachgebildet wird.

Abstract

In order to optimize the interaction of mechatronic systems on vehicle level, in this paper a new test rig concept for a complete vehicle is presented. The so-called Car-in-the-Loop-concept is capable of realistically reproducing the loads, which act on the powertrain, the steering and the suspension during a test drive. The resulting advantages are the possibility to exactly reproduce test procedures, the independence from weather conditions and a minimization of the risk of human injuries during testing of safety functions. A prototype of this concept, which includes parts of the powertrain, the steering and the chassis corresponding to the left front side of a Mini Countryman, was built at the lab of the Institute for Mechatronic Systems in Mechanical Engineering of TU Darmstadt. A highly dynamic test drive is being reproduced on the prototype to prove the functionality of the Car-in-the-Loop-concept.

1 Einleitung

Mechatronische Systeme eines Fahrzeugs können drei grundsätzlichen Freiheitsgraden zugeordnet werden. In dieser Veröffentlichung werden mechatronische Systeme des Antriebsstrang dem längsdynamischen Freiheitsgrad, Lenksysteme dem lenkdynamischen Freiheitsgrad und des Fahrwerks dem vertikaldynamischen Freiheitsgrad zugeordnet. Wie in **Bild 1** ersichtlich interagieren diese Freiheitsgrade auf Gesamtfahrzeugebene.

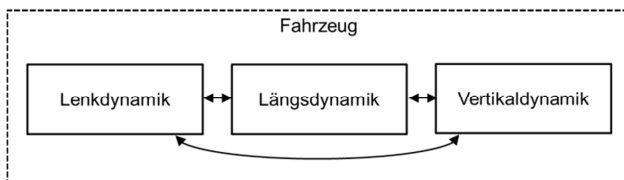


Bild 1 Grundsätzliche Freiheitsgrade eines Fahrzeugs

Das Zusammenwirken von mechatronischen Systemen auf Gesamtfahrzeugebene wird in Zukunft an Bedeutung gewinnen, weil so einfach zusätzliche Funktionen generiert werden können. Als Beispiel können Einparkassistenten genannt werden, die bereits in Serie sind. Ein Einparkassistent greift auf mechatronische Systeme der Lenkung und des Antriebsstrangs zu, um das Fahrzeug automatisch einzuparken. In Zukunft werden Ausweichassis-

ten, die automatisch einem Hindernis ausweichen können, die Serienreife erreichen. Das langfristige Entwicklungsziel in diesem Gebiet sind autonom fahrende Fahrzeuge. Dieser Entwicklungstrend hat zunehmende Interaktion von mechatronischen Systemen des Antriebsstrangs, der Lenkung und des Fahrwerks auf Gesamtfahrzeugebene zur Folge. Heutzutage wird diese Interaktion auf der Teststrecke optimiert, wobei die Isolierung bestimmter Phänomene durch nichtreproduzierbare Testbedingungen erschwert wird. Das erhöht den Zeit- und Kostenaufwand und erklärt warum immer mehr Tests von der Teststrecke auf Prüfstände verlagert werden. Im Folgenden wird ein Überblick über den Stand der Technik bei Gesamtfahrzeugprüfständen gegeben.

2 Stand der Technik

Als erstes Beispiel seien Antriebsstrangprüfstände erwähnt. Wie in **Bild 2** zu sehen, können auch komplette Fahrzeuge an solchen Prüfständen getestet werden. Zur Abbildung der Fahrwiderstände werden elektrische Motoren direkt mit der Radnabe verbunden. Dabei ist es auch möglich, hochdynamische Effekte, wie zum Beispiel Reifenschlupf, darzustellen. Da die elektrischen Motoren über eine sehr kurze Welle mit der Radnabe verbunden

sind, kann das auf dem Prüfstand aufgebrachte Fahrzeug nicht Lenken und nicht Ein- beziehungsweise Ausfedern.



Bild 2 Antriebsstrangprüfstand [1]

Der „x-dynodrive“ Prüfstand, der von der Dürr AG hergestellt wird und in **Bild 3** dargestellt ist, beinhaltet eine Prüfstandswelle, die aufgrund von Gleichlaufgelenken flexibel genug ist, um die Lenkbewegung des auf dem Prüfstand montierten Fahrzeugs zu ermöglichen. Der „x-dynodrive“ kann jedoch keinen Reifenschlupf und kein Ein- beziehungsweise Ausfedern abbilden.

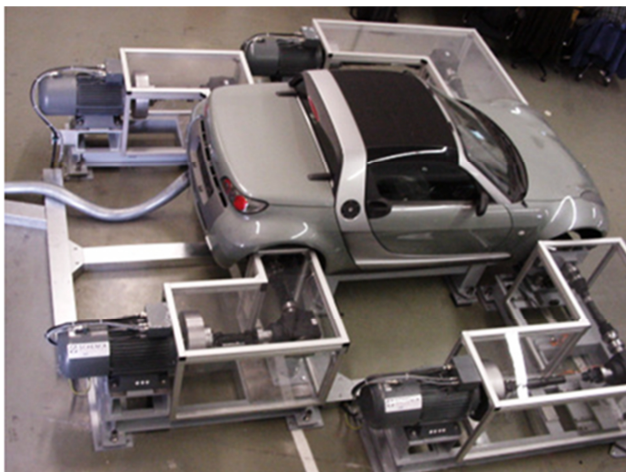


Bild 3 x-dynodrive [2]

Ein weiterer Gesamtfahrzeugprüfstand wird in **Bild 4** gezeigt. Dieser besteht aus vier Flachbandmodulen, die auf Hexapoden montiert sind. Mit diesem Prüfstandskonzept lassen sich die drei grundsätzlichen Freiheitsgrade darstellen: Der Antriebsstrang, die Lenkung und das Fahrwerk können mit den entsprechenden Fahrwiderständen beaufschlagt werden. Darüber hinaus kann Reifenschlupf mit diesem Prüfstandskonzept nachgebildet werden, jedoch muss beachtet werden, dass der Reibkoeffizient des Flachbandes konstant ist. Das hat zur Folge, dass Fahrmanöver, bei denen der Reibkoeffizient sich plötzlich ändert, wie zum Beispiel das Überfahren einer vereisten Stelle, nicht ohne Weiteres auf diesem Prüfstand darstellbar sind. Ein weiterer Nachteil sind die hohen Massen der Flachbandmodule, die wiederum entsprechend hohe Kraftanforderungen an die Aktorik und somit hohe Kosten nach sich ziehen.

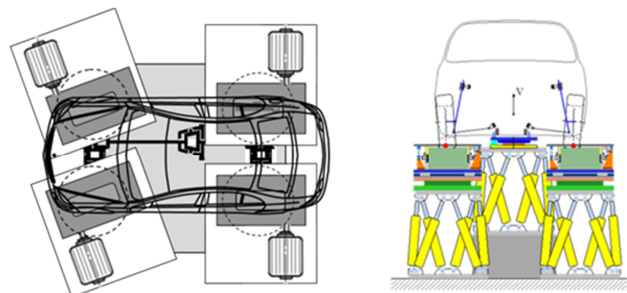


Bild 4 Flachbandprüfstand

3 Car-in-the-Loop-Konzept

Mit dem am Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau (IMS) der TU Darmstadt entwickelten Car-in-the-Loop-Konzept ist es möglich die Vorteile der im Stand der Technik beschriebenen Prüfstände zu kombinieren und somit die Optimierung mechatronischer Systeme auf Gesamtfahrzeugebene unter Laborbedingungen zu ermöglichen. Ein CAD-Modell eines Car-in-the-Loop-Gesamtfahrzeugprüfstands ist in **Bild 5** dargestellt, wobei alle Aktoren blau markiert sind.

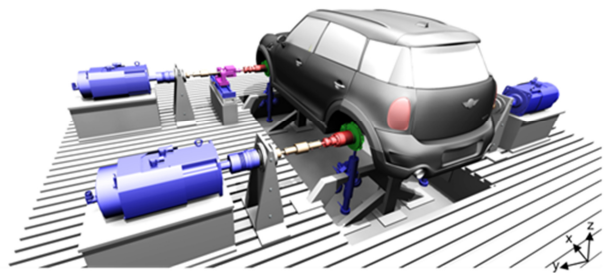


Bild 5 Car-in-the-Loop-Gesamtfahrzeugprüfstand

Der Grundsätzliche Aufbau eines Car-in-the-Loop-Gesamtfahrzeugprüfstands ist vergleichbar mit einem Antriebsstrangprüfstand, jedoch mit dem Unterschied, dass die Prüfstandswelle drei Gleichlaufgelenke und zwei Längenausgleiche beinhaltet und deswegen anpassungsfähig genug ist, um die Lenkbewegung und das Ein- beziehungsweise Ausfedern des Testfahrzeugs zu ermöglichen. Die Kinematik der Prüfstandswelle wird in den nächsten Abschnitten genauer erläutert.

Als Bremsmotor sind die Elektromotoren bezeichnet, die die längsdynamischen Fahrwiderstände, wie zum Beispiel den Luftwiderstand, aufbringen. Als Bremsmotor Lenkung sind die Linearmotoren benannt, welche die Widerstände, die auf die Lenkung wirken, wie zum Beispiel das Rückstellmoment, aufbringen. Zusätzlich sind noch hydraulische Aktoren mit dem Radlagergehäuse verbunden, um die Bewegungen des Fahrwerks während einer Fahrt nachzustellen. In [3] werden das hierzu verwendete Vorgehen zur Simulation und Reglerauslegung sowie die Messungen der Fahrbahnoberfläche näher erläutert.

Im Folgenden werden einige Anwendungsbeispiele für einen Car-in-the-Loop-Gesamtfahrzeugprüfstand aufgeführt:

1. Optimierung des Zusammenspiels mechatronischer Systeme des Fahrzeugs auf Gesamtfahrzeugebene.
2. Plattform für gefahrlose Tests neuartiger Fahrerassistenzsysteme und selbstfahrender Fahrzeuge.
3. Ermöglichung gefahrloser Probandentests in Verbindung mit einem realen Fahrzeug.
4. Aufbau einer standardisierten Prozedur zum Testen der Interaktion aller mechatronischen Systeme nach Softwareänderungen auf Gesamtfahrzeugebene.
5. Untersuchungen zum Energieverbrauch von Elektrofahrzeugen in Verbindung mit einer Optimierung der Betriebsstrategie durch Nachbildung unterschiedlicher Routen (Autobahn, Landstraße, ...) unter Berücksichtigung des Energieverbrauchs einer aktiven Lenkung und eines aktiven Fahrwerks.
6. Teststreckenersatz für kleine und mittlere Unternehmen.

4 Prototyp

Ein Prototyp des Car-in-the-Loop-Konzepts wurde im Labor des IMS aufgebaut. Der Prototyp ist in **Bild 6** in der Neutralstellung dargestellt. Der Prototyp beinhaltet die zum linken Vorderrad eines Mini Countryman zugehörigen Teile des Antriebsstrangs, der Lenkung und des Fahrwerks. Der Elektromotor, der als Antriebsmotor bezeichnet wird, simuliert das von einem Verbrennungsmotor inklusive Zweimassenschwungrad, Getriebe und Differential an dieser Stelle aufgebracht Moment. Ein weiterer Motor, der als Antriebsmotor Lenkung bezeichnet wird, verwendet, um das von der Servounterstützung verstärkte Lenkmoment des Fahrers aufzubringen.

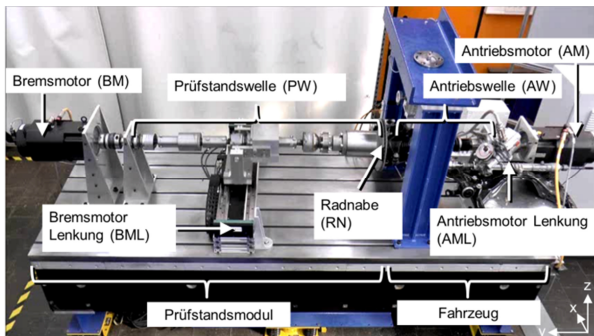


Bild 6 Prototyp des Car-in-the-Loop-Konzepts.

Die Prüfstandswelle besteht aus drei Abschnitten, die mit Gleichlaufgelenkten verbunden sind, wobei der erste und der dritte Abschnitt Längenausgleiche beinhalten. Der als Bremsmotor Lenkung bezeichnete Linearmotor ist mit dem zweiten Abschnitt verbunden und bringt die Widerstände auf, die auf den Lenkungsfreiheitsgrad wirken. Der längsdynamische Bremsmotor, der mit dem Ende der Prüfstandswelle auf der linken Seite verbunden ist, bringt die Fahrwiderstände auf.

Bei diesem Prototyp wurde das Originalfederbein des Mini Countryman durch ein Spindelhubgetriebe ersetzt, so-

das die vertikale Position der Radnabe händisch eingestellt werden kann. Da bei dem Prototyp dieser Freiheitsgrad keinen Aktor aufweist, ist es nicht möglich die Bewegungen der Federung während einer Testfahrt dynamisch nachzustellen.

5 Mehrkörpermodell

Ein Mehrkörpermodell (MKM) des Prototyps wurde unter Verwendung der Simulink Toolbox SimMechanics erstellt, um die Kinematik und Dynamik der Prüfstandswelle abzubilden und zu analysieren. Mit dem Mehrkörpermodell ist es darüber hinaus möglich die Bewegungen der Federung bei Fahrten über verschiedene Fahrbahnoberflächen dynamisch nachzubilden.

In **Bild 7** ist das Mehrkörpermodell des Prototyps beim Lenken nach links beziehungsweise nach rechts dargestellt. Es ist erkennbar, dass hierbei der magentafarbene zweite Abschnitt der Prüfstandswelle parallel zur x-Achse verschoben wird, während der erste und der dritte Abschnitt den nötigen Längenausgleich aufbringen.

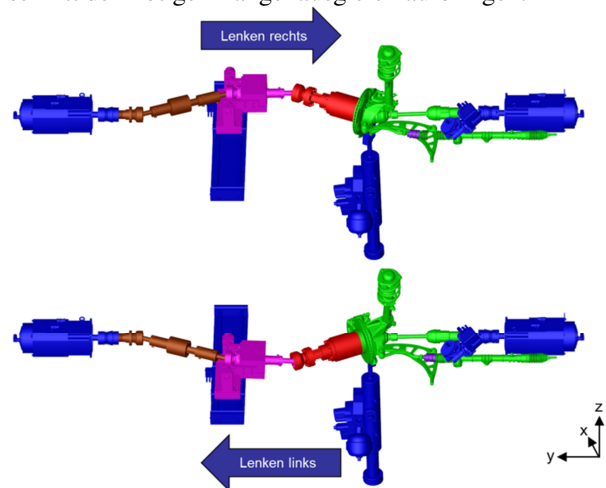


Bild 7 Lenkbewegung des Prototyps (Mehrkörpermodell).

Die Kinematik des Prototyps beim Ein- beziehungsweise Ausfedern wird in **Bild 8** gezeigt. Der zweite Wellenabschnitt wird verdreht, während der erste Wellenabschnitt wiederum den nötigen Längenausgleich zur Verfügung stellt. Der Drehpunkt des zweiten Wellenabschnitts und des zweiten Gleichlaufgelenks liegen hierbei auf einer zur x-Achse parallelen Achse. Dies minimiert die Knickwinkel der Gleichlaufgelenke.

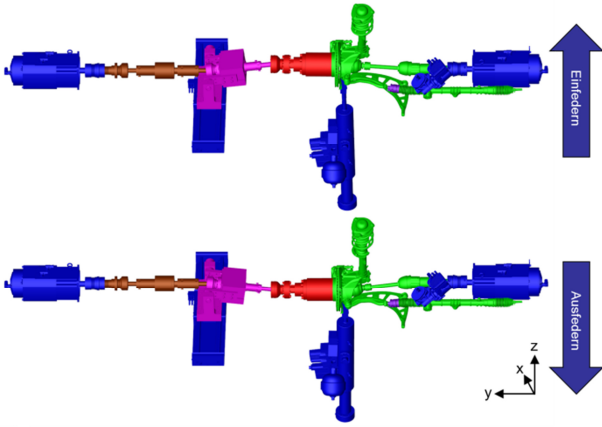


Bild 8 Ein- und Ausfedern des Prototyps (Mehrkörpermodell).

Das Modell wurde bezüglich der drei grundsätzlichen Freiheitsgrade validiert. Hierbei wurde eine Vielzahl an Messungen durchgeführt, um Parameter wie zum Beispiel Massen und Massenträgheiten, Steifigkeiten, Dämpfungs- und Reibungsparameter sowie Spielwerte zu identifizieren.

An dieser Stelle wird in **Bild 9** das Ergebnis einer Messung gezeigt, die zur Validierung des längsdynamischen Freiheitsgrads durchgeführt wurde. Hierbei wird dem Bremsmotor sowohl beim Prototyp als auch beim Mehrkörpermodell jeweils ein weißes Rauschen als Sollmoment vorgegeben und der resultierende Winkelverlauf durch den Sensor des Bremsmotors erfasst. Die aufgezeichneten Moment- und Winkelverläufe werden in einen frequenzabhängigen Amplituden- und Phasenverlauf überführt. Dieser Verlauf kann zusätzlich zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens verwendet werden. Die gute Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationswerten bestätigt die korrekte Parametrierung des Modells.

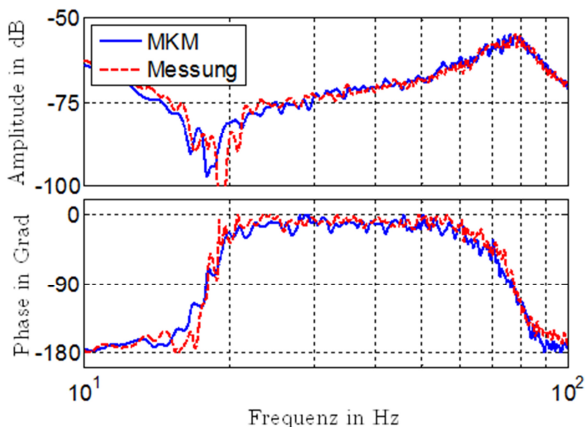


Bild 9 Validierung des längsdynamischen Freiheitsgrads des Mehrkörpermodells (MKM).

6 Regelung

In dieser Veröffentlichung wird ein genereller Überblick über das Regelungskonzept und das methodische Vorgehen beim Reglerentwurf gegeben. Für eine detaillierte Beschreibung des Regelungskonzepts wird auf [4], [5] und [6] verwiesen.

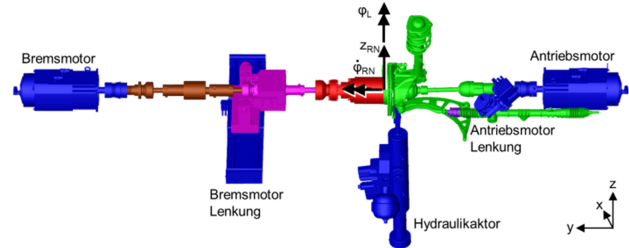


Bild 10 Drei grundlegenden Regelgrößen.

Die drei grundlegenden Regelgrößen sind, wie in **Bild 10** gezeigt, die Drehgeschwindigkeit der Radnabe $\dot{\varphi}_{RN}$, der Lenkwinkel φ_L und die vertikale Position der Radnabe z_{RN} . Die zugehörigen Aktoren sind der Bremsmotor, der Bremsmotor der Lenkung und der Hydraulikaktor. Das Ziel des Regelungskonzepts ist, dass der Verlauf der drei grundlegenden Regelgrößen einem entsprechenden Fahrmanöver auf der Teststrecke gleicht. So entsprechen die Belastungen der Fahrzeugteile auf dem Prüfstand, den Belastungen auf der Teststrecke.

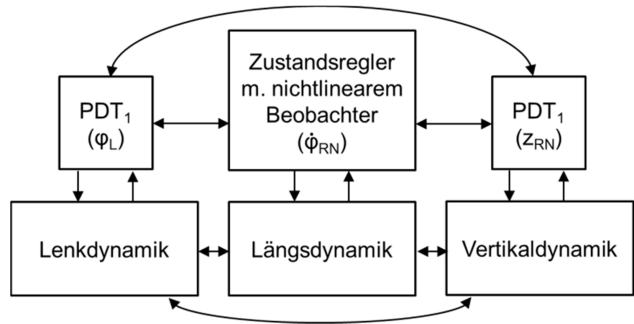


Bild 11 Regelungskonzept

Wie in **Bild 11** zu sehen, sind die drei grundlegenden Regelgrößen gekoppelt. Einige der Kopplungen sind auch bei einem auf der Teststrecke fahrenden Fahrzeug vorhanden, andere Kopplungen werden von der Prüfstandsstelle zusätzlich aufgebracht. Prinzipiell lassen sich die Kopplungen in drei Gruppen eingeteilt werden. Kopplungen, die auf dem gyroskopischen Effekt basieren, kinematische Kopplungen und Kopplungen die von den Gleichlaufgelenken verursacht werden. Die Kopplungen und deren Kompensation, die durch zusätzlichen Informationsaustausch zwischen den dezentralen Reglern erfolgt, werden in [5], [7] und [8] beschrieben.

7 Nachbildung einer hochdynamischen Testfahrt

Der Funktionsnachweis des Car-in-the-Loop-Konzepts wird erbracht, indem eine hochdynamische Testfahrt auf dem Prototyp nachgebildet wird. Die Testfahrt wurde auf dem Handlingkurs der BMW AG in Aschheim durchgeführt.

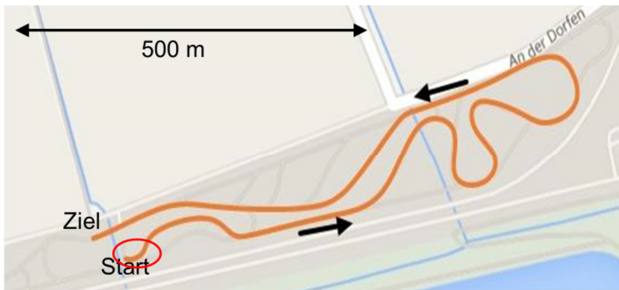


Bild 12 Streckenverlauf hochdynamische Testfahrt.

Bild 12 zeigt den Streckenverlauf, der während der hochdynamischen Testfahrt mit dem Mini Countryman auf dem Handlingkurs gewählt wurde. 91,5 Sekunden dauert die Fahrt, die Strecke beträgt 1785 m, woraus eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 70,6 km/h resultiert. Die Drehgeschwindigkeit der Radnabe und der Lenkwinkel wurden mit den serienmäßigen Sensoren des Fahrzeugs erfasst. Das Antriebswellenmoment wurde durch applizierte Dehnmessstreifen erfasst.

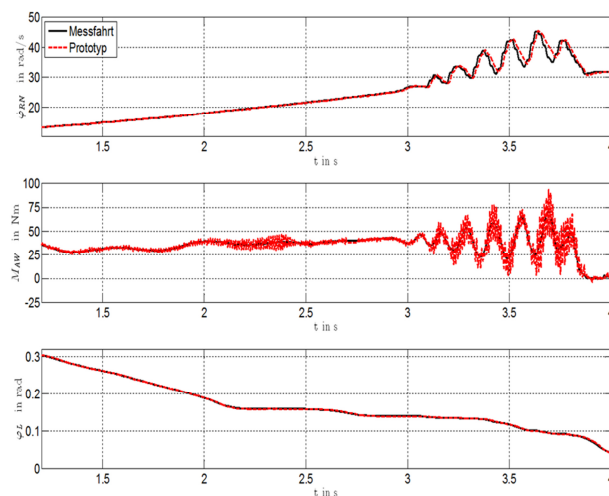


Bild 13 Messergebnisse zur Nachbildung der hochdynamischen Testfahrt auf dem Prototyp.

In **Bild 13** wird der in Bild 12 rot umrandete Ausschnitt aus der hochdynamischen Testfahrt gezeigt. Der mit dem Mini Countryman aufgezeichnete Verlauf der Drehgeschwindigkeit der Radnabe und des Lenkmoments während der Fahrt auf dem Handlingkurs ist in schwarz dargestellt und wird den entsprechenden Reglern als Sollwert vorgegeben. Des Weiteren wird das während der Testfahrt gemessene Antriebswellenmoment dem Momentenregler des Antriebsmotors als Sollwert vorgegeben.

Nach ungefähr 3 Sekunden dreht das Rad durch. In Bild 13 ist das in den Oszillationen der Drehgeschwindigkeit der Radnabe ersichtlich, die durch den Stick-Slip-Effekt verursacht werden. Die Frequenz dieser Oszillationen beträgt ca. 10 Hz.

8 Zusammenfassung

In dieser Veröffentlichung wurden das Car-in-the-Loop-Konzept und der im Labor des Instituts für Mechatronische Systeme im Maschinenbau der TU Darmstadt aufgebaute Prototyp beschrieben. Mit dem Car-in-the-Loop-Konzept ist es möglich, die bei einer Fahrt auf einer Teststrecke auf den Antriebsstrang, die Lenkung und die Federung eines Fahrzeugs wirkenden Belastungen unter Laborbedingungen realistisch nachzubilden. Des Weiteren wurde das Mehrkörpermodell beschrieben, das verwendet wird um Kinematik und Dynamik des Prototyps zu analysieren. Basierend auf dem Mehrkörpermodell wurde einer dezentralen Methodik folgend ein Regelungskonzept entworfen. Die von der Prüfstandswelle verursachten Kopplungen werden erfasst, simulativ mit dem Mehrkörpermodell nachgebildet und letztendlich durch Informationsaustausch zwischen den dezentralen Reglern kompensiert. Ein Funktionsnachweis wird gegeben, indem eine aufgezeichnete hochdynamische Fahrt auf dem Prototyp nachgestellt wird.

6 Literatur

- [1] H.-P. Dohmen, K. Pfeiffer, und C. Schyr, *Antriebsstrangprüftechnik*. Verl. Moderne Industrie, 2009.
- [2] J. Schenk, „Prüfplattform für mechatronisch ausgestattete Fahrzeuge in Entwicklung und Produktion“, RTWH Aachen, 2007.
- [3] R. Fietzek et al., „Control Strategy for the Excitation of a Complete Vehicle Test Rig with Terrain Constraints“, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, Bd. 6, Nr. 1, S. 121–127, Jan. 2013.
- [4] R. Fietzek und S. Rinderknecht, „Observer validation and model based control of a two mass oscillator with backlash“, in *Proceedings of 2013 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, Takamatsu, Japan, 2013, S. 318–323.
- [5] R. Fietzek, T. Meier, und S. Rinderknecht, „Regelung des Drehfreiheitsgrades eines neuartigen Gesamtfahrzeugprüfstands“, in *VDI Schwingungen in Antrieben*, Leonberg, 2011.
- [6] S. Rinderknecht, R. Fietzek, und T. Meier, „Control Strategy for the Longitudinal Degree of Freedom of a Complete Vehicle Test Rig“, in *Proceedings of the 2012 SAE World Congress*, Detroit, USA, 2012.
- [7] P. Andersson, *Analysis of ball CV-joints of fixed type*. Göteborg: Chalmers Univ. of Technology, 1992.
- [8] S. Serveto, J.-P. Mariot, und M. Diaby, „Secondary torque in automotive drive shaft ball joints: influence of geometry and friction“, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multi-Body Dyn.*, Bd. 222, Nr. 3, S. 215–227, Sep. 2008.

Iteratives Vorgehen in räumlich getrennten mechatronischen Entwicklungsteams – Das Wechselspiel von Synthese und testbasierter Analyse

Iterative procedure in locally distributed mechatronic development teams - the interactions of analysis, synthesis and testing

Prof. Dr.-Ing Sven Matthiesen, Dipl.-Ing. Sebastian Schmidt, KIT Karlsruhe, Institut für Produktentwicklung, 76131 Karlsruhe, Deutschland, Sven.matthiesen@kit.edu, sebastian.schmidt@kit.edu

Prof. Dr.-Ing Soeren Hohmann, M.Sc Julian Ludwig, KIT Karlsruhe, Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme, 76131 Karlsruhe, Deutschland, soeren.hohmann@kit.edu, julian.ludwig@kit.edu

Kurzfassung

Dieser Beitrag stellt das kooperationsorientierte Lehrkonzept (koop-L) vor, welches sich auf die Zusammenarbeit in interdisziplinären Entwicklungsteams fokussiert und diskutiert anhand von Entwicklungsergebnissen den zweckmäßigen Einsatz von Prototypen, Versuchen und Simulation. Im Wintersemester 2014/15 wurde das neue Lehrkonzept in der Lehrveranstaltung „Entwicklung mechatronischer Systeme und Produkte“ am KIT mit erstmalig 40 Mechatronik-Studierenden umgesetzt. Die Lehrveranstaltung wurde in enger Zusammenarbeit zwischen der Fakultät für Maschinenbau und der Fakultät für Elektro- und Informationstechnik entwickelt und durchgeführt. Es besteht aus Vorlesung, in die Vorlesung integrierten Übung und einem semesterbegleitenden Entwicklungsprojekt. Durch das Erleben prägender Erfahrungen in gezielt geschaffenen Lernsituationen sollen Studierende Handlungskompetenz beim Lösen realkomplexer technischer Probleme erlangen.

Abstract

This paper presents the cooperation-oriented teaching concept (koop -L), which focuses the collaboration in interdisciplinary development teams and discusses the usage of prototypes, experiments and simulation. In the winter term 2014/15 the new teaching concept was implemented in the course "development of mechatronic systems and products" at KIT for the first time with 40 mechatronic students. The course was developed in collaboration between department faculty of mechanical design and the department of electrical engineering and information technology. The concept consists of lectures, in lectures integrated exercises and a semester accompanying development project

1. Berufsbild eines Ingenieurs

Die Innovationskraft und die hochentwickelten Systeme und Produkte machen Deutschland zu einer der führenden Industrienationen. Hierfür werden an die Entwickler dieser Produkte immer größere Anforderungen gestellt und es ist für einen einzelnen Entwickler nur noch selten möglich, den gesamten Entstehungsprozess (Entwicklung und Fertigung) zu überblicken. Um die Anforderungen der modernen Entwicklungsprojekte zu erfüllen, müssen heutige Ingenieure sich in den Bereichen Mechanik, Elektrotechnik und Informationstechnik bewegen und ihr tägliches Geschäft ist stark von der Arbeit mit unterschiedlichen Abteilungen und Akteuren aus verschiedenen Disziplinen geprägt. Diese Zusammenarbeit setzt vernetztes Denken und interdisziplinäres Verständnis in den genannten Bereichen voraus [1]. Es werden Ingenieure gebraucht, die diese Anforderungen erfüllen. Mechatronik-Ingenieure werden exakt für dieses Aufgabenfeld ausgebildet. Der Begriff Mechatronik wird im Rahmen dieses Beitrags wie folgt verstanden:

Mechatronik bezeichnet eine interdisziplinäre Entwicklungsmethodik, die überwiegend mechanisch ausgerichtete Aufgaben durch die synergetische, räumliche und funktio-

nelle Integration von mechanischen, elektrischen und informationsverarbeitenden Teilsystemen löst.

Von Mechatronik-Ingenieuren wird erwartet, dass sie mit breitem Allgemeinwissen und vertieftem Detailwissen, ergänzt durch hohe Methodenkompetenz, komplexe Fragestellungen mit innovativen Lösungen bewältigen und so grundlegend neue Prozesse, Systeme und Produkte unter Nutzung von mechatronischen Synergiepotentialen konzipieren. Die acatech Studie „Faszination Konstruktion“ [1] zeigt den Bedarf nach sogenannten Systemingenieuren auf, welche Kenntnisse in den Bereichen Maschinenbau, Elektro- und Informationstechnik, Fertigungs- und Montagetechniken, Projektmanagement und Kreativitätstechniken besitzen. Die Zeit der Generalisten ist auf Grund der notwendigen tiefen fachlichen Kenntnis innerhalb der Entwicklungsaufgabe vorbei. Auch ein Team von reinen Spezialisten kann Herausforderungen in der mechatronischen Produktentwicklung nicht lösen, da der Blick für den ganzheitlichen Systemzusammenhang Spezialisten schwerfällt. Es werden sogenannte T-shaped Ingenieure gefordert, die das in **Abbildung 1** gezeigte Kompetenzprofil aufzeigen [2]. T-shaped Ingenieure besitzen Spezialwissen auf einem Gebiet und haben ein darauf ausgerichtetes Breitenwissen. Für Mechatronik-Ingenieure bedeutet dies, dass sie Spezialwissen in einem der Disziplinen Maschinenbau, Elektrotechnik oder Informationstechnik und daran gekop-

peltes Breitenwissen besitzen. Dies bildet die Verständnisgrundlage für den mechatronischen Produktentstehungsprozess. Zur Ausbildung von Systemingenieuren schlägt die acatech Studie vor, neue innovative Lehr- und Lernformate fest zu verankern.

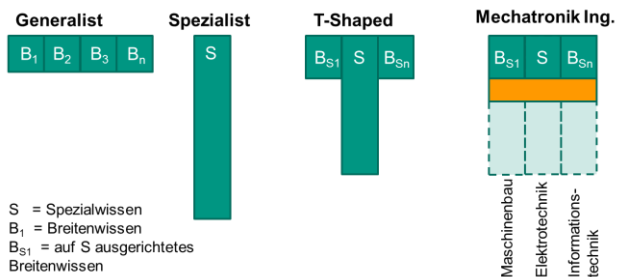


Abbildung 1: Vergleich von Kompetenzprofilen

Im Rahmen dieses Beitrags wird die Weiterentwicklung des Karlsruher Lehrmodells für Produktentwicklung (KaLeP) [3] auf Produktentstehung (Produktentwicklung und Fertigung) vorgestellt. Damit ist es möglich, auf die Bedürfnisse von Mechatronik-Ingenieuren einzugehen und gemäß der acatech Studie „gute Ingenieure“ auszubilden. *Ein guter Mechatronik-Ingenieur ist ein Systemingenieur, der das Ganze systemisch betrachtet und weiß, welche Konsequenz eine Änderung in einer Disziplin auf das Gesamtsystem hat [angelehnt an Definition acatech].*

2. Vorstellung des Lehrkonzepts

Im Rahmen dieses Beitrags wird ein projektbasierter Lehransatz vorgestellt, welcher das Ziel der interdisziplinären Zusammenarbeit und der berufsbefähigenden Kompetenzentwicklung von Mechatronik-Studierenden verfolgt. Das Konzept wurde im WS2014/15 erstmalig in der Lehrveranstaltung „Entwicklung mechatronischer Systeme und Produkte“ am KIT eingeführt. Das interfakultative Lehrkonzept wurde in enger Zusammenarbeit zwischen der Fakultät für Maschinenbau und der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik entwickelt und wird vom Institut für Produktentwicklung (IPEK) und dem Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme (IRS) durchgeführt.

Das hier vorgestellte Lehrkonzept nennt sich kooperationsorientierte Lehre (koop-L), bei welcher die Kooperation und das gezielte Schaffen von Entwicklungsschnittstellen zwischen Teams provoziert und somit eine enge und regelmäßige Abstimmung zwischen den Teams – ähnlich dem späteren Berufsalltag – hervorgerufen wird. Es stellt eine Erweiterung zum Karlsruher Lehrmodell für Produktentwicklung (KaLeP) [3] dar, welches die besondere Bedeutung von realistischen Entwicklungsumgebungen zum Erlangen von Entwicklungs-Kernkompetenzen betont. Durch das Erleben prägender Erfahrungen in gezielt geschaffenen Lernsituationen sollen Studierende Handlungskompetenz beim Lösen realkomplexer technischer Probleme erlangen.

2.1 Aufbau

Die Lehrveranstaltung besteht aus frontalen Vorlesungen unterbrochen durch integrierte Übungsphasen und einem

semesterbegleitenden Entwicklungsprojekt. Im Rahmen des Entwicklungsprojekts arbeiten die Studierenden in kooperierenden Teams zusammen. Zur Erfüllung der Entwicklungsaufgabe muss eine mechatronische Lösung für eine komplexe Aufgabenstellung entwickelt werden und sich auf einem simulierten Markt gegen Wettbewerber behaupten. Zur Überprüfung des Entwicklungsfortschritts werden Meilensteinsitzungen durchgeführt, in welchen gemäß den Phasen (Profil, Idee, Konzept, Detaillierung, Optimierung und Reflexion) zuvor definierte Entwicklungsstände (Strategie, Berechnungen, Konstruktionen und begründete Entscheidungen) von den Studierenden präsentiert und zusammen mit den Betreuern diskutiert werden. Die Organisation in Arbeitsteams wird erreicht, indem zu Beginn des Projekts, Teams mit jeweils 10 Studierenden gebildet werden, die ein Gesamtsystem zur Erfüllung der Entwicklungsaufgabe entwickeln und fertigen müssen. Wie in einer realen Entwicklungsumgebung arbeiten nicht alle Entwicklungsingenieure am gleichen Standort sondern sind auf zwei örtlich getrennte Gruppen aufgeteilt. Die zwei Gruppen arbeiten kooperativ als ein Team zusammen und jede Gruppe ist für die Entwicklung eines Teilsystems verantwortlich. Eine zielführende Erfüllung der Entwicklungsaufgabe ist nur gemeinschaftlich möglich. Indem zwei Gruppen sehr eng als Team mit unterschiedlichen Verantwortlichkeiten (Teamrollen) zusammenarbeiten, um eine gemeinsam gestellte Aufgabe zu erfüllen, werden Aspekte disziplinübergreifender Kommunikation erlebbar gemacht.

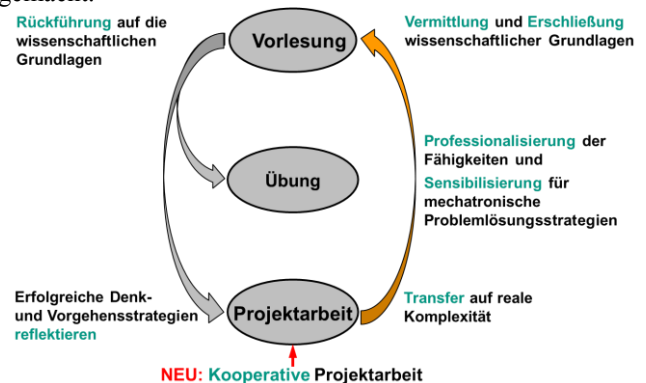


Abbildung 2: Aufbau der Lehrveranstaltung

Viele projektbasierte Lehransätze enden mit einem Wettbewerb der entwickelten Systeme. Im Fokus dieses Lehrkonzepts stehen jedoch nur die entwickelten Systeme sondern die bestmögliche Vorbereitung der Studierenden auf das spätere Berufsleben. Daher findet eine Woche nach dem Wettbewerb eine Abschlussvorlesung inkl. studentischer Reflexion statt. In dieser werden die Studierenden das erlebte Entwicklungsprojekt anhand des Ergebnisses kritisch reflektieren und ihre gemachten Erfahrungen vorstellen. Die Betreuer werden die Studierenden bei der Selbstreflexion unterstützen, um die gemachten Erfahrungen auf allgemeine Problemstellungen zu übertragen und mit den wissenschaftlichen Grundlagen aus den Vorlesungen zu verknüpfen. Somit wird der Kreis aus Vorlesung, Übung und Projektarbeit geschlossen und die Studierenden

können die gemachten Erfahrungen bestmöglich auf spätere Herausforderungen übertragen.

2.2 Kernelemente des Lehrkonzepts

Wie zuvor aufgezeigt, orientiert sich die Lehrveranstaltung stark an dem Berufsbild eines interdisziplinär agierenden Mechatronik-Ingenieurs. Dabei basiert das Lehrkonzept auf den drei Säulen des Karlsruher Lehrmodells für Produktentwicklung (KaLeP) [3]: Lehre (Vorlesung, Übung und Entwicklungsprojekt), Umfeld (industrieeähnliche Arbeitsumgebung) und dem Erwerb von Schlüsselqualifikationen. Um auf die Erweiterungen zum KaLeP einzugehen, werden im folgenden Aspekte der mechatronischen Systementwicklung und Produktentstehung genannt und aufgezeigt, wie diese im Rahmen der Lehrveranstaltung umgesetzt werden:

Mechatronische Systementwicklung ist Arbeiten in einer industriellen Arbeitsumgebung.

Nach Albers, Matthiesen, et. al. [3] ist das Sammeln von Erfahrung in einer industrieorientierten Arbeitsumgebung ein Schlüsselfaktor in der berufsbefähigenden Hochschullehre. Eine derartige Arbeitsumgebung wird in der Lehrveranstaltung simuliert, indem (1) jeder im Team definierte Verantwortlichkeiten besitzt, ein (2) organisierter Entwicklungsprozess zugrunde liegt, welcher Ergebnisse (Deliverables) definiert, (3) der Zugang zu charakteristischen IT-Systemen wie MATLAB Simulink, Creo2 und Cameo Systems Modeler gewährleistet ist sowie (4) der Umgang mit beschränkten Ressourcen und Restriktionen (Maschinenzeiten, Marktregeln) erlernt wird.

Mechatronische Systementwicklung ist Arbeiten in (interdisziplinären) Teams.

Um die interdisziplinäre Systementwicklung in disziplinübergreifenden Teams authentisch zu vermitteln, wird diese Lehrveranstaltung von zwei Instituten, die unterschiedlichen Fakultäten angehören, durchgeführt. Die Studierenden erleben interdisziplinäre Zusammenarbeit durch das Arbeiten in (heterogenen) Kleingruppen. Da derzeit nur Mechatronik-Studierende an der Veranstaltung teilnehmen, wird eine heterogene/interdisziplinäre Teamzusammensetzung durch Teamrollen und Spezialisierungen simuliert.

Mechatronische Systementwicklung ist ganzheitliche Entwicklung und Fertigung

Die Entwicklung sollte untrennbar mit der Fertigung des Produktes verknüpft sein. Die Fertigung ist nicht nur innerhalb der Konstruktion zu berücksichtigen, sondern auch durch die sehr wichtigen Validierungsaktivitäten innerhalb der Produktentwicklung gibt es den Bedarf nach gefertigten Bauteilen und Systemen. Der Ausdruck Produktentstehung, der Entwicklung und Fertigung zusammenfasst, berücksichtigt diesen wichtigen Aspekt.

Mechatronische Systementwicklung ist Arbeiten in räumlich verteilten Teams.

Um der realen Entwicklungsumgebung, die durch Globalisierung und weltweite verteilte Entwicklungsstandorte geprägt ist, so gerecht wie möglich zu werden, entwickeln die beiden kooperierenden Gruppen an räumlich verteilten

Entwicklungsstätten. Hierdurch wird die Kommunikation erschwert und die klare Definition von Schnittstellen gefordert.

Mechatronische Systementwicklung bedeutet Fehler machen und daraus lernen.

Fehler zu machen ist eine große Chance sein eigenes Denken und Handeln zu verbessern. Hierfür ist in Lehrveranstaltungen ein Umdenken notwendig. Im ersten Schritt müssen Fehler provoziert und zugelassen werden. Diese müssen im zweiten Schritt kritisch reflektiert, auf allgemeine Problemstellungen übertragen und mit den wissenschaftlichen Grundlagen aus der Vorlesung verknüpft werden. Hierfür sind die in Lehrveranstaltungen teilweise schmerzhaften Fehler notwendig um eine positive Fehlerkultur und systematische Fehlerkorrektur zu entwickeln.

Mechatronische Systementwicklung liegt eine strukturierte ingenieurmäßige Vorgehensweise zugrunde.

Die Studierenden lernen unterschiedliche Produktentstehungsprozesse wie beispielsweise V-Modell, Stage Gate, VDI 2221 und Scrum sowie die Problemlösungsmethode SPALTEN [10] kennen. In der Projektarbeit werden die Teams angehalten, (1) entlang eines Produktentstehungsprozesses zu arbeiten, (2) früh ihre Systeme zu validieren und geeignete (3) Modellierungs- und Simulationstechniken sowie (4) Prototypen einzusetzen.

Mechatronische Systementwicklung benötigt eine interdisziplinäre Systemmodellierung.

Die Anwendung der System Modeling Language (SysML) inklusive eines eigens hierfür entwickelten Schulungskonzeptes [4] sowie die Nutzung von Multidomänenmodellen erleichtert es den Teams die relevanten Informationen, Ziele und Anforderungen ihrer Systeme auszutauschen.

Mechatronische Systementwicklung ist die Entwicklung von Produkten, die sich im Wettbewerb zur Konkurrenz durchsetzen.

Zur Überprüfung der Leistungsfähigkeit treten die entwickelten Produkte auf einem simulierten Markt (Wettbewerb) mit zuvor definierten Regeln, gegeneinander an. Da sich die Marktsituation durch die Wettbewerber verändert (erzielte Punkte und benötigte Zeit), ist eine frühzeitige Abschätzung der Konkurrenz elementar wichtig. Die Abschätzung der Marktsituation, Entwicklung der Strategie und des Profils erfolgt in der Profilfindungsphase.

Mechatronische Systementwicklung benötigt kontinuierliche Validierung mit an den Wissensstand angepasstem virtuellem und physischem Testing.

Um eine zielgerichtete Entwicklung zu erreichen und unnötige cross gate Iterationen [5] zu vermeiden, müssen die Teams situationsangepasste Validierungswerkzeuge nutzen. Das frühe Aufzeigen der Tauglichkeit eines Konzepts, die frühe Validierung von kritischen Funktionen mit critical function prototyps [6] und Simulationen sind fest in der Lehrveranstaltung verankert. Gemäß „Fail early fail, cheap“ sind die Studierenden angehalten, früh und günstig Fehler und Iterationen zu provozieren und über die Zeit eine positive Fehlerkultur aufzubauen.

3. Semesterbegleitendes Entwicklungsprojekt

Um die Kernelemente des Lehrkonzepts umsetzen zu können und die Studierenden die Produktentstehung erleben zu lassen, ist ein semesterbegleitendes Entwicklungsprojekt zwingend erforderlich. Wie in Abbildung 4 zu sehen, gliedert sich das Projekt in die Phasen Profil, Idee, Konzept, Detaillierung, Optimierung und Selbstreflexion und bestreitet damit einen großen Teil der realen Produktentstehungspraxis - vom Profil inklusive Strategie über Konstruktion und Fertigung bis zur Einführung und Messung des Erfolges am Markt (time-to-money). Die letztendliche Funktionserfüllung (Validierung) muss im Rahmen eines Wettkampfes in Konkurrenz mit den anderen Produkten unter Beweis gestellt werden. Doch bis dahin ist es ein langer und steiniger Weg der Entwicklung mit Iterationen, Verifikation und Validierung. Den Studierenden werden zwar durch den Projektplan, Vorlesung und Best Practices, Handlungsempfehlungen an die Hand gegeben. Dennoch ist jede Produktentwicklung individuell und die Studierenden stehen vor den Entscheidungen: An welcher Stelle sind physische Prototypen, oder virtuelle Modelle geeignet, um die Produktentwicklung bestmöglich zu unterstützen und die Funktionserfüllung nachzuweisen? An welcher Stelle im Entwicklungsprozess macht es Sinn Teilfunktionen oder das Gesamtsystem zu erproben.

Im Folgenden wird genauer auf die Aspekte der modellbasierten Produktentwicklung und deren Unterstützung durch den zweckmäßigen Einsatz von real gefertigten oder virtuell simulierten Prototypen als Validierungswerkzeuge eingegangen.

3.1 Modellbasierter Entwurf

Im Sinne der gesamtsystemischen Produktentwicklung und der realitätsnahen Abbildung der industriellen Produktentstehung wird den Studierenden auf dem Weg vom Konzept zur finalen Umsetzung der notwendige Zwischenschritt über den modellbasierten Entwurf vorgestellt.

Virtuelle Modelle ermöglichen hierbei einen systematischen Entwurfsprozess und die frühzeitige Generierung eines umfassenden Systemverständnisses. Somit können Konzepte schnell verifiziert und Fehler erkannt werden. Nach Stachowiak wird ein Modell durch drei essenzielle Merkmale gekennzeichnet: Abbildung, Verkürzung und Pragmatismus [7]. Zusammengefasst ist ein Modell eine an die jeweilige Zielstellung angepasste Repräsentation eines natürlichen oder künstlichen Originals.

Für den modellbasierten Entwurf wird den Studierenden die in **Abbildung 3** dargestellte Vorgehensweise nahegelegt und passende Werkzeuge vorgestellt: Im ersten Schritt, der **Strukturierung**, wird das System in den Systemkontext eingebettet sowie von der Umwelt abgegrenzt. Zudem werden die Systemanforderungen spezifiziert und die Hierarchie und Schnittstellen der Funktionsträger definiert, die diese Anforderungen erfüllen sollen. Die Studierenden werden hierfür in der Anwendung der Modellierungssprache SysML geschult. Mit Hilfe der verschiede-

nen, vernetzten Diagramme lassen sich die Systemstrukturen geordnet analysieren und die Aufgabe in Teilaufgaben zerlegen.

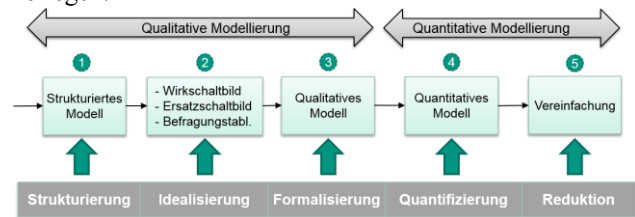


Abbildung 3: Schritte der modellbasierten Entwicklung

Im nachfolgenden **Idealisierungsschritt** kann das Modell durch Vernachlässigung irrelevanter Effekte auf Basis von Vorkenntnissen weiter vereinfacht werden, bevor im **Formalisierungsschritt** ein qualitatives Modell erzeugt wird. Hierfür werden den Studierenden die Vorteile einer universellen, domänenübergreifenden Beschreibungsform mit Bondgraphen bzw. generalisierten Ersatzschaltbildern und verallgemeinerten Koordinaten aufgezeigt [8]. Besonders für den Mechatronik-Ingenieur, welcher an den Schnittstellen der verschiedenen Domänen tätig ist, ist es wichtig, die beispielsweise in Wellstead [9] dargestellten Analogien und Wandler zwischen den Domänen zu kennen, um zu entscheiden in welcher Domäne die Funktion am besten umgesetzt werden kann. Um mit den so entstandenen mathematischen Zusammenhängen Vorhersagen für das Systemverhalten treffen zu können, müssen den Parametern anschließend im **Quantifizierungsschritt** Zahlenwerte zugeordnet werden. Dafür stehen sowohl exakte (Messung, Identifikation), als auch unscharfe (Befragung) Möglichkeiten zur Verfügung. Im Rahmen der Vorlesung wird das Least-Squares-Verfahren für statische Prozesse behandelt und für weitere Identifikationsmethoden auf spezielle Lehrveranstaltungen verwiesen. Das quantitative Modell kann gegebenenfalls noch in einem letzten **Reduktionsschritt** vereinfacht werden. Als Ergebnis erhält man ein Modell, welches die relevanten Effekte des realen Verhaltens sowie interne Wirkzusammenhänge beschreibt und somit ein geeignetes Werkzeug zur Simulation des Systems darstellt. Die so ermittelbaren quantitativen Vorhersagen, welche eine frühe Validierung und falls notwendig schnelle Korrekturingriffe ermöglichen, machen die Zeit- und Kostenersparnis durch virtuellen Entwurf für die Studierenden direkt erlebbar.

3.2 Physisches Testing

Nicht bei allen Fragestellungen sind virtuelle Modelle zielführend, da teilweise zu wenig Wissen über ein System oder die darauf einwirkenden Randbedingungen vorhanden ist. Zudem sollte ein finales Gesamtsystem unter realen Bedingungen und echten Anwendungsfällen validiert werden. Wie aus Türk [6] hervorgeht kann Testing auf vier Ebenen betrieben werden: (1) **Ausprobieren** um Zusammenhänge zu verstehen und ein Verständnis über Wirkzusammenhänge zu entwickeln, (2) **Experiment** zur Bestätigung oder Wiederlegung von Hypothesen und der Ermittlung von Einflußparametern, (3) **Verifikation** zur Über-

prüfung von Zielgrößen und der Absicherung von Anforderungen und (4) **Validierung** zum Testen in der Anwendung mit Kunden, der Absicherung eines robusten Systems und der Ermittlung von unbekanntem Effekten. Das zu testende System kann dabei, gemäß dem XiL-Ansatz [10], virtueller oder physischer Natur sein und die Unit Under Test umfassend oder selektiv getestet werden - unter Einbeziehung von nicht abgebildeten Systemeigenschaften durch ein Restsystemmodell. Türk unterscheidet Prototypen nach ihrer Wiedergabetreue (low und high fidelity) sowie nach dem Grad der Systemtiefe (Teilfunktion oder Gesamtsystem).

3.3 Virtuell oder physisches Testing

In der Vorlesung wurden industrielle Beispiele für Validierung auf unterschiedlichen Detaillierungsebenen und mit unterschiedlichen Zielsetzungen diskutiert. Die Studierenden haben dabei einen Einblick erhalten, wie Konzepte, Systeme oder Modelle zweckmäßig validiert werden können. Aus den vorgestellten Beispielen war erkennbar, dass vor allem bei Systemen, über die wenig Wissen vorhanden ist, eine Erprobung oder das Durchführen von Experimenten mit physischen Tests sinnvoll ist. Wohingegen bei bereits bekannten Systemen oder Systemen, bei denen mit ausreichender Genauigkeit das Systemverhalten virtuell nachgebildet werden kann, der Einsatz von virtuellen Methoden vorzuziehen ist.

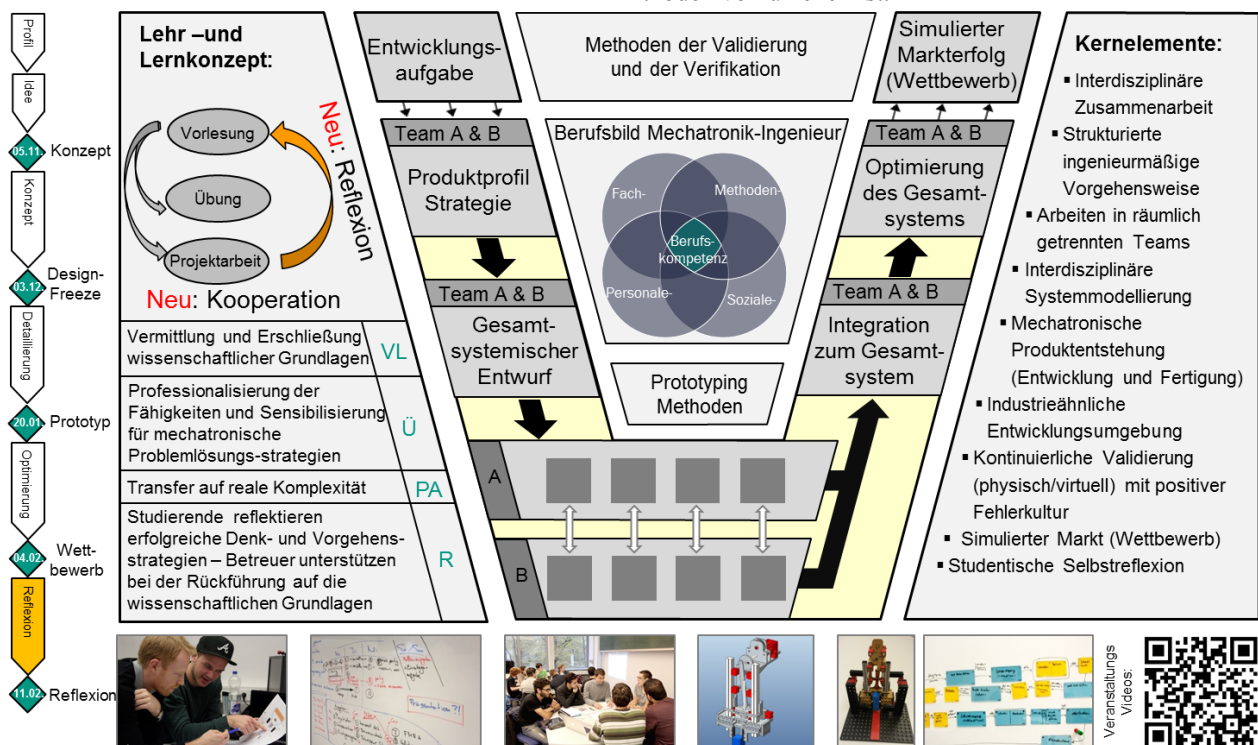


Abbildung 4: Framework der Lehrveranstaltung „Entwicklung mechatronischer Produkte und Systeme“ am KIT

3.4 Testing in verteilten mechatronischen Entwicklungsteams

Wie bereits aufgezeigt, wurden in der Lehrveranstaltung die Grundlagen zu den Themen Entwicklungsprozesse, interdisziplinäre Modellierungsansätze, Wichtigkeit von Iterationen zum Erkenntnisgewinn, unterschiedliche Arten von Prototypen und die Grundlagen zur modellbasierten Entwurf vermittelt. Die Studierenden haben diese Kenntnisse direkt in die Bearbeitung der Entwicklungsaufgabe einfließen lassen und jedes Team hat für sich selbst entschieden, an welcher Stelle Teilfunktionen oder das Gesamtsystem mit Prototypen oder virtuellen Modellen validiert wurden. Das Entwicklungsprojekt wurde wissenschaftlich betreut und die durchgeführten Entwicklungsschritte analysiert. Die entwickelten Systeme sind in Abbildung 4 dargestellt. Folgende Vorgehensweise und Strategie haben sich dabei abgezeichnet:

A Iteratives Anpassen

Diese Vorgehensweise zeichnet sich dadurch aus, dass es zu sehr vielen Iterationen, einer kontinuierlichen Anpassung der Entwicklung an sich ändernde Erkenntnisstände und einer sequentiellen Weiterentwicklung kommt. Die Entwicklungsschritte wurden wenig vorausgedacht und die Schnittstellen zwischen den Teams waren nur mäßig detailliert spezifiziert. Virtuelle Modelle wurden nur mäßig eingesetzt. **Vor- und Nachteile:** Geringes Entwicklungsrisiko, da steht ein funktionsfähiges System verfügbar war. Allerdings waren die Entwicklungsfortschritte langsam und ein hoher Ressourceneinsatz notwendig.

B Fokus auf Entwicklung von Teilsystemen

Diese Strategie zeichnet sich durch eine detaillierte Analyse aller Komponenten aus. Die Entwicklung der Teilsysteme erfolgte parallel und die Validierung der Teilsysteme wurde sehr ausführlich durchgeführt. Die Integration zum Gesamtsystem und dessen Validierung fand zu einem fort-

geschrittenen Zeitpunkt statt. **Vor- und Nachteile:** Jedes Teilsystem konnte fokussiert entwickelt werden. Durch die späte Integration besteht das Risiko, dass die Teilsysteme nicht optimal zusammenarbeiten und große Iterationen entstehen.

C Validierung im Gesamtsystem

Diese Strategie zeichnet sich durch eine parallele Entwicklung der Teilsysteme und frühen Integration zum Gesamtsystem aus. Die Validierung erfolgt vorwiegend im Gesamtsystem. **Vor- und Nachteile:** Alle Teilsysteme wurden sehr früh im realen Gesamtsystem auf Funktionserfüllung getestet. Jedoch waren die Teilsysteme zum Teil vom Entwicklungsfortschritt nicht so weit vorangeschritten, so dass gewisse Teilsysteme wieder aus dem Gesamtsystem ausgebaut und optimiert werden mussten.

D Virtuelle Detail-Modellierung

In dieser Strategie zeigt sich deutlich eine top down Vorgehensweise mit in den Entwicklungsprozess integrierter SysML-Modellierung, klarer Definition der Schnittstellen zwischen den Teams, klaren Verantwortlichkeiten im Team, einer ausgereiften CAD Konstruktion und der umfangreichen Nutzung von virtuellen Modellen aus. Die Validierung von Prinzipien fand sehr spät statt. **Vor- und Nachteile:** Alle Teilsysteme wurden virtuell getestet und es war ein sehr zügiger Entwicklungsfortschritt entlang eines vorgedachten Prozesses zu beobachten. Jedoch wurden wenige Funktionsprototypen entwickelt, weshalb einige kritische Stellen erst sehr spät sichtbar wurden.

3.5 Fazit

Da der Wettkampf zwischen den Teams noch aussteht, können über den Markterfolg der entwickelten Systeme keine Aussagen getroffen werden. Ein erstes Teilfazit zu den Validierungsstrategien erfolgt deshalb auf Basis von Beobachtung und Befragung der Studierenden:

- Der notwendige Entwicklungsaufwand ist bei allen Teams recht hoch.
- Die Validierung der Teilsysteme hat sehr viel Zeit in Anspruch genommen, wobei die Funktionserfüllung im Gesamtsystem vernachlässigt wurde.
- Einige Teams haben wenig virtuell modelliert und daher eine Vielzahl an aufwendigen physischen Prototypen entwickelt.

3.6 Studentische Selbstreflexion

Wie sich bei der Beobachtung der studentischen Teams gezeigt hat, hatten alle Teams mit erheblichen Problemen zu kämpfen, z.B. in der noch ausstehenden interaktiven Abschlussvorlesung inklusive der studentischen Selbstreflexion werden die Studierenden ihre Erfahrungen und die daraus abgeleiteten Key Learnings vorstellen. Die Betreuer werden sie dabei unterstützen, um die gemachten Erfahrungen auf allgemeine Problemstellungen zu übertragen und mit den wissenschaftlichen Grundlagen aus den Vorlesungen zu verknüpfen. Damit wird am Ende der Veranstaltung der Kreis aus Vorlesung, Übung und Projektarbeit geschlossen und die Studierenden können die gemachten

Erfahrungen bestmöglich auf spätere Herausforderungen übertragen. Wie wichtig die Selbstreflexion ist zeigen zwei Aussagen der Studierenden:

„... uns ist die Wichtigkeit von Prototypen sehr deutlich bewusst geworden, wir werden das nächste Mal früher und zielgerichtet validieren.“ „Wir haben uns im Detail verrannt. Nur eine Komponente weiterentwickelt und dabei das große Ganze aus dem Blick verloren.“

4. Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag beschreibt das (1) Berufsbild des Mechatronik-Ingenieurs und zeigt wie das Lehrkonzept darauf aufbaut, (2) verdeutlicht die Hauptbestandteile des Lehrkonzepts, (3) gibt einen Eindruck in die von den Studierenden durchgeführten Validierungsaktivitäten und (4) diskutiert deren zweckmäßigen Einsatz am Beispiel der Entwicklungsergebnisse. Trotz der sehr erfolgreichen Einführung der Lehrveranstaltung haben sich Verbesserungsmöglichkeiten gezeigt, welche im Folgejahr angegangen werden. Diese werden durch eine Umstellung im Curriculum und die Einführung des Mechatronik-Masters Studiengang begünstigt.

5. Literatur

- [1] Acatech, Faszination Konstruktion – Berufsbild und Tätigkeitsfeld im Wandel, 2012
- [2] <http://www.business-wissen.de> Zugriff am 08.01.2014
- [3] Breitschuh, J. & Albers, A.: Teaching and Testing in Mechanical Engineering Higher Education. In: Musekamp, F. & Spöttl, G. (Hrsg.) Kompetenz im Studium und in der Arbeitswelt. Nationale und internationale Ansätze zur Erfassung von Ingenieurkompetenzen. (2014)
- [4] Matthiesen, S., Schmidt, S., Moeser, G., & Munker, F. (2014). The Karlsruhe SysKIT Approach – A Three-Step SysML Teaching Approach for Mechatronic Students. In 24th CIRP Design Conference (6).
- [5] Meboldt, M., Matthiesen, S., & Lohmeyer, Q. (2012). The dilemma of managing iterations in time-to-market development processes. In 2nd International Workshop on Modelling and Management of Engineering Processes MMEP 2012, Cambridge, UK.
- [6] Türk D., Leutenecker B., Meboldt M. (2014). Experience the relevance of testing in engineering design education. Proceedings of the 10th International CDIO Conference, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, Spain, June 16-19, 2014.
- [7] Stachowiak, H. (1973), Allgemeine Modelltheorie, Springer-Verlag, Wien – New York
- [8] Janschek, K. (2010), Systementwurf mechatronischer Systeme: Methoden – Modelle - Konzepte, Springer, Berlin
- [9] Wellstead, P. E. (1979), Introduction to Physical System Modelling, Academic Press, London
- [10] Albers, A., & Geier, M. (2011). Validation activities in the X-in-the-loop framework. Vincentz.

Systematische Wahl der Modellierungstiefe im Entwurfsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel eines Geldautomaten

Systematic Selection of Modeling Depth in the Design Process of Mechatronic Systems Using the Example of an ATM

Dipl.-Ing. Matthias Lochbichler, Dipl.-Wirt.-Ing. Christopher Lankeit und Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik, Fürstenallee 11, 33102 Paderborn, Deutschland, matthias.lochbichler@hni.upb.de

Dr.-Ing. Martin Landwehr und Dipl.-Ing. Ludger Hoischen, Wincor Nixdorf International GmbH, Heinz-Nixdorf-Ring 1, 33106 Paderborn, Deutschland

Kurzfassung

Ein zentraler Bestandteil moderner Entwicklungsmethoden für mechatronische Systeme ist ein durchgängiger modellbasierter Entwurf. Modelle werden im gesamten Entwurfsprozess eingesetzt, z.B. zur Beschreibung und Analyse des dynamischen Verhaltens, zur Reglerauslegung sowie zur Auslegung der Aktuatoren und Sensoren. Eine große Herausforderung stellt hier die Wahl eines geeigneten Detaillierungsgrades/ einer Modellierungstiefe dar, d.h. die Genauigkeit der Berücksichtigung eines Effektes, damit die Modellierungsziele erfüllt werden. Hierzu wurden bereits vier Ebenen der Modellierungstiefe definiert und eine Methode zur systematischen Wahl der Modellierungstiefe im Entwurfsprozess vorgestellt [1,2]. Die definierten Ebenen der Modellierungstiefe sollen in zwei Bereichen des Entwurfsprozesses eingesetzt werden. Zum einen soll ihre systematische Wahl dem Entwickler helfen eine geeignete Modellierungstiefe für das zu modellierende System zu finden – als Entscheidungshilfe – und zum anderen eignen sich die Ebenen zur Klassifikation von Modellen und damit auch als Suchkriterium für das Auffinden eines geeigneten Modells aus einer Datenbank oder Bibliothek. Der modellbasierte Entwurf kann in weiten Teilen der Entwicklung von Geldautomaten eingesetzt werden, so dass eine große Anzahl an Modellen unterschiedlicher Modellierungstiefe entstehen können. Diese werden den vier Ebenen der Modellierungstiefe zugeordnet.

Abstract

A major component of modern development methods for mechatronic systems is a consistent model-based design. Models are used in various fields of this process, for example, to describe and analyze the dynamic behavior of the system, as well as for controller design, and to specify the actuators and sensors. The selection of an appropriate level of detail or modeling depth is essential, and one of the most challenging parts during modeling processes. The challenge is to find and select an appropriate dynamic behavior model with a sufficient modeling depth in order to fulfill the modeling objectives. Therefore, four levels of modeling depth were defined and a method for the systematic selection of the modeling depth in the design process was developed [1,2]. These levels of modeling depth can be used in two fields of the design process. On the one hand, the four levels can be used in order to find an appropriate modeling depth for a given system, and on the other hand these levels can be used to classify models. The aim is to find an appropriate model with a sufficient modeling depth from a database or library. The model-based design can be used in many fields of the development of ATMs, so there emerge many models with different modeling depths. These models are assigned to the four levels.

1 Einleitung

Moderne technische Systeme bestehen aus einer Vielzahl von Teilsystemen unterschiedlicher Fachdisziplinen und begleiten unseren Alltag, wie zum Beispiel Kraftfahrzeuge, Waschmaschinen und Geldautomaten. Der Funktionsumfang solcher Systeme steigt stetig. Während ein Geldautomat 1967 lediglich 10 Pfund Sterling pro Kunden auszahlen konnte [3], sind moderne „Cash Recycling-Systeme“ in der Lage mit einer Verarbeitungsgeschwindigkeit von zehn Noten pro Sekunde bis zu 200 Geldnoten ein- und auszuzahlen [4]. Die Integration neuer Funktionen (ob software- oder hardwareseitig) verursacht eine

steigende Systemkomplexität und erfordert neue innovative Entwicklungsmethoden zur Effizienzsteigerung sowie zur Komplexitätsbeherrschung.

Im Rahmen des Innovationsprojektes „Intelligente vernetzte Systeme für automatisierte Geldkreisläufe“ des Spitzenclusters „Intelligente Technische Systeme Ost-WestfalenLippe“ wird ein intelligenter Automat zur flexiblen Handhabung von Bargeld entwickelt [5]. Die Entwicklung des innovativen Geldautomaten erfolgt mithilfe moderner Entwicklungsmethodik, wie der VDI 2206 [6] und der am Heinz Nixdorf Institut entwickelten Entwurfssystematik „Entwurfstechnik Intelligente Mechatronik“ (ENTIME) [7] (vgl. **Bild 1**). Ein zentraler Bestandteil der Methoden ist der durchgängige modellbasierte Entwurf.

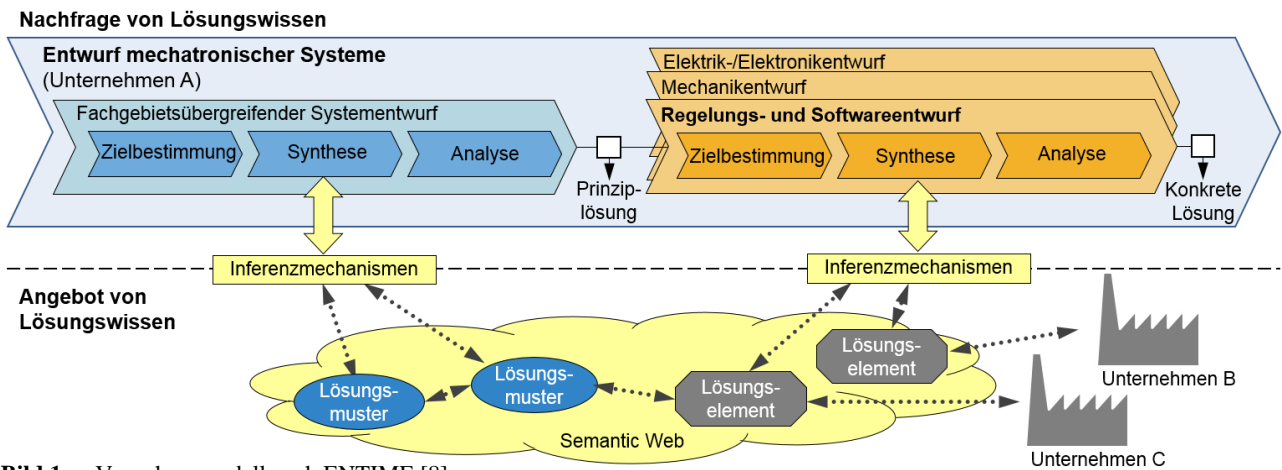


Bild 1 Vorgehensmodell nach ENTIME [8]

Der Einsatz von Modellen kann Entwicklungskosten und -zeit einsparen sowie die Anzahl von Prototypen stark reduzieren. Modelle werden im gesamten Entwurfsprozess eingesetzt, zur Beschreibung und Analyse des dynamischen Verhaltens, zur Reglerauslegung sowie zur Auslegung der Aktuatoren und Sensoren. Die Schwierigkeit besteht in der teilweise sehr aufwändigen Modellerstellung. Der Aufbau und die Art der Modellierung sind nicht formal beschrieben und daher sehr stark vom Ersteller des Modells abhängig. Die Wiederverwendung und nachträgliche Analyse von Modellen kann sehr aufwändig sein.

Eine große Herausforderung in der Modellierungsphase stellt die Wahl der Detaillierung eines Systems dar [9,10] – wie detailliert müssen einzelne Effekte im Modell berücksichtigt werden. Der Detaillierungsgrad wird häufig auch als Modellierungstiefe bezeichnet. Zum einen muss die Modellierungstiefe so gewählt werden, dass das Modell die Modellierungsziele erfüllt. Zum anderen ist die Modellerstellung mit einer hohen Modellierungstiefe sehr zeitintensiv, erfordert genaue Systemkenntnisse und verursacht dadurch hohe Kosten. Dies kann dazu führen, dass die Vorteile des modellbasierten Entwickelns durch eine kostenintensive Modellerstellungsphase nichtig gemacht werden. Das Ziel der Modellierungsphase ist es, ein Modell mit einer geeigneten Modellierungstiefe zu erstellen, welches die Modellierungsziele effizient erfüllt. In diesem Beitrag soll eine Methode zur systematischen Wahl der Modellierungstiefe vorgestellt werden.

Hierzu wurden vier Ebenen der Modellierungstiefe definiert [1] und weiterentwickelt [2,11]. Sie sind an den Entwurfsprozess mechatronischer Systeme angelehnt [6,7]. Im disziplinübergreifenden Systementwurf werden disziplinübergreifende Modelle des Gesamtsystems aufgebaut, die im Wesentlichen dem Funktionsnachweis dienen und sich somit einer geringeren Modellierungstiefe bedienen. Für den disziplinspezifischen Entwurf werden hingegen detaillierte Modelle der einzelnen Systemkomponenten ausgearbeitet. In der anschließenden Systemintegration – beispielsweise mithilfe von X-in-the-Loop-Techniken – werden die Eigenschaften abgesichert. Hierzu werden wiederum Modelle mit geringer Modellierungstiefe gebraucht, welche – im Unterschied zur Sys-

temkonzipierung – die Erkenntnisse des disziplinspezifischen Entwurfs beinhalten.

Die definierten Ebenen sollen in zweierlei Hinsicht eingesetzt werden. Zum einen sollen sie bei der Entwicklung der Methode zur systematischen Wahl der Modellierungstiefe genutzt werden und zum anderen sollen zur Wissenskonservierung sowie zur Wiederverwendung Modelle mithilfe der vier Ebenen klassifiziert werden. Die Ziele sind die Unterstützung der Entwickler bei der Erstellung von Modellen und bei der Suche nach einem Modell mit einer geeigneten Modellierungstiefe. In diesem Beitrag werden die vier Ebenen der Modellierungstiefe am Beispiel eines Geldautomaten vorgestellt.

Der modellbasierte Entwurf kann in vielen Teilen der Entwicklung von Geldautomaten eingesetzt werden, so dass eine große Anzahl an Modellen unterschiedlicher Modellierungstiefe entsteht. Diese sollen den vier Ebenen der Modellierungstiefe zugeordnet werden. Hierzu werden Modelle des gesamten Geldweges und einzelner Module mit unterschiedlicher Modellierungstiefe gezeigt. Die Modellarten der Module variieren dabei sehr stark. Das Verhalten eines Geldautomaten kann beispielsweise mithilfe eines Zustandsautomaten, eines Mehrkörpersystems bis hin zu einem detaillierten Finite-Elemente-Modells repräsentiert werden. Die Modellierung erfolgt größtenteils in dem CAD-basierten Mehrkörper-Simulationsprogramm RecurDyn der Firma FunctionBay [12]. Darüber hinaus werden in diesem Beitrag Maßnahmen zur Wiederverwendung der erstellten Modelle vorgestellt.

Zunächst werden im folgenden Kapitel der Begriff Modellierungstiefe definiert und die verwendete Entwurfsmethode für mechatronische Systeme vorgestellt. Anschließend werden im dritten Kapitel die vier Ebenen der Modellierungstiefe sowie ihre systematische Wahl und Anwendung präsentiert. Im vierten Kapitel werden Modelle im Entwurfsprozess eines Geldautomaten vorgestellt und den vier zuvor definierten Modellierungstiefenebenen zugeordnet. Zum Schluss folgen eine Zusammenfassung und ein Ausblick für zukünftige Arbeiten.

2 Definitionen und Methoden

Der modellbasierte Entwurf ist mittlerweile ein wichtiger Bestandteil bei der Entwicklung mechatronischer Systeme. Wie bereits erwähnt, stellt die Wahl der Modellierungstiefe dabei eine große Herausforderung dar. Im folgenden Abschnitt wird daher der Begriff Modellierungstiefe definiert und erläutert. Anschließend wird die verwendete Entwurfsmethode kurz vorgestellt.

2.1 Definition der Modellierungstiefe

Die Wahl eines geeigneten Modells mit einer ausreichenden Modellierungstiefe ist laut LAW und BROOKS eine große Herausforderung bei der Modellierung mechatronischer Systeme [9,10]. Einerseits muss die Modellierungstiefe so gewählt werden, dass das Modell die Modellierungsziele erfüllt und andererseits soll ein Modell so einfach wie möglich sein. Daher wird die Wahl der Modellierungstiefe in [13,14] auch mehr als eine „Kunst anstelle einer Wissenschaft“ bezeichnet. BROOKS bezeichnet die Modellierungstiefe als eine häufig verwendete Eigenschaft zum Vergleich verschiedener Modelle [10]. Allerdings existiert keine allgemein akzeptierte Definition der Modellierungstiefe, daher ist unser erstes Ziel den Begriff Modellierungstiefe zu definieren.

Nach unserem Verständnis beschreibt der Begriff Modellierungstiefe, wie detailliert physikalische Effekte und Zusammenhänge in einem Modell dargestellt werden. Eine hohe Modellierungstiefe bedeutet, dass die physikalischen Effekte sehr detailliert modelliert worden sind. Im Gegensatz dazu beruht ein Modell mit einer geringen Modellierungstiefe auf vielen Annahmen und Vereinfachungen. Die Modellierungstiefe wird in der Literatur teilweise auch als Detaillierungsgrad oder –tiefe bezeichnet und verhält sich komplementär zum Begriff Abstraktionsgrad.

2.2 Modellbasierter Entwurf mechatronischer Systeme

Für den modellbasierten Entwurf existieren verschiedenste Vorgehensmodelle und –weisen. In diesem Beitrag wird die Entwicklungssystematik „Entwurfstechnik Intelligente Mechatronik (ENTIME)“ [7] verwendet. Die ENTIME-Entwurfstechnik basiert im Wesentlichen auf dem Vorgehensmodell aus der VDI-Richtlinie 2206 [6] „Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme“ und detailliert die beiden Phasen „disziplinübergreifenden Systementwurf“ sowie den „disziplinspezifischen Entwurf“. Beide Phasen bestehen aus den drei Prozessschritten Zielbestimmung, Synthese und Analyse (vgl. **Bild 1**). Im disziplinübergreifenden Systementwurf werden beispielsweise die Gesamtfunktion eines Systems in Teilfunktionen aufgeteilt und bereits Modellierungsziele sowie die Modellierungstiefe erster idealisierter Dynamikmodelle festgelegt. Anschließend erfolgt die Synthese in der u.a. Lösungsmuster zur Funktionserfüllung ausgewählt werden (siehe **Bild 1**). In [15] wird ein Lösungsmuster als die abstrakte Darstellung einer Klasse von Lösungselementen

bezeichnet und beschreibt deren Struktur und Verhalten in verallgemeinerter Form. Im letzten Schritt erfolgen eine Analyse und eine Bewertung. Das Ergebnis des Systementwurfs ist eine Prinziplösung des Systems, welches die wesentlichen physikalischen und logischen Wirkungsweisen beschreibt. In der zweiten Phase erfolgt der disziplinspezifische Entwurf und die Prinziplösung wird konkretisiert. Dies erfolgt meist in getrennten Fachdisziplinen. Hierzu werden detaillierte Berechnungen und Auslegungen durchgeführt, um insbesondere die Funktionserfüllung kritischer Funktionen sicherzustellen. Im Zielbestimmungsschritt werden u.a. die Modellierungsziele angepasst und ggf. eine neue, detailliertere Modellierungstiefe für die einzelnen Komponenten gewählt. Anschließend werden die Lösungsmustermodelle durch Lösungselementmodelle in der Synthese ersetzt. Lösungselemente werden in [15] als realisierte und bewährte Lösungen zur Erfüllung einer Funktion des Gesamtsystems bezeichnet. Dies können Baugruppen, Module, Softwarebibliotheken, etc. sein. Zuletzt erfolgen wiederum eine Analyse und Bewertung und es entsteht eine konkrete Lösung. Die Eigenschaften der konkreten Lösung können anschließend in der Systemintegrationsphase (vgl. V-Modell [6]) mithilfe bekannter Methoden, wie beispielsweise SiL, HiL, usw. abgesichert werden [16].

Ein wichtiger Aspekt der ENTIME-Entwicklungssystematik ist das Bereitstellen und Wiederverwenden von Lösungswissen in Form von Lösungsmustern und -elementen [8]. Während der Syntheseschritte soll auf vorhandenes Lösungswissen zugegriffen werden können und neu entstehende Lösungsmuster und -elemente müssen wiederverwendbar gemacht werden. Ziel ist es, mithilfe semantischer Technologien die Suche nach geeigneten Lösungen effektiver zu gestalten, indem Unternehmen ihre Lösungselemente zur Verfügung stellen. Die genaue Umsetzung kann in [7] nachgelesen werden.

3 Systematische Wahl der Modellierungstiefe

Die vier Ebenen der Modellierungstiefe sind bereits in vorangegangenen Arbeiten definiert worden [1,2,11]. Sie werden im Folgenden erläutert. Anschließend werden die systematische Wahl und die Anwendung der Modellierungstiefenebenen präsentiert.

3.1 Die 4 Ebenen der Modellierungstiefe

Folgende Ebenen der Modellierungstiefe haben sich im Entwurfsprozess mechatronischer Systeme als sinnvoll erwiesen.

Ebene I: Idealisierte Funktion

Die Modelle der ersten Ebene besitzen die geringste Modellierungstiefe und somit den höchsten Abstraktionsgrad. Die zu untersuchenden Funktionen des Systems werden im Modell logisch abgebildet und nur die wichtigsten Zustände werden modelliert. Das Zeitverhalten bzw. das kontinuierliche Systemverhalten zwischen den Zuständen wird nicht

berücksichtigt. Beispiele für Modelle der idealisierten Funktion sind ereignisdiskrete Zustandsautomaten oder Flussdiagramme. Mithilfe dieser Modelle können Aktuatoren und Sensoren idealisiert dargestellt werden, wenn beispielsweise das dynamische Verhalten vernachlässigt werden kann.

Ebene II: Prinzipielle Machbarkeit

In der Ebene der prinzipiellen Machbarkeit bilden die Modelle das „quasi-kontinuierliche“ Zeitverhalten ab und werden physikalisch basiert modelliert. Nebeneffekte werden vernachlässigt oder werden auf eine einfache Art und Weise berücksichtigt. Die Modelle beschreiben Lösungsmuster, welche durch erste idealisierte dynamische Verhaltensmodelle repräsentiert werden. Modelle dieser Ebene dienen einem ersten Funktionsnachweis unter Betrachtung der Dynamik des Systems.

Ebene III: Systemspezifisches Verhalten

Die Modelle dieser Ebene basieren auf physikalischen Effekten und beinhalten ein detaillierteres dynamisches Verhalten der produktspezifischen Eigenschaften als Modelle der vorherigen Ebenen. Nebeneffekte werden auf einfache Weise berücksichtigt, z.B. mittels einer allgemeinen Kennlinie oder einem lineare Zusammenhang. Die Lösungsmustermodelle aus Ebene II werden durch Lösungselementmodelle ersetzt. Die Modelle dieser Ebene eignen sich für eine detaillierte Reglerauslegung oder zur Verifikation und Analyse des systemspezifischen dynamischen Verhaltens.

Ebene IV: Bauteiloptimierung

Die Modelle der Bauteiloptimierung beschreiben, wie auch die Modelle der Ebene II und III, physikalische Effekte und besitzen die höchste Modellierungstiefe. Alle wichtigen Effekte und Nebeneffekte werden so detailliert wie möglich abgebildet. Modelle dieser Ebene werden zur Optimierung von Aktuatoren und Sensoren, aber auch zur Validierung von Modellen mit geringerer Modellierungstiefe eingesetzt.

Die ersten beiden Ebenen der Modellierungstiefe sind dem disziplinübergreifenden Systementwurf zuzuordnen. In der zweiten Phase der ENTIME-Entwurfssystematik werden einzelne Teile eines Systems, welche zuvor in den Ebenen I und II vorliegen, in den jeweiligen Fachdisziplinen detailliert, so dass hier die Ebenen III und IV zum Einsatz kommen. Durch die Detaillierung können neue Effekte und Nebeneffekte auftreten. Oft reicht es aus diese neuen Effekte mit einer geringen Modellierungstiefe im Modell zu berücksichtigen. Daher können in dieser Phase Modelle in allen vier Modellierungstiefenebenen auftreten.

3.2 Systematische Wahl und Anwendung der Ebenen

Die definierten Ebenen der Modellierungstiefe sollen in zwei Bereichen des Entwurfsprozesses nach ENTIME eingesetzt werden. Zum einen soll ihre systematische Wahl dem Entwickler helfen eine geeignete Modellierungstiefe für das zu modellierende System zu finden – als Entscheidungshilfe – und zum anderen eignen sich die Ebenen zur Klassifikation von Modellen und damit auch

als Suchkriterium für das Auffinden eines geeigneten Modells aus einer Datenbank oder Bibliothek.

Systematische Wahl:

Im disziplinübergreifenden Systementwurf stehen, wie bereits erwähnt, die Ebenen I und II zur Wahl. Der Modellierer muss entscheiden, ob das dynamische Verhalten einer Komponente oder eines Teilsystems für die geplante Modellanalyse – und ggf. nur für diesen einen Fall – relevant ist oder nicht. Wenn das dynamische Verhalten relevant ist, dann muss die Ebene II gewählt werden. Ansonsten ist die Ebene I ausreichend.

In der zweiten Entwurfsphase – dem disziplinspezifischen Entwurf – werden die Modelle aus der vorherigen Phase detaillierter untersucht. Dabei können alle vier Ebenen der Modellierungstiefe auftreten. Wiederrum muss entschieden werden, ob das dynamische Verhalten eines Teilsystems/einer Komponente für die Untersuchung der Funktionserfüllung relevant ist oder nicht (siehe **Bild 2**). Ist dies nicht der Fall, so kann die Komponenten in Ebene I – logisch – abgebildet werden. Wenn das dynamische Verhalten der Komponente für die Untersuchung relevant ist, dann muss geprüft werden, ob es sich um eine kritische Funktion zur Funktionserfüllung handelt. Ist die Funktion unkritisch, kann sie durch idealisierte dynamische Verhaltensmodelle repräsentiert werden (Ebene II). Das letzte Kriterium entscheidet über die Ebenen III und IV. Handelt es sich um einen für die Untersuchung wesentlichen Effekt oder Vorgang, welcher dem Modellierer unbekannt ist, so wird dem Modellierer nahegelegt, die höchste Ebene der Modellierungstiefe zu wählen. Ansonsten sollte die Ebene III gewählt werden.

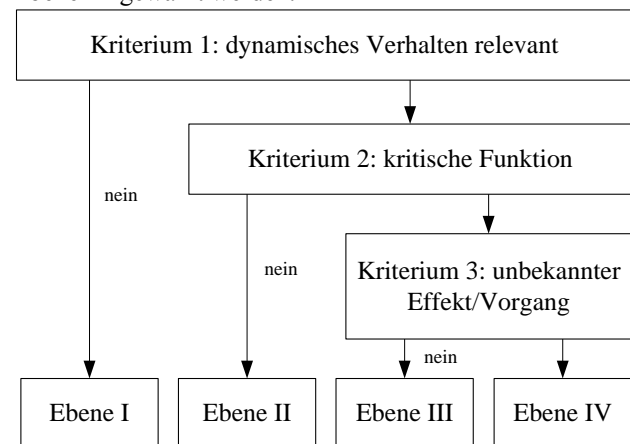


Bild 2 Vorgehensweise zur Wahl der Ebenen

Im Anschluss an die Wahl der Modellierungstiefe, welche im Zielbestimmungsschritt stattfindet (vgl. **Bild 1**), erfolgt die Synthese und Analyse. Ist das Ergebnis der Analyse des Modells nicht zufriedenstellend, kann eine falsche Wahl der Modellierungstiefe hierfür die Ursache sein. Die in **Bild 2** dargestellten Kriterien sollten überprüft und die Wahl überdacht werden. Auch Fehler oder Ungenauigkeiten in der Systemintegrationsphase können auf eine zu hohe bzw. zu geringe Modellierungstiefe einzelner Komponenten zurückzuführen sein.

Klassifikation von Modellen:

Im Laufe einer Entwicklung entsteht eine Vielzahl an Modellen mit verschiedenen Modellierungstiefen. Damit gewisse Vorgänge nicht bei jeder Neu- oder Weiterent-

wicklung von Systemen wiederholt werden, ist es sinnvoll Modelle nach einer erfolgreichen Entwicklung aufzubereiten und mittels Modellbibliotheken bzw. Datenbanken zu speichern. Mithilfe der definierten Modellierungstiefen können die Modelle gleicher Teil- oder Systeme klassifiziert werden. Gleichzeitig können sie als Suchkriterien dienen. Ziel ist es, das Auffinden von Modellen zu vereinfachen. Erste Ansätze wurden bereits in [11] vorgestellt.

4 Dynamikmodelle im Entwurfsprozess eines Geldautomaten

Im Rahmen des Innovationsprojektes „Intelligente vernetzte Systeme für automatisierte Geldkreisläufe“ wird ein intelligenter Automat zur flexiblen Handhabung von Bargeld entwickelt. In **Bild 3** ist die Entwicklungsaufgabe grafisch dargestellt.

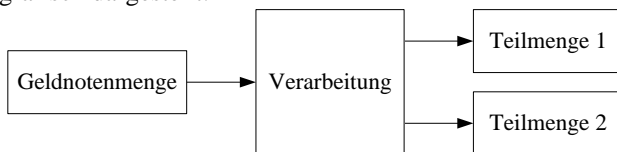


Bild 3 Entwicklungsaufgabe des Innovationsprojektes

Es liegt eine Geldnotenmenge mit zwei unterschiedlichen Eigenschaften vor (z.B. verschiedene Denominationen oder Wertigkeiten), die zu zwei Teilmengen verarbeitet werden soll. Zur Konkretisierung der Entwicklungsaufgabe werden einige Annahmen getroffen. Es wird angenommen, dass sich die Geldnotenmenge in einer herkömmlichen Geldkassette befindet, d.h. die Geldnoten liegen in einem Stapel vor. Darüber hinaus wird eine Verarbeitungsgeschwindigkeit festgelegt – also eine bestimmte Anzahl an Geldnoten, welche pro Sekunde in die beiden Teilmengen überführt werden. Die Gesamtfunktion *Verarbeitung der Geldnoten* lässt sich grundsätzlich in die Hauptfunktionen *Vereinzeln*, *Transportieren*, *Detektieren* und *Zuordnen* unterteilen (siehe **Bild 4**). Beim *Detektieren* muss die Eigenschaft erfasst werden, nach der entschieden wird, welcher der beiden Teilmengen eine Note zuzuordnen ist. Das *Vereinzeln* beschreibt das Trennen einer einzelnen Note von der Notenmenge.

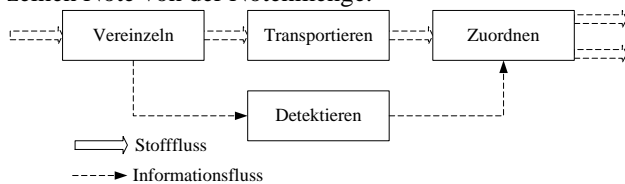


Bild 4 Hauptfunktionen der Geldnotenverarbeitung

Im Entwurfsprozess dieses Geldautomaten können an vielen verschiedenen Stellen Dynamikmodelle sinnvoll eingesetzt werden. Im Folgenden werden einige ausgewählte Modelle vorgestellt und den vier Ebenen der Modellierungstiefe zugeordnet. Das **Bild 5** zeigt einige dieser Modelle. Zunächst wird im disziplinübergreifenden Systementwurf eine Prinziplösung des Systems erstellt, welche die wesentlichen physikalischen und logischen Wirkungsweisen beschreibt. Sowohl die Geldnote als auch die Führungselemente und Kontakte sind dynamisch relevant und werden somit nach der entwickelten Methode zur systema-

tischen Wahl der Modellierungstiefe in Ebene II modelliert. Im oberen Teil von **Bild 5** ist der physikalische Teil der Prinziplösung dargestellt. Das Modell besteht u.a. aus Führungselementen mit einer idealisierten Kontaktberechnung. Die Geldnotenbewegung erfolgt durch eine an den Führungselementen anliegende Oberflächengeschwindigkeit auf welche die Geldnote beschleunigt wird. Die Geldnote ist aus einer Starrkörperkette mit Drehfedern und -dämpfern zwischen den Starrkörpern modelliert, welche das elastische Verhalten der Geldnote widerspiegeln.

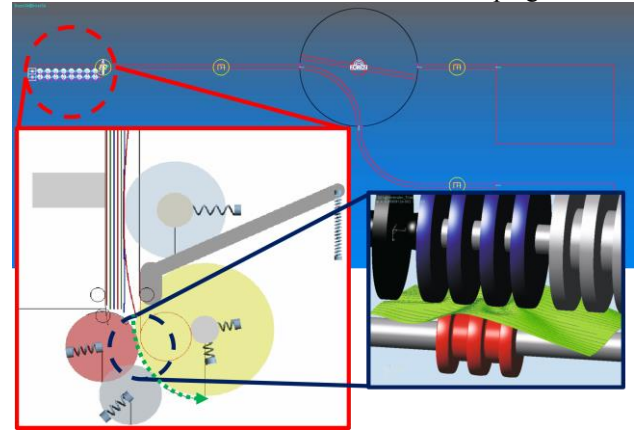


Bild 5 Idealisiertes Geldautomatenmodell, MKS-Modell des Vereinzelungsmoduls und FE-Modell der Verformung im Vereinzelungsspalt (vgl. [17])

Das dynamische Verhalten der Antriebsaktuatoren, der Aktuatoren für das Umschalten der Weiche sowie der Sensoren sind erst einmal irrelevant und werden daher in der Ebene I abgebildet – gemessene Signale liegen in der gewünschten Güte vor und die Aktuatoren stellen die benötigten Stellgrößen. Ergänzt wird dieses Modell um eine erste idealisierte Ablaufsteuerung, welche die Vereinzelungs- und Transportgeschwindigkeit der Geldnoten vorgibt, das idealisierte Sensorsignal einliest und die Ansteuerung der Aktuatoren übernimmt (z.B. das Schalten der Weiche). Das Gesamtmodell dient der Beschreibung der wesentlichen physikalischen und logischen Wirkungsweisen des Systems, welche im disziplinspezifischen Entwurf konkretisiert werden. Es wird eine erste Grobgestalt festgelegt. Mögliche Engpässe beim Transport der Geldnoten können bereits identifiziert werden. Darüber hinaus können mithilfe dieses Modells erste Verarbeitungsgeschwindigkeiten unter idealisierten Bedingungen abgeschätzt werden und man erhält einen differenzierten Eindruck der Anforderungen an die Aktuatoren.

Im disziplinspezifischen Entwurf erfolgt eine detaillierte Auslegung von Teilsystemen auf Basis der zuvor entwickelten Prinziplösung, um insbesondere die Funktionserfüllung kritischer Funktionen sicherzustellen. Das Vereinzeln stellt eine solche kritische Funktion dar. Für die erfolgreiche Verarbeitung der Geldnoten muss eine einwandfreie Vereinzelung der Geldnoten sichergestellt sein. In **Bild 5** links ist das in [17] erstellte Modell des Vereinzelungsmoduls dargestellt, welches als Beispiel für den disziplinspezifischen Entwurf dient. Der grüne Pfeil deutet die Transportrichtung an. Das Modul wird mithilfe eines zweidimensionalen Mehrkörpersystems approximiert. Im

Gegensatz zu einem 3D-FE-Modell erlaubt das 2D-MKS-Modell die Simulation des gesamten Vereinzelungsvorgangs, um somit eine Systemanalyse zu ermöglichen [17]. Die zuvor idealisierten Führungselemente werden durch angetriebene Walzen ersetzt und eine detailliertere Kontaktkraftberechnung zwischen den Walzen und der Geldnote ergänzt. Hierdurch wird die Modellierungstiefe auf Ebene III erhöht. Die erforderlichen Aktuatoren für den Antrieb werden weiterhin idealisiert betrachtet und können ggf. um eine Stellgrößenbeschränkung ergänzt werden, so dass sich die Modellierungstiefe von Ebene I auf Ebene II erhöhen würde. Das Modell in **Bild 5** rechts zeigt ein detailliertes FE-Modell der Geldnotenverformung im sogenannten Vereinzelungsspalt. Dieser entsteht durch das ineinander verschränkte Walzenpaar, wie in **Bild 5** rechts sichtbar. Die auftretenden Kräfte im Vereinzelungsspalt sind für die Vereinzelung entscheidend. Dieses Modell ist der Modellierungstiefenebene IV zuzuordnen, da sowohl die Geldnote als auch das Walzenpaar sehr detailliert abgebildet wurde. Es wurde zur Verifikation des 2D-MKS-Modells eingesetzt.

5 Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden vier Ebenen der Modellierungstiefe präsentiert: *idealisierte Funktion, prinzipielle Machbarkeit, systemspezifisches Verhalten* und *Bauteiloptimierung*. Diese Ebenen werden zum einen für eine Methode zur systematischen Wahl der Modellierungstiefe und zum anderen zur Klassifikation von Modellen verwendet. Am Beispiel eines komplexen Geldautomaten wurde gezeigt, dass sich die im Entwurfsprozess auftretenden Modelle den vier zuvor definierten Ebenen der Modellierungstiefe zuordnen lassen. Exemplarisch wurde das an einem Gesamtmodell des Geldautomaten sowie an einem Vereinzelungsmodul gezeigt.

6 Danksagung

Teile dieses Beitrags sind im Rahmen des Spitzenclusters „Intelligente Technische Systeme OstWestfalenLippe (it’s OWL)“ im Innovationsprojekt „Intelligente vernetzte Systeme für automatisierte Geldkreisläufe“ (InverSa) entstanden. Das Projekt wird vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) gefördert und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA) betreut.

7 Literatur

- [1] Lochbichler, M.; Schmüdderrich, T.; Brökelmann, J.; Trächtler, A.: *Methodology for Selecting the Modeling Depth of Object-Oriented Behavioral Models*. In: Proceedings of International Conference on Modeling and Simulation ICMS, Zurich, Switzerland, July 2012.
- [2] Schmüdderrich, T.; Lochbichler, M.; Brökelmann, J.; Trächtler, A.: *Methodik zur anforderungsgerechten Wahl der Modellierungstiefe von Verhaltensmodellen für die virtuelle Inbetriebnahme*. In: VDI Mechatronik 2013, Aachen 2013, S. 43-48.
- [3] Spiegel: *40 Jahre Bargeld-Spender: Als Geldautomaten noch Öffnungszeiten hatten*. www.spiegel.de, 2014.
- [4] Wincor Nixdorf International GmbH: www.wincornixdorf.com, 2014.
- [5] Spitzencluster it’s owl: *Intelligente Technische Systeme OstWestfalenLippe*. www.its-owl.de, 2014.
- [6] Richtlinie VDI 2206: *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Juni 2004.
- [7] Gausemeier, J. (Hrsg.); Schäfer, W. (Hrsg.); Trächtler, A. (Hrsg.): *Semantische Technologien im Entwurf mechatronischer Systeme: Effektiver Austausch von Lösungswissen in Branchenwertschöpfungsketten*. Carl Hanser Verlag München, 2014.
- [8] Ostersötebier, F.; Dziwok, S.; Bauer, F.; Trächtler, A.; Schäfer, W.; Gausemeier, J.: *Unterstützung des mechatronischen Entwurfs durch die effektive Suche nach Lösungselementen mithilfe von semantischen Technologien*. In: Maurer, M.; Schulze, S.-O. (Hrsg.): Tag des Systems Engineering. 7.-9. November 2012, Paderborn, Hanser, München, 2012, S. 207-216.
- [9] Law, A. M.: *Simulation model’s level of detail determines effectiveness*. Industrial Engineering 23 (10), 1991, pp. 16-18.
- [10] Brooks, R. J., Tobias, A. M.: *Choosing the Best Model: Level of Detail, Complexity, and Model Performance*. Mathematical and Computer Modeling, Vol. 24, No. 4, 1996, pp. 1-14.
- [11] Lochbichler, M.; Oestersötebier, F.; Trächtler, A.: *Dynamic Behavior Models and Their Modeling Depth in the Design Process of Mechatronic Systems*. In: Proceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2014, 14.-20. November 2014 Montreal, Kanada, 2014.
- [12] FunctionBay GmbH: www.functionbay.de, 2014.
- [13] Robinson, S., Bhatia, V.: *Secrets of Successful Simulation Projects*. Proceedings of the 1995 Winter Simulation Conference, 1995, pp. 61-67.
- [14] Law, A. M.: *How to Build Valid and Credible Simulation Models*. Proceedings of 2009 Winter Simulation Conference, 2009, pp. 24-33.
- [15] Gausemeier, J.; Schäfer, W.; Anacker, H.; Bauer, F.; Dziwok, S.: *Einsatz semantischer Technologien im Entwurf mechatronischer Systeme*. In: Gausemeier, J.; Rammig, F.; Schäfer, W.; Trächtler, A. (Hrsg.): 8. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme. 19./20. Mai 2011, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 294, Paderborn, 2011, S. 7-35.
- [16] Isermann, R.: *Fahrdynamik-Regelung – Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Springer-Verlag 2006.
- [17] Just, V.: *Modellbasierte Analyse und regelungstechnische Maßnahmen zur Optimierung des Vereinzelungsvorgangs in Bankautomaten*. Dissertation, Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Regelungstechnik und Mechatronik, 2014.

Modellbasierte Entwicklung mit Rexroth-Steuergeräten unter Nutzung von offenen Standards

Model-based engineering using Rexroth controllers and open standards

Nils Menager, Lars Mikelsons, Niklas Worschech
Bosch Rexroth AG, 97816 Lohr a. Main, Deutschland,
{nils.menager, lars.mikelsons, niklas.worschech}@boschrexroth.de

Kurzfassung

Aufgrund der steigenden Anforderungen bezüglich Komplexität der Anlage und Verkürzung der Entwicklungszeit wird immer häufiger auf modellbasierte Entwicklungsmethoden zurückgegriffen, bei denen der Entwicklungsprozess bis hin zum Betrieb durch Modelle begleitet wird, was sowohl zu Zeit- als auch zu Kosteneinsparungen führt. Ein wesentlicher Bestandteil des modellbasierten Engineerings ist die Codegenerierung. Neben dem klassischen Rapid Control Prototyping, der Generierung von ausführbarem Regler-Code aus Simulationsmodellen, kann die Methode der Codegenerierung beispielsweise zu Diagnosezwecken (Fehlererkennung sowie Fehlerprädiktion) oder zur Realisierung von neuartigen Regelungsmethoden wie Model Predictive Control verwendet werden. In diesem Beitrag wird eine auf offenen Standards basierende Toolchain vorgestellt, mit deren Hilfe die modellbasierte Entwicklung mit Rexroth-Steuerungen ermöglicht wird. Die vorgestellte Toolchain wird anschließend verwendet, um aus dem Simulationsmodell eines Reglers ausführbaren Code zur Regelung eines hydraulischen Antriebs zu generieren.

Abstract

Due to the increasing requirements regarding the complexity of technical systems and the decrease of development times, model-based engineering methods are used more and more. This means, that the entire development process through to the commissioning is supported by models, which leads to both time and cost reductions. An important part of model-based engineering is the code generation. In addition to the classical Rapid Control Prototyping, i.e. the generation of executable controller code from simulation models, the method of code generation can for example be used for diagnosis (error detection and error prediction) or for the realization of new control strategies such as Model Predictive Control. In this paper, a toolchain based on open standards is presented, which provides the possibility to realize model-based engineering for Rexroth controllers. This toolchain is finally used to generate executable code from a simulation model in order to control a hydraulic drive.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die zunehmende Komplexität heutiger Systeme erfordert die Abkehr von konventionellen Entwicklungsmethoden hin zum modellbasierten Engineering. Hierbei wird der gesamte Entwicklungsprozess bis hin zum Betrieb durch Modelle begleitet. Eine konsequente Verfolgung dieses Ansatzes spart sowohl Zeit als auch Kosten, beispielsweise durch die Vermeidung mehrfacher Implementierungen und kürzerer Iterationen. Eine wesentliche Ausprägung des modellbasierten Engineerings ist die Codegenerierung, also die Erzeugung von Code aus Simulations- bzw. Engineeringtools heraus. Der generierte Code kann für eine Vielzahl von Anwendungen verwendet werden. Ein klassisches Einsatzfeld ist das *Rapid Control Prototyping*. Während des Entwicklungsprozesses einer neuen Anlage wird in der Regel ein Simulationsmodell der Anlage innerhalb einer Simulationsumgebung erstellt. Für eine Untersuchung der Dynamik des Systems ist innerhalb der Simulationsumgebung zusätzlich ein Modell des Reglers erforderlich. In einer späteren Phase des Entwicklungsprozesses ist

es notwendig, den Regler unter realen Bedingungen, d.h. auf echter Regelungshardware, zu testen, um beispielsweise die Echtzeitfähigkeit des Regelungs-Algorithmus zu validieren. An dieser Stelle wird bisher die bereits vorhandene Implementierung in Form des Simulationsmodells nicht weiter verwendet. Stattdessen wird innerhalb des Engineeringtools der Steuerung der Regelungs-Algorithmus komplett neu implementiert. Häufig wird dabei auf einen bereits implementierten Standard-Regler zurückgegriffen, auch wenn dieser unter Umständen weniger performant ist. Dieses Vorgehen bringt insgesamt einige wesentliche Nachteile mit sich.

Zunächst bedeutet eine Re-Implementierung bereits vorhandener Teile immer zusätzlichen Zeit- und damit Kostenaufwand sowie eine potentielle Fehlerquelle. Da der Regler bei der Re-Implementierung in der Regel in einer anderen Sprache (zumeist SPS Programmiersprachen nach IEC 61131) implementiert wird als innerhalb der Simulationsumgebung, kann nicht garantiert werden, dass sich beide Regler gleich verhalten. Aus diesem Grund ist es wünschenswert, den bereits vorhandenen Regler aus der Simulationsumgebung auf der Regelungs-Hardware wei-

terverwenden zu können. Ein Lösungsansatz ist es, aus dem Simulationsmodell des Reglers ausführbaren Code zu generieren, der auf der Steuerung in Echtzeit ausgeführt wird.

Neben der Weiterverwendung des Simulationsmodells des Reglers als Regelungs-Algorithmus auf der Steuerung ist es ebenso möglich, das Simulationsmodell der Regelstrecke weiterzuverwenden und den daraus generierten Code auf der Steuerung auszuführen. Dies kann beispielsweise zu Diagnosezwecken eingesetzt werden. Hierbei wird mit Hilfe des Simulationsmodell das erwartete Verhalten des Systems vorausberechnet und mit dem tatsächlichen, von Sensoren gemessenen Verhalten, verglichen. Abweichungen zwischen erwarteten und gemessenen Ergebnissen lassen auf einen Fehlerfall schließen und ermöglichen, bei entsprechend genauen Fehlermodellen, unter Umständen sogar eine Identifikation der Ursache des Fehlers. Zusätzlich ist es denkbar, auch zukünftig auftretende Fehler frühzeitig detektieren zu können, was zu einer Reduzierung der Stillstandszeiten führen kann.

Das Simulationsmodell der Regelstrecke kann darüber hinaus auch für moderne Regelungsstrategien wie *Model Predictive Control* verwendet werden. Hierbei wird mit Hilfe des dynamischen Simulationsmodells der Anlage, welches ohnehin während des Entwicklungsprozesses entsteht, das zukünftige Verhalten der Anlage vorausberechnet. Diese Vorhersage des zukünftigen Verhaltens wird in Kombination mit der Messung des aktuellen Zustands dazu verwendet, mit Hilfe mathematischer Optimierungsverfahren einen optimalen Systemeingang (bezogen auf einen vorher definierten Sollzustand) für den nächsten Zeitschritt zu berechnen.

Es existieren bereits Möglichkeiten, Code aus Simulationsmodellen zu generieren und diesen auf einer Echtzeit-Hardware auszuführen, beispielsweise bei der Verwendung einer Toolchain auf Basis von MATLAB/Simulink. Für Bosch Rexroth hat diese Toolchain jedoch einige Nachteile. Ein Grund dafür ist, dass die beschriebene Toolchain aufgrund der hohen Lizenzgebühren sehr kostenintensiv ist. Der Großteil der Rexroth-Kunden haben häufig keine Möglichkeit, diese Toolchain zu verwenden, weswegen die Anwendung der Methoden der modellbasierten Entwicklung diesen Kunden nicht möglich ist. Des Weiteren ist das Codegenerierungs-Modul von MATLAB/Simulink eine Blackbox und kann nicht verändert werden. Sollen bereits bestehende Funktionen (z.B. einer API) unmittelbar mit in den generierten Code integriert werden, ist es nicht möglich, das Codegenerierungs-Modul anzupassen. Ein dritter Nachteil ist die Release-Häufigkeit der Software (i.d.R. zweimal jährlich). Da bei einem neuen Release nicht ersichtlich ist, welche Änderungen an der Codegenerierung vorgenommen wurden, müssen alle bestehenden Modelle mit der Erscheinung einer neuen MATLAB/Simulink Version neu getestet werden. Zusätzlich ist MATLAB/Simulink zwar sehr gut zum Regler-Design geeignet, für die Beschreibung der Regelstrecke ist Simulink

jedoch nur mäßig geeignet. Hierfür sind objekt-orientierte Modellierungssprachen wie Modelica deutlich besser geeignet. Aus diesem Grund sind häufig zwei unterschiedliche Simulationsumgebungen zur Beschreibung des Reglers und der Regelstrecke notwendig.

Daher wird in diesem Beitrag eine alternative Toolchain vorgestellt, die die zuvor genannten Nachteile nicht aufweist. Die auf offenen Standards basierende Toolchain kann schließlich verwendet werden, um Code aus Simulationsmodellen zu erzeugen und diesen auf Rexroth-Industriesteuerungen auszuführen. Zur Validierung der Funktionsweise der Toolchain wird ein Beispiel für den Anwendungsfall *Rapid Control Prototyping* gewählt. Aus einer Simulationsumgebung heraus wird automatisiert Regler-Code erzeugt, der anschließend in Echtzeit auf der Steuerung ausgeführt wird.

1.2 Aufbau des Beitrags

Dieser Beitrag ist wie folgt gegliedert. Im zweiten Abschnitt wird die auf offenen Standards basierende Toolchain vorgestellt. Dabei werden zunächst die Anforderungen an die Toolchain abgeleitet und anschließend die einzelnen Komponenten beschrieben, die darin zum Einsatz kommen. Anschließend werden diese Komponenten miteinander verknüpft und die Gesamtstruktur der Toolchain präsentiert. Dabei werden zwei unterschiedliche Arten von Steuerungen unterschieden (Industriesteuerungen sowie Mobilsteuerungen), welche beide durch die Toolchain unterstützt werden. Der dritte Abschnitt beschäftigt sich mit einer speziellen Komponente der Toolchain, dem Simulationskern. Im Fokus liegen die numerischen Verfahren zum Lösen der Modellgleichungen. Aufgrund der Echtzeitanforderung der Simulation sind lediglich spezielle Verfahren zulässig. Im vierten Abschnitt wird diese Toolchain verwendet, um aus dem Simulationsmodell eines Reglers Code zu erzeugen und diesen Code auf einem Rexroth Industriesteuerungen auszuführen. Dies entspricht dem Einsatzgebiet *Rapid Control Prototyping*. Abschließend folgt eine Zusammenfassung sowie ein Ausblick auf aktuelle Arbeiten.

2 Toolchain für modellbasierte Entwicklung

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, basiert eine häufig genutzte Toolchain für modellbasierte Entwicklung auf MATLAB/Simulink. Um die daraus resultierenden Nachteile zu umgehen, wird eine auf offenen Standards basierende Toolchain entwickelt. Im Folgenden werden zunächst die Anforderungen an die Toolchain präsentiert.

2.1 Anforderungen an die Toolchain

Bosch Rexroth vertreibt sowohl Industriesteuerungen (z.B. Rexroth IndraControl XM22) als auch Mobilsteuerungen (z.B. BODAS RC Controller). Eine Anforderung an die Toolchain ist es, dass beide Arten von Steuerungen ohne Modifikationen an den Steuerungen unterstützt wer-

den. Die weiteren Anforderungen ergeben sich unmittelbar aus den Nachteilen der MATLAB/Simulink-Toolchain, die in der Einleitung beschrieben wurden. Die Codegenerierung soll flexibel sein und bei Bedarf angepasst werden können, um beispielsweise bereits vorhandene Funktionen einer Schnittstelle verwenden zu können. Weiterhin soll die Toolchain nicht hauptsächlich auf kommerziellen Tools basieren, sondern stattdessen offene Standards verwenden, um einerseits externe Abhängigkeiten und andererseits Kosten zu vermeiden. Eine weitere Anforderung ist es, dass die Toolchain einfach und intuitiv zu bedienen ist.

2.2 Komponenten der Toolchain

Modelica/Compiler Den Ausgangspunkt der entwickelten Toolchain stellen Modelica-Modelle dar. Modelica ist eine objekt-orientierte Sprache zur Modellierung domänenübergreifender physikalischer Systeme [1]. Um Modelica-Modelle simulieren zu können, wird ein Modelica-Compiler benötigt. Es existieren sowohl kommerzielle (z.B. Dymola, SimulationX) als auch Open-Source-Modelica-Compiler (z.B. OpenModelica, JModelica.org). Für die Entwicklung dieser Toolchain wird der OpenModelica-Compiler verwendet. Ein Teil des Compilers ist das Codegenerierungs-Modul. An dieser Stelle besitzt Bosch Rexroth ein eigenentwickeltes Codegenerierungs-Modul zur Generierung von C++-Code aus den Modelica-Modellen. Aus diesem Grund ist die Codegenerierung komplett flexibel, da die Codegenerierung je nach Bedarf angepasst werden kann. Für den detaillierten Aufbau des OpenModelica-Compilers und der Funktionsweise der einzelnen Komponenten sei auf [2] verwiesen.

Simulationskern Der mit Hilfe des Modelica-Compilers erzeugte C++-Code beinhaltet die Modellbeschreibung bzw. die zugrunde liegenden mathematischen Gleichungen. Allerdings beinhaltet der Code keine Informationen darüber, wie die Gleichungen gelöst werden. An dieser Stelle wird ein Simulationskern benötigt, der unter anderem die numerischen Verfahren zur Lösung der mathematischen Gleichungen beinhaltet. Die Forderung der Echtzeitfähigkeit der Simulation ist eine harte Anforderung an die numerischen Verfahren, weswegen spezielle Methoden verwendet werden müssen. Darauf wird in **Kapitel 3** detaillierter eingegangen. Weiterhin hat der Simulationskern die Aufgabe, den Ablauf der Simulation zu steuern (z.B. auftretende Events zu behandeln) sowie die benötigten Simulationsergebnisse zu speichern. Der verwendete Simulationskern wird ebenfalls von Bosch Rexroth entwickelt [3]. Dieser ist in C++ geschrieben und unterstützt unmittelbar die mit Hilfe der Codegenerierung des OpenModelica-Compilers generierten Modelle. Sofern Teile der Codegenerierung geändert werden, besteht somit unmittelbar die Möglichkeit, die entsprechend notwendigen Änderungen an dem Simulationskern ebenfalls vorzunehmen, was eine vollkommene Flexibilität ermöglicht.

Compiler für Zielhardware Um den Code auf der Zielhardware ausführen zu können, muss dieser mit Hilfe ei-

nes Compilers für das Betriebssystem der Zielhardware kompiliert werden. An dieser Stelle unterscheiden sich die verschiedenen Steuerungen. Auf den Bosch Rexroth Industriesteuerungen läuft das Echtzeit-Betriebssystem *VxWorks*, während die Mobilsteuerungen auf einem TriCore-Chip basieren und, ähnlich wie Mikrocontroller, kein richtiges Betriebssystem verwenden. Folglich werden für die verschiedenen Plattformen unterschiedliche Compiler benötigt. Für die Industriesteuerungen wird ein spezieller VxWorks-Compiler der Firma *Windriver* verwendet, für die Mobilsteuerungen steht ein TriCore-Compiler der Firma *HighTec* zur Verfügung. Mit Hilfe des jeweiligen Compilers kann letztendlich ausführbarer Code für die Zielhardware erzeugt werden. Das Ergebnis des Kompilierungsvorgangs ist entweder eine Bibliothek (Industriesteuerungen) oder eine *.hex*-Datei (Mobilsteuerungen).

Engineering-Umgebung Der letzte notwendige Schritt ist die Integration des kompilierten, ausführbaren Codes in ein Projekt, welches auf die Steuerung geladen werden kann. Auch hier muss zwischen den verschiedenen Steuerungen unterschieden werden. Wünschenswert ist es, dass der Inbetriebnahme-Ingenieur weiterhin die gewohnte Entwicklungsumgebung verwenden kann und die Integration des Codes in das Steuerungsprojekt weitestgehend automatisiert erfolgt.

Im Fall der Industriesteuerung besteht die Möglichkeit, in der Entwicklungsumgebung der Steuerung (*Rexroth IndraWorks*) wie gewohnt ein Projekt anzulegen, welches aus unterschiedlichen Funktionen und Funktionsbausteinen besteht. Statt die Implementierung des Funktionsbausteins in SPS-Programmiersprachen nach IEC 61131 vorzunehmen, besteht unter anderem die Möglichkeit, eine externe Implementierung zu dem Baustein hinzuzulinken. An dieser Stelle wird das *OpenCore Interface* [4] verwendet. Dies ist eine hauseigene Schnittstelle (verfügbar in verschiedenen Hochsprachen wie C/C++, C#, LabView, Matlab, Modelica), um von außen auf die Steuerung zugreifen zu können. Diese beinhaltet unter anderem Funktionen zum Lesen oder Schreiben von Steuerungsparametern und Variablen, Starten oder Stoppen von Applikationen, Triggern von Tasks oder Ausführen von Motion-Befehlen. Weiterhin bietet das OpenCore Interface die zuvor erwähnte Funktionalität, extern implementierte Funktionen zu Funktionsbausteinen hinzuzulinken.

Werden Mobilsteuerungen verwendet, ist zum Bespielen der Steuerung die Entwicklungsumgebung *BODAS service* notwendig. Das Tool bietet die Möglichkeit, ein vorhandenes *.hex*-File auf die Steuerung zu laden und stellt darüber hinaus Funktionalitäten zu Diagnosezwecken bereit, beispielsweise das Anzeigen und Ändern von Parametern und Variablen. Die Kopplung zwischen dem auszuführenden Modellcode und der Steuerung basiert auf einer Schnittstelle (API) der Steuerung. Diese API stellt Funktionen bereit, um beispielsweise Tasks anzulegen oder auszuführende Programmteile einem Task zuzuordnen. An dieser Stelle

ist es wichtig, dass die Codegenerierung modifizierbar ist, damit die notwendigen Schnittstellen-Funktionen direkt in den generierten Code mit eingebunden werden können.

2.3 Gesamtstruktur der Toolchain

Die zuvor dargestellten Komponenten werden schließlich miteinander verbunden, sodass eine durchgängige Toolchain vom Modelica-Modell hin zu dem Projekt entsteht, welches auf der jeweiligen Steuerung ausgeführt wird. Die Gesamtstruktur ist in **Bild 1** dargestellt. Die Abarbeitung der aufeinanderfolgenden Schritte lässt sich vollständig automatisieren, sodass der Anwender lediglich das Modelica-Modell aufbaut und dieses Modelica-Modell einem Skript übergibt. Als Ergebnis kann unmittelbar die Bibliothek erhalten werden, die der Anwender durch Anhängen an einen Funktionsbaustein in sein SPS-Projekt einbinden kann. Auf diese Weise ist es möglich, ein Steuerungsprojekt wie gewohnt zu erstellen, wobei einzelne Funktionsbausteine eine Implementierung in SPS-Sprachen und einzelne Funktionsbausteine in C/C++-Code beinhalten können. Im Fall der Mobilsteuerungen ist die Ausgabe des Skriptes ein *.hex*-File, welches anschließend mit Hilfe des gewohnten Programms *BODAS service* auf die Steuerung gespielt werden kann.

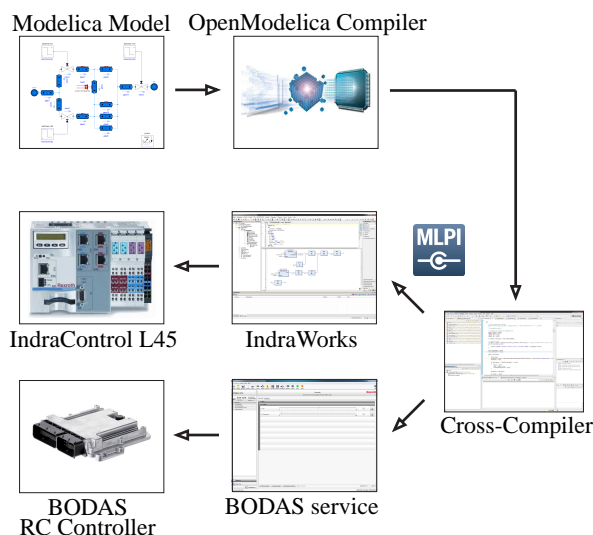


Bild 1 Struktur der Toolchain

3 Numerische Verfahren für die Echtzeitsimulation

Um die mathematischen Gleichungen (bei denen es sich in der Regel um gewöhnliche Differentialgleichungen (DGL) handelt), die in dem generierten Code integriert sind, lösen und den Simulationsablauf steuern zu können, wird der Simulationskern benötigt. Dieser Simulationskern beinhaltet den DGL-Löser und wird zusammen mit dem Modellcode für das Zielsystem kompiliert und dort ausgeführt. Im Folgenden werden zunächst allgemeine Anforderungen an die Funktionsweise von echtzeitfähigen Lösungsverfahren diskutiert. Anschließend wird auf eine spezielle Klasse von

geeigneten Methoden eingegangen, die linear-impliziten Runge-Kutta-Verfahren (Rosenbrock-Verfahren).

3.1 Anforderungen an Echtzeit-Löser

Die Entwicklung von DGL-Lösern versucht in der Regel, die Berechnungszeit so minimal wie möglich zu halten, ohne jedoch auf Genauigkeit oder Stabilität der Lösung zu verzichten. Dafür verwenden die gebräuchlichen Löser wie das Dassel- oder das Radau-Verfahren unter anderem Methoden wie eine variable Schrittweitensteuerung, die eine geringe Schrittweite nur dann verwendet, sofern dies erforderlich ist. Zusätzlich wird die Jacobi-Matrix lediglich dann neu ausgewertet, wenn keine Konvergenz erreicht werden konnte.

Da die Ausführung des Codes hier in Echtzeit erfolgen muss, müssen entsprechend harte Bedingungen an die numerischen Verfahren gestellt werden. Es muss in jedem Fall garantiert werden, dass nach Ablauf eines Zyklus die Berechnung des Modells um eben diese Zykluszeit fortgeschritten ist. Daher muss immer die worst-case-Laufzeit betrachtet werden. Falls eine geringe Schrittweite auch nur an einer Stelle benötigt wird, so muss mit dieser Schrittweite kalkuliert werden. Weiterhin tritt jedoch das Problem auf, dass die gängigen impliziten Verfahren in jedem Zeitschritt mindestens ein nichtlineares Gleichungssystem lösen müssen. Diese Systeme erfordern ein iteratives Verfahren wie das Newton-Verfahren zur Lösung, für welches jedoch keine feste Anzahl an Iterationen vorgegeben werden kann, innerhalb der die Lösung konvergiert.

Zur Lösung der Gleichungen werden folglich Verfahren mit einer festen Schrittweite benötigt, die zudem keine nichtlinearen Gleichungen lösen müssen. Es ist offensichtlich, dass die expliziten Runge-Kutta-Verfahren diese Anforderungen erfüllen. Der einfachste Vertreter dieser Klasse, das explizite Euler-Verfahren, ist eines der am häufigsten eingesetzten Lösungsverfahren zur Lösung von Differentialgleichungen unter Echtzeitbedingungen. Leider weisen explizite Verfahren zumeist einen stark eingeschränkten Stabilitätsbereich auf, was vor allem bei steifen Systemen problematisch ist. Daher ist es notwendig, den Simulationskern um Verfahren zur Lösung von steifen Systemen, die mit Hilfe des expliziten Euler-Verfahrens oder des klassischen Runge-Kutta-Verfahrens 4. Ordnung nicht gelöst werden können, zu ergänzen.

In der Regel besitzen implizite Runge-Kutta-Verfahren gute Stabilitätseigenschaften. Jedoch erfordern diese in der Regel die Lösung eines nichtlinearen Gleichungssystems. Eine Linearisierung der impliziten Runge-Kutta-Verfahren führt auf die Klasse der Rosenbrock-Verfahren, auch bekannt als linear-implizite Runge-Kutta-Verfahren. Diese bieten die selben Stabilitätseigenschaften, ersetzen jedoch die Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems durch die Lösung eines linearen Gleichungssystems, was nicht-iterativ möglich ist. Auf diese Klasse von Lösungsverfahren wird im nächsten Abschnitt eingegangen.

3.2 Rosenbrock-Verfahren

Für Modellgleichungen, gegeben in der Zustandsform

$$\frac{\partial y}{\partial t} = f(y, t) \quad y(t_0) = y_0 \quad (1)$$

$$f: \mathbb{R}^n \times [t_0, \infty] \rightarrow \mathbb{R}^n \quad t_0 \in \mathbb{R} \quad y_0 \in \mathbb{R}^n, \quad (2)$$

ist der einfachste Vertreter der Klasse der Rosenbrock-Verfahren das linear-implizite Euler-Verfahren, welches folgendermaßen definiert ist:

$$\left(\frac{1}{h} I - \frac{\partial f}{\partial y}(t_n, y_n) \right) u = f(t_n, y_n) + \frac{\partial f}{\partial t}(t_n, y_n) \quad (3)$$

$$y_{n+1} = y_n + u. \quad (4)$$

Für Methoden mit einer höheren Ordnung werden mehrere Stufen benötigt. Dafür wird die effiziente Implementierung von [5] verwendet. Ein Schritt ist hierbei gegeben durch

$$\left(\frac{1}{h\gamma_{ii}} I - \frac{\partial f}{\partial y}(t_n, y_n) \right) u_i = f\left(t_n + \alpha_i h, y_n + \sum_{j=1}^{i-1} a_{ij} u_j\right) \quad (5)$$

$$+ \sum_{j=1}^{i-1} \frac{c_{ij}}{h} u_j + \gamma_i h \frac{\partial f}{\partial t}(t_n, y_n) \quad i = 1, \dots, s \quad (6)$$

$$y_{n+1} = y_n + \sum_{j=1}^s m_j u_j, \quad (7)$$

wobei $\gamma_{ij}, \alpha_i, c_{ij}, m_i$ Konstanten sind. Werden spezielle Kombinationen von Konstanten gewählt, können Methoden mit verschiedener Ordnung erhalten werden, die jeweils eine unterschiedliche Anzahl an Funktionsauswertungen benötigen. In dem verwendeten Simulationskern werden insbesondere die Methoden verwendet, die eine, zwei bzw. drei Funktionsauswertungen benötigen, was jeweils zu einem Rosenbrock-Verfahren der Ordnung eins (linear-implizites Euler-Verfahren), drei (ROS3P [6]) bzw. vier (L-stable-Methode nach [5]) führt.

Die auftretende Jacobi-Matrix wird mit Hilfe der Methode der finiten Differenzen numerisch berechnet und wird einmal pro Schritt neu berechnet. Für die Auswertung der Jacobi-Matrix wird die effiziente Methodik der *Colored Jacobians* verwendet [7].

4 Anwendungsfall Rapid Control Prototyping

Die in **Kapitel 2** vorgestellte Toolchain soll im Folgenden verwendet werden, um einen in Modelica entwickelten Regler auf einer Steuerung auszuführen. Prinzipiell funktioniert die Toolchain sowohl für Industriesteuerungen als auch für Mobilsteuerungen sehr ähnlich. Im Rahmen dieses Beitrages wird daher lediglich die modellbasierte Entwicklung für ein Bosch Rexroth Industriesteuerung (Rexroth IndraControl XM22) durchgeführt. Als Beispiel dient die Auslegung eines hydro-mechanischen Systems, konkret die Auslegung einer Presse. Die Struktur des Modelica-

Modells ist in **Bild 2** dargestellt. Das Modell besteht aus einer Druckversorgung (innerhalb der Komponente HPU), einem Ventil sowie einem Differentialzylinder. Für die Regelung der Anlage ist ein Soll-Geschwindigkeitsprofil für den Zylinderkolben vorgegeben. Das daraus abgeleitete Positionsprofil ist in **Bild 3** in Form der blauen Kurve gezeigt.

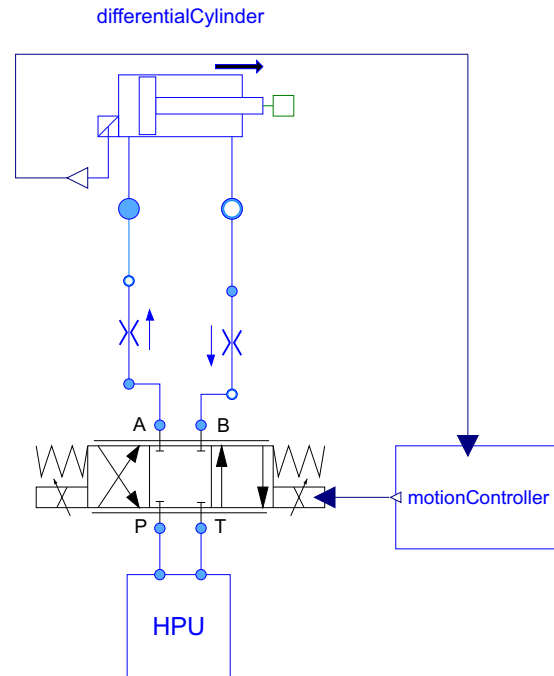


Bild 2 Modell der Regelstrecke

Um die Dynamik des Systems untersuchen zu können, befindet sich innerhalb des *MotionController*-Blockes der Regler. Dabei handelt es sich um einen Positionsregler mit einer Geschwindigkeitsvorsteuerung. Aus diesem Regler wird mit Hilfe der vorgestellten Toolchain Code zur Ausführung auf der Steuerung generiert. Nachdem der OpenModelica-Compiler aus dem Modelica-Modell C++-Code generiert hat und dieser, gemeinsam mit dem Simulationskern, mit Hilfe des Windriver VxWorks Compilers kompiliert wurde, befindet sich der gesamte kompilierte Code in einer Bibliothek. Diese Bibliothek wird auf den internen Speicher der Industriesteuerung verschoben und wie gewohnt ein SPS-Projekt innerhalb von IndraWorks angelegt. Für den Regler wird innerhalb des Projektes ein neuer Funktionsbaustein angelegt, welcher einen Eingang und einen Ausgang besitzt. Die Anzahl der Ein- und Ausgänge entspricht dabei genau der Anzahl im Modelica-Modell (vgl. **Bild 2**). Innerhalb IndraWorks muss in den Funktionsbaustein-Eigenschaften noch die Option *externe Implementierung* ausgewählt werden. Die Zuordnung zwischen der Bibliothek und dem Funktionsbaustein erfolgt mit Hilfe von OpenCore Engineering-Befehlen. Der benötigte Code wird bereits von der Codegenerierung mit erzeugt und befindet sich innerhalb der Bibliothek. Die Ausführung des Codes erfolgt automatisch beim Starten der Steuerung.

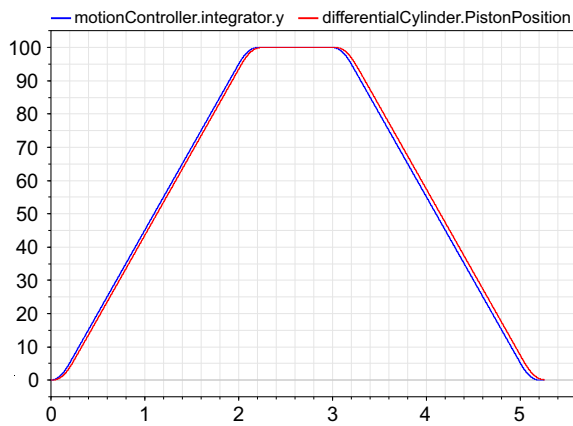


Bild 3 Sollposition (blau) sowie Istposition (rot) des Zylinderkolbens nach der HiL-Simulation

Virtuelle Inbetriebnahme Die virtuelle Inbetriebnahme ist eine weitere Ausprägung modellbasierter Entwicklung. Die Validierung des Reglers erfolgt in diesem Beitrag an der virtuellen Regelstrecke. Dazu ist eine Hardware-In-The-Loop-Kopplung zwischen Simulationsumgebung und Steuerung notwendig. Wie bereits in Abschnitt 2.2 erwähnt, besteht die Möglichkeit, mit Hilfe des *OpenCore Interfaces* von außen auf die Funktionen der Steuerung zugreifen zu können. Um diese Funktionen in Modelica verwenden zu können, wurde die Modelica-Bibliothek *mlpi4Modelica* entwickelt, die die C/C++-Funktionen kapselt und als Modelica-Funktionen verfügbar macht. Diese Funktionen werden verwendet, um eine Modelica-Komponente *MLPICoupler* zu entwickeln, die sämtliche notwendige Aufgaben für eine HiL-Simulation übernimmt, unter anderem das Setzen der Eingänge der Steuerung, das Lesen der Ausgänge der Steuerung sowie die Synchronisation zwischen Simulationsumgebung und Steuerung.

Für die Hardware-In-The-Loop-Simulation wird im Simulationsmodell der Block *motionController* durch die *MLPICoupler*-Komponente ersetzt. Das Simulationsergebnis der Zylinderkolbenposition ist als rote Kurve in **Bild 3** dargestellt. Zwischen der Sollkurve und der Istkurve ist bereits eine gute Übereinstimmung zu erkennen. Für den Betrieb an der finalen Anlage sind die Reglerparameter aufgrund des unterschiedlichen Verhaltens von realer Anlage und Simulationsmodell in der Regel noch in geringem Rahmen nachzuzustieren. Insgesamt ergibt sich durch die Verwendung von modellbasierten Entwicklungsmethoden eine deutliche Zeitreduzierung, da der Regler rein virtuell ausgelegt wird und virtuell in Betrieb genommen wird. Es muss für die Inbetriebnahme des Reglers folglich nicht gewartet werden, bis die Anlage verfügbar ist. An der realen Anlage ist lediglich die Nachjustierung vorzunehmen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Eine häufig zur modellbasierten Entwicklung verwendete Toolchain basiert auf der Verwendung von MATLAB/Simulink. Aufgrund einiger Nachteile, die mit der Verwendung dieser Toolchain einhergehen, wird in diesem

Beitrag eine alternative Lösung vorgestellt. Diese verwendet offene Standards (Modelica als offener Sprachstandard zur Beschreibung physikalischer Systeme, OpenSource-Modelica-Compiler) und erlaubt das automatisierte Ausführen von aus Simulationsmodellen generiertem Code direkt auf Bosch Rexroth Steuerungen. Die Methoden der modellbasierten Entwicklung lassen sich auf unterschiedliche Einsatzgebiete anwenden, darunter Rapid Control Prototyping, Model Predictive Control oder die Fehlererkennung im Rahmen der Diagnose.

Die Toolchain wird in diesem Beitrag auf einen Anwendungsfall (hydro-mechanische Presse) angewendet, um die Methodik des Rapid Control Prototypings zur modellbasierten Reglerentwicklung anzuwenden. Die Validierung des Reglers erfolgt in diesem Beitrag über eine Hardware-In-The-Loop-Kopplung an einer virtuellen Regelstrecke der Presse, die ebenfalls in Modelica vorhanden ist. Da die Validierung des Reglers bisher nur an virtuellen Regelstrecken erfolgt ist, besteht eine Hauptbestrebung momentan darin, den generierten Regler an einer realen Anlage zur Regelung einzusetzen. Ein weiteres Thema für die Zukunft ist die Umsetzung von *Model Predictive Control* für den Einsatz auf Bosch Rexroth Steuerungen. Dazu ist der Simulationskern zusätzlich um die mathematischen Methoden zur Optimierung des Systemeingangs zu erweitern. Diese müssen schließlich so effizient implementiert werden, dass die Durchführung der Optimierung innerhalb der vorgegebenen Rechenzeit (Zykluszeit) abgeschlossen ist.

6 Literatur

- [1] Fritzson, P.: *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 3.3: A Cyber-Physical Approach*. Wiley, 2014.
- [2] Fritzson, P. et al.: *The open source Modelica project*. In: Proceedings of the 2nd International Modelica Conference, March 18-19, 2002, Oberpfaffenhofen, Germany.
- [3] Worschech, N.; Mikelsons, L.: *A Toolchain for Real-Time Simulation using the OpenModelica Compiler*. In: Proceedings of the 9th International Modelica Conference, September 3-5, 2012, Munich, Germany.
- [4] Engels, E.; Gabler, T.: *Universelle Programmierschnittstelle für Motion-Logic Systeme*. In: Struktur, Funktionen und Anwendung in Forschung und Lehre, Tagungsband AALE 2012.
- [5] Hairer, E.; Wanner, G.: *Solving Ordinary Differential Equations II - Stiff and Differential-Algebraic Problems*. Springer, 2002.
- [6] Lang, J.; Verwer, J.: *ROS3P - an accurate third-order Rosenbrock solver designed for parabolic problems*. BIT Numerical Mathematics. (2001) vol. 41, num. 4, S. 731-738.
- [7] Braun, W. et al.: *Fast simulation of fluid models with colored jacobians*. In: Proceedings of the 9th International Modelica Conference, September 3-5, 2012, Munich, Germany.

Einfluss von Elastizitäten in Fahrwerken auf die Fahrdynamik

Influence of elasticities in chassis on vehicle dynamics

Frédéric Etienne Kracht M.Sc., frederic.kracht@uni-due.de, Prof. Dr. Dieter Schramm, dieter.schramm@uni-due.de, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland; Dr.-Ing. Michael Unterreiner, michael.unterreiner@porsche.de, Dr. ing. h. c. F. Porsche AG, Porschestrasse 911, 71287 Weissach (Böblingen)

Kurzfassung

Aufgrund der steigenden Komplexität von Regelungsaufgaben im Fahrwerk, steigt die Nachfrage nach genaueren Modellen, die auf Rechenkapazität beschränkten Systemen echtzeitfähig agieren. In diesem Beitrag wird eine der am häufigsten gemachten Annahmen untersucht, bei der metallische Bauteile als starre Körper angenommen werden. Aufgrund der auftretenden Kräfte bei verschiedenen Fahrmanövern resultieren jedoch elastische Verformungen einzelner Komponenten, welche wiederum zu einer Veränderung der kinematischen Bewegungsmöglichkeiten führen. Durch eine Sensitivitätsanalyse lässt sich am Beispiel der vorderen Doppelquerlenkerradaufhängung des Formula-E Rennwagens der Universität Duisburg-Essen zeigen, welche Bauteile unter welchen Lastfällen maßgeblich für die elastokinematischen Freiheitsgrade verantwortlich sind und wie diese sich auf die Fahrwerkenngrößen auswirken. Damit ist es in der Zukunft möglich, Modelle um den vernachlässigbaren elastischen Einfluss einzelner Komponenten zu reduzieren und somit laufzeitoptimierte Modelle bei systemangepasster Genauigkeit zu erstellen.

1 Einleitung

Fahrwerke bestehen aus einer Vielzahl von Komponenten, worunter mechanische Bauteile wie Räder, Radaufhängungen, Lagerungen, Lenkung, Bremsen, Stabilisator, Achsantrieb und Achsträger zählen (siehe **Bild 1**). Weitere Komponenten des Fahrwerks sind elektronische Bauteile, wie Regel- und Assistenzsysteme und deren informatrischen Elemente, die Sensoren. [1]



Bild 1 Fahrwerkkomponenten des Rennwagens A40-02 des Formula-E Teams der Universität Duisburg-Essen

Damit ergibt sich, dass das Fahrwerk ein mechatronisches Gesamtsystem ist (siehe **Bild 2**).

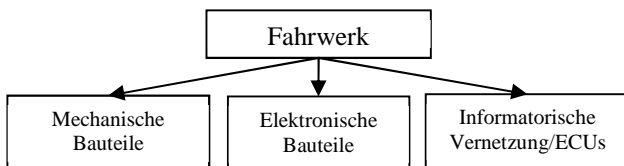


Bild 2 Mechatronische Fahrwerkgruppen

Durch die Anordnung und Auslegung der verschiedenen mechanischen Bauteile werden die Radbewegung und damit die Fahrdynamik, der Fahrkomfort und die Fahr-sicherheit definiert. Bei den unterschiedlichen Fahrmanövern treten jedoch mannigfaltige Lastzustände auf, welche

die gewünschten Eigenschaften beeinflussen. Deshalb werden immer öfter aktive Systeme eingesetzt, wie verstellbare Dämpfer, Federn und Stabilisatoren [2]. Das ermöglicht gezielt auf die Radbewegung und damit auf das Fahrzeugverhalten Eingriff zu nehmen.

Wie das **Bild 3** vereinfacht zeigt, wird der Ist-Fahrzustand über die Messdaten der Sensorik im Steuergerät ausgewertet. Dieser wiederum wird mit einem Soll-Fahrzustand verglichen und führt über den implementierten Regler-Algorithmus zu einem Regeleingriff des aktiven Fahrwerks. Für diese Auswertung und insbesondere die Vorhersage des Regeleingriffs wird ein Fahrwerkmodell benötigt.

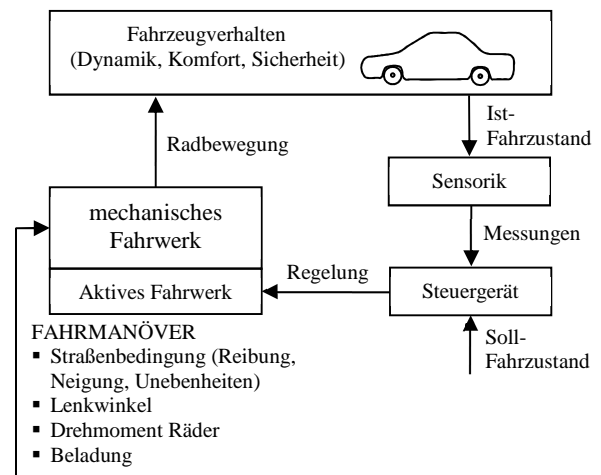


Bild 3 Vereinfachte Topologie der Regelung des Fahrwerks

Da es sich um eine Closed-Loop Anwendung handelt, muss die Berechnung grundsätzlich in Echtzeit auf einem kostengünstigen Steuergerät vorgenommen werden können [3]. Um dies zu erreichen, wird häufig die Annahme getroffen, dass die metallischen Bauteile starr sind. Dies entspricht jedoch nicht der Realität, weil durch die verschiedenen Lasten beim Fahren durchaus elastische Ver-

formungen auftreten. Damit ist eine genaue Vorhersage der Regelungswirkung nicht gewährleistet und kann zu falschen Regeleingriffen führen. Weiterhin kann nicht das gesamte Fahrdynamikpotential ausgenutzt werden.

2 Elastokinematik

Elastizität ist die Veränderung der Gestalt fester Körper unter äußeren Kräften. Wie aus dieser Definition ersichtlich ist, ergibt sich die Verformung aus den festen Körpern des Fahrwerks (Geometrie und Werkstoff) unter Einwirkung von äußeren Kräften (Betrag und Richtung), die bei den verschiedenen Fahrmanövern auftreten. [4]

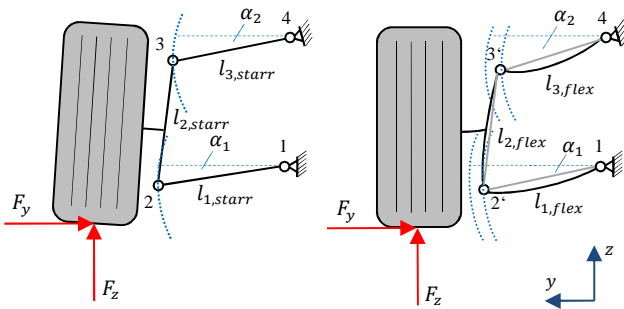


Bild 4 links: ideale Kinematik ohne Verformung; rechts: Elastokinematik jeweils einer Doppelquerlenkerradaufhängung in der y-z-Projektion

Durch die Verformungen wiederum ergibt sich eine Bewegung, welche als *Elastokinematik* bezeichnet wird [1]. Vereinfacht wird dieser Effekt in der y-z-Projektion in **Bild 4** anhand einer Doppelquerlenkerradaufhängung dargestellt (ohne Kraftelemente und Lenkung). Es wird angenommen, dass sich nur die Querlenker und der Radträger verformen und ideale Lager verwendet werden. Durch die elastischen Verformungen der einzelnen Komponenten folgt eine Veränderung der kinematischen Bewegungsmöglichkeiten und Ketten. So ist in der idealen Kinematik die Bewegung des unteren (1-2) und oberen Querlenkers (3-4), welche jeweils über ein rotatorisches Gelenk an dem Fahrschemel bzw. an der Karosserie, befestigt sind, über zwei Kreisbahnen zu beschreiben. Weiterhin wird die Abhängigkeit der beiden Winkel α_1 und α_2 über die Länge des Radträgers $l_{2, \text{starr}}$ definiert:

$$l_{2, \text{starr}} = \sqrt{(y_2 - y_3)^2 + (z_2 - z_3)^2} \quad (1)$$

mit

$$y_2 = y_1 + l_{1, \text{starr}} \cos(\alpha_1), \quad (2)$$

$$z_2 = z_1 - l_{1, \text{starr}} \sin(\alpha_1), \quad (3)$$

$$y_3 = y_4 + l_{3, \text{starr}} \cos(\alpha_2), \quad (4)$$

$$z_3 = z_4 - l_{3, \text{starr}} \sin(\alpha_2). \quad (5)$$

Damit ergibt sich ein System mit einem Freiheitsgrad.

Innerhalb der Elastokinematik gelten diese Beziehungen so vereinfacht nicht mehr. Je nach Eigenform, die durch die Belastung in Abhängigkeit der auftretenden Frequenz auftritt, werden die drei metallischen Bauteile verformt. Dabei treten sowohl Dehnungen als auch Stauchungen auf. Zudem können die Teile sich verbiegen, als auch tordieren. Somit ergeben sich zusätzliche elastische Freiheitsgrade, als auch elastische Eigenformen, welche dynamisch auftreten.

Die kinematischen Beziehungen für die verformte Radaufhängung müssen nun mithilfe der jeweiligen Sekanten aufgestellt werden. Wie am **Bild 4** zu erkennen, verändert sich damit Punkt 2 zu 2' und Punkt 3 zu 3'. Die direkte Verbindung von 1 zu 2', 2' zu 3' und 3' zu 4 sind somit längenveränderlich, sodass pro Komponente im ebenen Fall ein Freiheitsgrad hinzukommt.

Das elastische System weist somit vereinfacht 4 Freiheitsgrade auf, welche abhängig von der auftretenden Kraft am Radaufstandspunkt, der vorhandenen Geometrie und dem Werkstoff des Bauteils sind.

Durch die Hinzunahme von weiteren Komponenten, wie die Spurstange und die Kraftelemente, ergibt sich ein komplexes Mehrkörpersystem. Durch die Erhöhung der Freiheitsgrade und der Betrachtung von Eigenmoden steigert sich zwangsläufig der Berechnungsaufwand.

3 Modellierungsarten

Wie sich gezeigt hat, muss für eine zuverlässige Regelung der aktiven Elemente in einem Fahrwerk, dass genaue Verhalten der Radaufhängung vorhergesagt werden. Dazu ist es nötig die elastischen Verformungen vorherzusagen, welchen bei den unterschiedlichen Lasten auftreten. Es werden nun die Hauptmodellierungsarten kurz vorgestellt.

3.1 Linearer Ansatz mit Schräglaufsteifigkeiten

Der einfachste Ansatz zur Modellierung der Elastizitäten im Fahrwerk ist die Berechnung der Seitenkraft F_y über die Schräglaufsteifigkeit c_α und dem Schräglaufwinkel α . Die Schräglaufsteifigkeit ergibt sich dabei aus gewonnenen Messdaten als Funktion in Abhängigkeit der Normalkraft F_z , welche über den Magic Formula Ansatz von Pacejka approximiert werden [5]:

$$F_y = c_\alpha(F_z) \alpha. \quad (6)$$

Der Vorteil dieses einfachen Ansatzes ist, dass er echtzeitfähig berechenbar ist. Die Elastizität wird durch einen zusätzlichen elastischen Freiheitsgrad pro Rad berücksichtigt, welcher eine Zusammenfassung aus allen Komponenten (vor allem den Reifen) ist. Die Dynamik der Elastizität wird dabei nicht berücksichtigt. Für hochdynamische Fahrmanöver und hohe Kräfte ist ein solch stark vereinfachter Ansatz nicht gültig.

3.2 Finite Elemente Analyse

Innerhalb der Finite Elemente Analyse werden die partiellen Differentialgleichungen der Verformung gelöst, indem

ein einzelnes Bauteil in einer endlichen Zahl an Elementen diskretisiert wird, eine numerische Ansatzfunktion gewählt wird und die Randbedingungen, wie Lastfälle und Lagerungen definiert werden (siehe **Bild 5**). Je nach Wahl der Anzahl der Elemente ergeben sich mitunter über 500 Freiheitsgrade pro Bauteil [3].

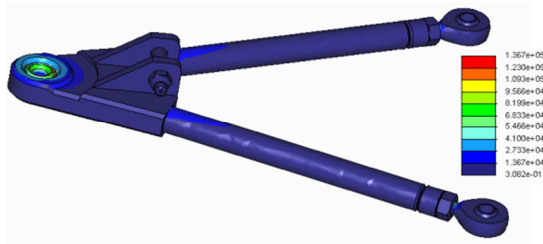


Bild 5 FEM Analyse mit PTC Creo (Spannung in Pa) des unteren Querlenkers des Formula-E Rennwagens

Mittels der Finite Elemente Methode lässt sich eine genaue Vorhersage der Elastizität sowohl statisch als auch dynamisch treffen. Aufgrund der vielen Freiheitsgrade ist jedoch keine Echtzeitfähigkeit gewährleistet. Weiterhin erfolgt die Berechnung jeweils für ein Bauteil und ist somit in der allgemeinen Form nicht für Mehrkörpersysteme geeignet.

3.3 Mehrkörpersystem Analyse

In der Mehrkörpersystemanalyse werden die Bewegungsgleichungen anhand des Newtonschen Axioms beschrieben mit zusätzlichen Zwangsbedingungen, welche aus Gelenken, eingepprägten Kräften und Momenten resultieren. Die Dynamik eines Mehrkörpersystem wird dabei vollständig über die kinematischen Differentialgleichungen und die Bewegungsgleichungen beschrieben [6]:

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{K}(\mathbf{y})\mathbf{z}, \quad (7)$$

$$\mathbf{M}(\mathbf{y})\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{q}(\mathbf{y}, \mathbf{z}) \quad (8)$$

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

Durch die Erweiterung des Mehrkörpersystems mit deformierbaren Körpern ergibt sich ein flexibles Mehrkörpersystem. Dadurch werden zusätzliche Freiheitsgrade der Elastizität berücksichtigt, indem die einzelnen Körper als FE-Modelle abgebildet werden. Die einzelnen linearen Moden werden mittels Craig-Bampton Reduktion in einer Modalanalyse ermittelt und können anschließend als elastische Bauteile integriert werden [7].

Mittels der flexiblen MKS Analyse ist eine genaue Abbildung der Elastizität und der auftretenden Spannungen möglich. Weiterhin werden die einzelnen linearen Systemmoden abgebildet. Durch die Reduktion der Moden wird die Anzahl der Freiheitsgrade zwar reduziert, jedoch sind immer noch einige hundert Freiheitsgrade vorhanden, sodass keine Echtzeitfähigkeit gewährleistet ist. Die Modellierungsmethode eignet sich demnach für die Erstellung

eines Referenzmodells mit hoher Genauigkeit, welches mit realen Messdaten validiert werden muss.

4 Sensitivitätsanalyse

Zur Ermittlung des Einflusses der Elastizität der einzelnen Körper auf die fahrdynamischen Kenngrößen wird beispielhaft die Doppelquerlenkerradaufhängung mit Lenkung und Rad des Formula-E Rennwagens A40-02 der Universität Duisburg-Essen herangezogen.

Der virtuelle Versuchsablauf wird in **Bild 6** dargestellt. Hierbei wurde zunächst ein starres Mehrkörpersystem erstellt und anschließend wurden die einzelnen Komponenten mittels FEM flexibel gemacht.

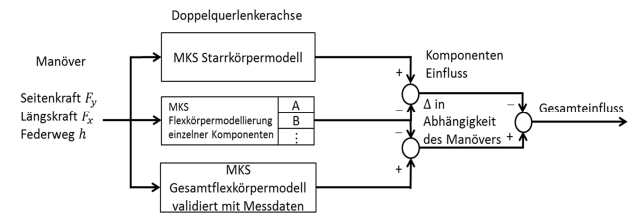


Bild 6 Aufbau der Sensitivitätsanalyse

Als Eingangsgrößen zählen die resultierenden Reifenkräfte und der Federweg des Radmittelpunktes. Als Ausgabewerte der Simulation werden die Kenngrößen nach DIN 70020 gewählt. Untersucht werden der Sturz, die Spur, der Lenrollhalbmesser, der Spreizungswinkel und der Nachlaufwinkel.

Die Ergebnisse der einzelnen Simulationen der flexiblen Einzelkomponenten werden mit dem Starrkörpermodell und dem flexiblen Gesamtkörpermodell verglichen. Aus dem Vergleich zum Starrkörpermodell wird der einzelne elastische Einfluss der Komponente bestimmt. Durch den anschließenden Vergleich zum gesamt-elastischen Modell ist eine Bestimmung der Relation zu den anderen Bauteilen möglich. Durch den Vergleich der beiden Ergebnisse wiederum wird aufgezeigt, wie groß der Überlagerungseffekt ist.

Die verwendete Modellierungssoftware ist die Mehrkörpersimulationsumgebung MSC Adams/View und Adams/Car in Verbindung mit Adams/ViewFlex. Damit ist es möglich die entscheidenden Bauteilelastizitäten zu bestimmen.

4.1 Simulationsmanöver

Als Manöver zur Untersuchung der Radaufhängung dienen zwei Standardtests. Der erste beinhaltet die parallele Verschiebung der rechten und linken Radaufhängung am Radmittelpunkt. Dieser statische Versuch bildet die ideale Kennlinie der Radaufhängung wieder. Bei diesem Versuch wird der statische Einfluss auf die elastische Verformung ermittelt.

Der zweite Versuch ist ein Lenkwinkelsprung nach DIN ISO 7401. Der Test beinhaltet eine Geradeausfahrt mit 80 km/h und einen anschließenden Lenkwinkelsprung, sodass eine Querbeschleunigung von 4 m/s^2 auftritt. Der Lenkwinkel wird dabei als Rampenfunktion vorgegeben. Die resultierenden Querkräfte F_y wurden mittels des nichtlinearen Einspurmodells nach [3] ermittelt, in-

dem die entsprechenden Fahrzeugparameter des Rennwagens initialisiert wurden. **Bild 7** zeigt den Lenkwinkel und die Querkraft als Funktion der Zeit.

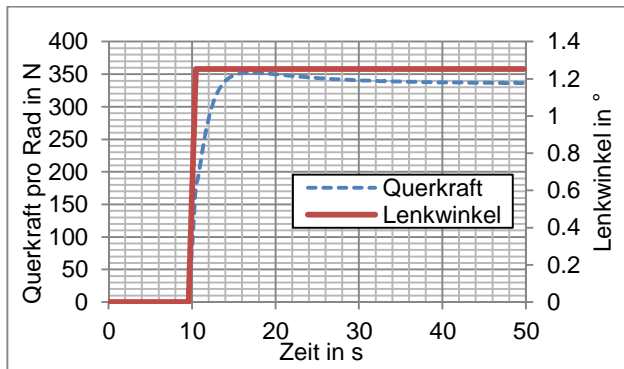


Bild 7 Lenkwinkel und Querkraft des Lenkwinkelsprungs nach DIN ISO 7401 für den Formula-E Rennwagen

4.2 Starrkörperanalyse

Für die Starrkörperanalyse ohne Komfortlager sind die Anlenkpunkte (englisch: Hardpoints) ausschlaggebend. Die genaue Geometrie der metallischen Bauteile muss nicht exakt abgebildet werden, jedoch müssen die Trägheitstensenoren der einzelnen Bauteilschwerpunkte definiert werden. Diese wurden aus den Konstruktionszeichnungen mittels PTC Creo bestimmt.

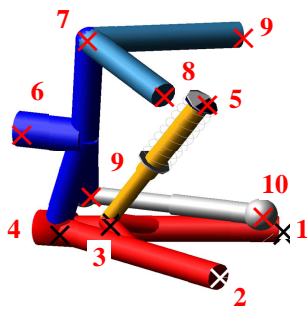


Bild 8 Anlenkpunkte der vorderen linken Radaufhängung des Formula-E Rennwagens

Tabelle 1 Anlenkpunkte des Formula-E Rennwagens

| Radaufhängungskomponente | | Anlenkpunkte | |
|--------------------------|-----------------|--------------|-----------------|
| Unterer Querlenker | | 1,2,3,4 | |
| Oberer Querlenker | | 7,8,9 | |
| Radträger | | 4,6,7,9 | |
| Spurstange | | 9,10 | |
| Feder-/Dämpferbein | | 3,5 | |
| Nr. | Gelenkart | Nr. | Gelenkart |
| 1 | Rotationsgelenk | 6 | Rotationsgelenk |
| 2 | Rotationsgelenk | 7 | Kugelgelenk |
| 3 | Rotationsgelenk | 8 | Rotationsgelenk |
| 4 | Kugelgelenk | 9 | Rotationsgelenk |
| 5 | Rotationsgelenk | 10 | Kugelgelenk |

Diese Anlenkpunkte wurden in die Modellierungssoftware MSC Adams/Car geladen. Weiterhin wurden die Gelenkar-

ten definiert nach **Tabelle 1** (siehe **Bild 8**). Anschließend wurde die Lenkung adaptiert und die Reifenparameter festgesetzt. Mittels des in Adams/Car integrierten virtuellen Fahrwerkprüfstands sind nun jegliche Standardmanöver simulierbar.

4.3 Flexkörperanalyse

Die in **Tabelle 2** aufgelisteten Komponenten wurden mittels der Software MSC Adams/ViewFlex diskretisiert. Ausgehend von dem erzeugten Netz wurden die vorhandenen Moden innerhalb einer Modalanalyse ermittelt. Hierbei wurden zugunsten der Genauigkeit keine Moden deaktiviert.

Tabelle 2 Komponentenübersicht

| Komponente | Knotenanzahl | Moden |
|--------------------|--------------|-------|
| Unterer Querlenker | 10144 | 45 |
| Oberer Querlenker | 5039 | 39 |
| Radträger | 31163 | 45 |
| Spurstange | 3206 | 33 |

Durch die Ersetzung der starren Körper aus **Bild 8** mit den flexiblen Körpern ergibt sich das vordere Fahrwerk nach **Bild 9**. Die abgebildeten Farbänderungen links stellen den Deformationsgrad dar.

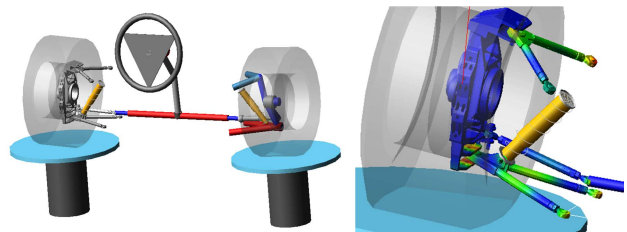


Bild 9 links: Vorderachse des Formula-E Rennwagens; rechts: Deformation der elastischen Simulation

4.4 Simulationsergebnisse

Die Ergebnisse der statischen Analyse werden in **Bild 10** bis **Bild 12** dargestellt. Es zeigt sich, dass die statische Deformation sehr gering ausfällt, sodass keine signifikanten Änderungen bei den einzelnen Kenngrößen zu verzeichnen sind.

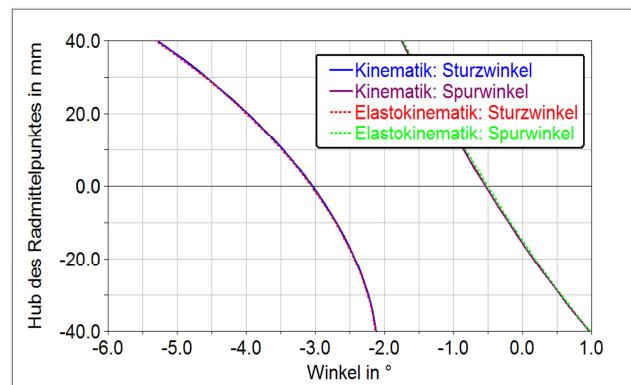


Bild 10 Statischer Hub-Versuch - Sturzwinkel und Spurwinkel (Kinematik und Elastokinematik)

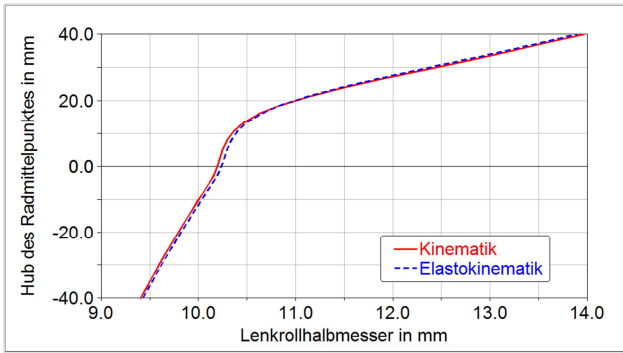


Bild 11 Statischer Hub-Versuch - Lenkrollhalbmesser (Kinematik und Elastokinematik)

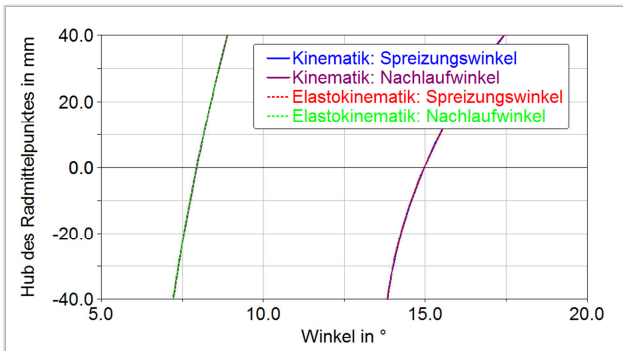


Bild 12 Statischer Hub-Versuch - Spreizungswinkel und Nachlaufwinkel (Kinematik und Elastokinematik)

Eine geringe Ausnahme bildet der Lenkrollhalbmesser. Dieser weist ein maximales Δ von 3,7 mm des Radmittelpunkthubes auf. Somit spielen für statische Versuche, bei denen eine vertikale Bewegung vorgegeben wird und die Kräfte aus den Krafterelementen resultieren, elastische Effekte von metallischen Bauteilen nur eine nebensache Rolle.

In **Bild 13** bis **Bild 17** werden die Ergebnisse des Lenkwinkelsprungs aufgezeigt. Hierbei werden nur die drei wesentlichen Sekunden dargestellt, in denen der Lenkwinkelsprung nach **Bild 7** stattfindet. Wie zu erkennen ist, ergibt sich je nach Kenngröße ein Offset zu Beginn der Analyse, in der eine konstante Geschwindigkeit von 80 km/h vorliegt. Dieser ergibt sich aus der Verformung unter Nominallast.

Es zeichnet sich aus, dass die Elastizität des Radträgers den größten Einfluss auf die Gesamtelastizität hat. Nur beim Spreizungswinkelverlauf weicht die Flexibilität des Radträgers ab. Im Vergleich der Komponentenflexibilität zur Gesamtflexibilität wurde festgestellt, dass eine additive Superposition vorliegt (siehe **Bild 13**). Das bedeutet, dass durch die Addition der einzelnen Flexibilitäten die Gesamtverformung resultiert und somit nur die relevanten Bauteilelastizitäten abgebildet werden müssen.

Wie die Größenverteilung beim Sturzwinkel Deltavergleich beispielhaft zeigt, wird durch die Abbildung der Flexibilität des Radträgers und des unteren Querlenkers die Gesamtflexibilität mit einer Genauigkeit von 98,1% wiedergegeben. Ähnliche gute Ergebnisse zeigen sich bei den anderen Kenngrößen.

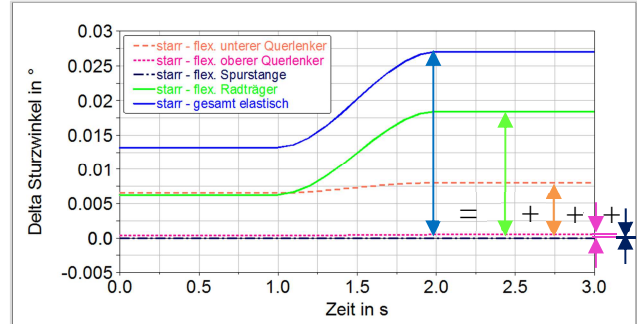
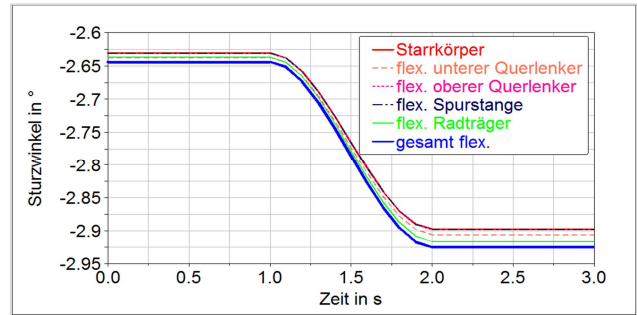


Bild 13 oben: Lenkwinkelsprung – Sturzwinkelverlauf; unten: Delta Vergleich

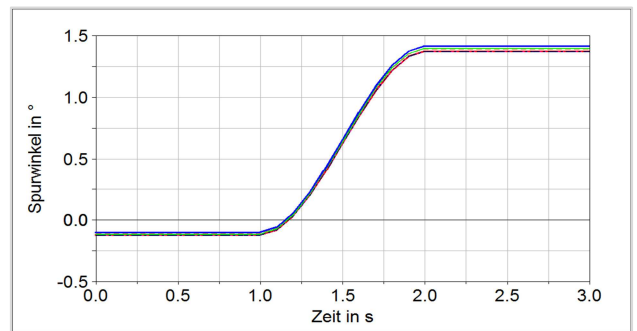


Bild 14 Lenkwinkelsprung – Spurwinkelverlauf

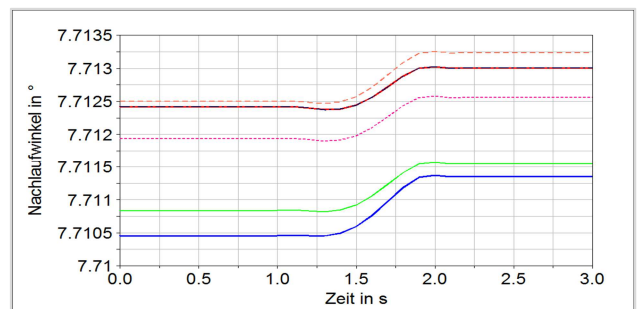


Bild 15 Lenkwinkelsprung – Nachlaufwinkelverlauf

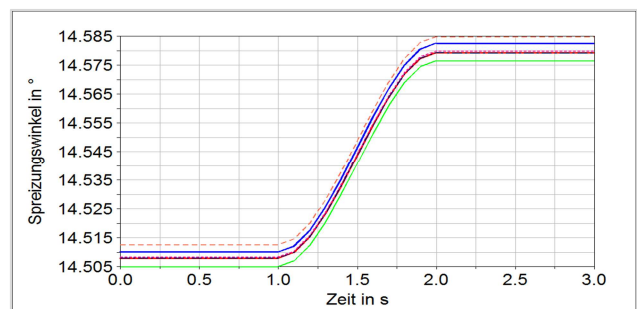


Bild 16 Lenkwinkelsprung - Spreizungswinkelverlauf

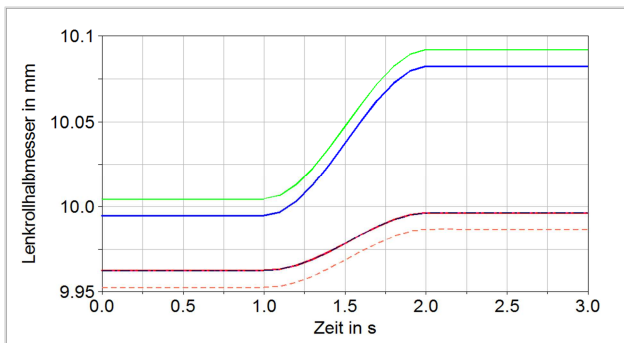


Bild 17 Lenkwinkelsprung – Lenkrollhalbmesser

5 Laufzeitoptimierte Modellierung

Wie zu Anfangs aufgezeigt wurde, besteht das Problem der Elastizitätsberechnung darin, dass diese aufgrund der hohen Komplexität mit langen Berechnungszeiten verbunden ist (siehe **Tabelle 3**).

Tabelle 3 Berechnungszeiten - Statischer Hub-Versuch (Prozessor: AMD A4-3300M 1,90 GHz) jeweils 15 Iterationen

| Komponente | Berechnungszeit | CPU-Zeit |
|--|-----------------|----------|
| Adams | | |
| Starrkörpermodell | 3,17 s | 1,63 s |
| Flexibler Radträger und unterer Querlenker | 3,85 s | 2,42 s |
| Gesamt flexibel | 4,39 s | 2,94 s |
| Matlab | | |
| Starrkörpermodell | 0.054 s | |
| Elastokinematik | 1.39 s | |

Für die laufzeitoptimierte Abbildung der Elastizität mit problemangepasster Genauigkeit bieten sich zwei Detailstufen an.

Zur Berechnung der Kenngrößen nach DIN 70020 wird ein vereinfachtes Mehrkörpersystem verwendet. Wie sich aus der Sensitivitätsanalyse ergab, resultiert der signifikante Einfluss der Elastizität aus dem Radträger und dem unteren Querlenker. Um die Rechenzeit zu reduzieren, werden die Bauteilelastizitäten in einen elastischen Lagerpunkt zusammengefasst. Dabei wurden die Rotationsgelenke 1 und 2 nach **Bild 8** zu einem Gelenk vereint. Das Gelenk erhält zusätzlich drei translatorische elastische Freiheitsgrade mit Federsteifigkeiten. Hierfür wurde ein elastokinematisches Modell nach [8] in Matlab erstellt, welches mit der Newton-Raphson Methode iterativ gelöst wird. Die Steifigkeiten des elastischen Gelenks werden dabei einmalig mittels Adams parametrisiert. Die Berechnungszeiten werden in **Tabelle 3** aufgezeigt. Die Simulationszeit der Elastokinematik wird um fast 70% reduziert. Dieser Ansatz bietet sich für die Ermittlung der Reglerparameter an. Weiterhin verkürzt er die Berechnungszeit von Optimierungsaufgaben erheblich, da für jeden Parametersatz das Modell durchgerechnet werden muss.

Für die echtzeitfähige Modellierung des Einflusses der Elastizität auf die Fahrdynamik wird das lineare Einspurmodell um zwei Freiheitsgrade erweitert, sodass die Räder translatorisch in y-Richtung verschoben werden können. Die Verschiebung ergibt sich dabei als Resultat der

vorhandenen Seitenkraft geteilt durch die Steifigkeit der Radaufhängungselastizität. Damit ergibt sich eine Veränderung des Gierens. Dieser Ansatz soll für den Formula-E Rennwagen verwendet werden, sobald dessen Fertigung abgeschlossen ist.

6 Zusammenfassung

Durch die dargestellte Sensitivitätsanalyse am Beispiel der Doppelquerlenkerradaufhängung des Formula-E Rennwagens wurde ermittelt, dass die Elastizität des Radträgers und des unteren Querlenkers ausschlaggebend für die Gesamtverformung sind. Diese ergibt sich dabei durch additive Superposition der Einzelverformungen. Weiterhin wurde festgestellt, dass statische Veränderungen der Nominallast nicht zu signifikanten Änderungen der Kenngrößen unter Berücksichtigung von Elastizitäten führen. Die Verformungen sind stark manöverabhängig.

Durch zwei vereinfachte Ansätze der Elastizitätsbeschreibung ist es möglich schnelle Simulationszeiten zu erreichen. Ein Test der Genauigkeit der Modelle ist noch ausstehend.

Zur Absicherung der Aussagekraft des Modells müssen die Versuche am realen Rennwagen durchgeführt werden, welcher sich derzeit in der Fertigung befindet. Außerdem sollte untersucht werden, welche Moden ohne Genauigkeitsverluste deaktiviert werden können.

7 Literatur

- [1] B. HEIBING, M. ERSOY, S. GIES: *Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. XXIII, 731 S. 1250 Abb. in Farbe. Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden, 2013. - ISBN 978-3-658-01991-4
- [2] Y. SHIBAHATA: Progress and future direction of chassis control technology. In: *Annual Reviews in Control* 29 (2005), S. 151-158.
- [3] D. SCHRAMM, M. HILLER, R. BARDINI: *Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation*. 405. Springer Berlin Heidelberg, 2014. - ISBN 978-3-540-36045-2
- [4] W. SCHIEHLEN, P. EBERHARD: *Technische Dynamik-Modelle für Regelung und Simulation ; mit 4 Tabellen und 44 Beispielen*. XI, 251 S. Teubner: Stuttgart u.a., 2004. - ISBN 978-3-519-12365-1
- [5] H.B. PACEJKA: *Tyre and vehicle dynamics*. 1 online resource (xiii, 642). Butterworth-Heinemann: Oxford, 2006. - ISBN 978-0-7506-6918-4
- [6] G. RILL, T. SCHAEFFER: *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation*. Springer, 2010. - ISBN 383489737X
- [7] R. SCHWERTASSEK, O. WALLRAPP: *Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme: Methoden der Mechanik zum rechnergestützten Entwurf und zur Analyse mechatronischer Systeme* 476. Vieweg+Teubner Verlag, 2014. - ISBN 978-3322939760
- [8] L. TANG, W.-B. SHANGGUAN, L. DAI: A calculation method of joint forces for a suspension considering nonlinear elasticity of bushings. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Multi-body Dynamics* 2012 (2012).

Schätzung der Kräfte an Reifen und Fahrwerk bei der Landung von Verkehrsflugzeugen

Estimation of Tire Forces and Landing Gear Loads during Landing of Commercial Aircrafts

Dipl.-Ing. Sabine Hodde*, Stefan Hengstmann†, M.Sc., Thomas Schubert*, M.Sc.,
Prof. Dr.-Ing. Hermann Henrichfreise*

*Fachhochschule Köln, Institut für Fahrzeugtechnik, Labor für Mechatronik, 50679 Köln, Deutschland, info@clm-online.de

†DMecS GmbH & Co. KG, 50679 Köln, Deutschland, info@dmecs.de

Kurzfassung

Die Ermittlung der während der Landung verursachten Strukturlasten am Fahrwerk und Flugzeugkörper ermöglicht für den Fall von Lastüberschreitungen die Durchführung von gezielten Inspektionen. Damit können die Flugsicherheit erhöht sowie die Zeiten des Flugzeugs am Boden minimiert werden. Der vorliegende Beitrag beschreibt die Entwicklung eines Fahrwerkbeobachters zur Ermittlung dieser Strukturlasten. Der Beobachter schätzt Größen an den Radachsen der Federbeine, ermittelt daraus die Kräfte zwischen den Reifen und der Landebahn und bestimmt damit die gesuchten Strukturlasten in den Anbindungen des Fahrwerks an den Flugzeugkörper. Für den Entwurf und den Test des Fahrwerkbeobachters wurde eine Umgebung mit einem Flugzeugmodell entwickelt. Durch die Simulation von Landemanövern werden Eingangs- und Referenzgrößen für den Fahrwerkbeobachter generiert und wird dessen Funktion nachgewiesen.

Abstract

The determination of structural loads at the landing gear and the airframe during landing allows selective inspection in case of load exceedance. This increases the flight safety and minimizes ground times of the aircraft. This paper describes the development of a landing gear observer for the determination of these structural loads. The observer estimates variables at the wheel axles of the gear struts, determines the forces between the tires and the runway and with these determines the desired structural loads at the linkages of the landing gear to the airframe. For the design and the test of the landing gear observer an environment with an aircraft model has been developed. By the simulation of landing manoeuvres input and reference variables are generated for the landing gear observer and its functionality is demonstrated.

1 Einleitung

Die bei Landungen von Flugzeugen auftretenden Reifenkräfte verursachen Lasten an der Fahrwerk- und Flugzeugstruktur. In **Bild 1** ist ein Federbein des Fahrwerks mit der Reifenkraft \underline{F}_C und den daraus resultierenden Strukturlasten \underline{F}_L und \underline{T}_L in der Anbindung an den Flugzeugkörper dargestellt. Bei harten Landungen können



Bild 1 Federbein mit Reifenkraft und Strukturlasten

Lasten auftreten, die Beschädigungen an der Struktur hervorrufen. Die unmittelbare Kenntnis von Lastüberschreitungen ermöglicht eine gezielte Inspektion, erhöht damit die Flugsicherheit und minimiert die Zeiten des Flugzeugs am Boden. In der Regel sind jedoch keine Sensoren für eine direkte Messung von Strukturlasten vor-

handen. Im Labor für Mechatronik (Cologne Laboratory of Mechatronics, CLM) wurden auf Zustandsbeobachtung basierende Algorithmen entwickelt, um die bei Landungen auftretenden Reifenkräfte und Strukturlasten zu berechnen. Die Algorithmen werden zusammengefasst als Fahrwerkbeobachter bezeichnet. Dieser verwendet die in jedem Verkehrsflugzeug vorhandenen Messgrößen. Für die Entwicklung und den Test des Fahrwerkbeobachters wurde ein Flugzeugmodell mit einer Umgebung für die Durchführung unterschiedlicher Landemanöver entwickelt und in MATLAB/Simulink umgesetzt. Damit werden am Beispiel eines Fahrwerks mit einachsigen Federbeinen in der Simulation die erforderlichen Eingangsgrößen für den Fahrwerkbeobachter erzeugt, Referenzgrößen zum Vergleich mit beobachteten Größen bereitgestellt und das Funktionsprinzip des Beobachters nachgewiesen.

2 Flugzeugmodell

Das **Bild 2** zeigt für das in der Entwicklungs- und Testumgebung enthaltene Flugzeugmodell den Flugzeugkörper mit der Masse m_B , dem Trägheitstensor \underline{J}_B und dem körperfesten Koordinatensystem B. Die Position des Kör-

pers wird durch den Ortsvektor \underline{r}_B im erdfesten Koordinatensystem E und die Orientierung durch die Basisvektoren des Koordinatensystems B in der Drehmatrix ${}^{(E,B)}\underline{S}$ beschrieben.

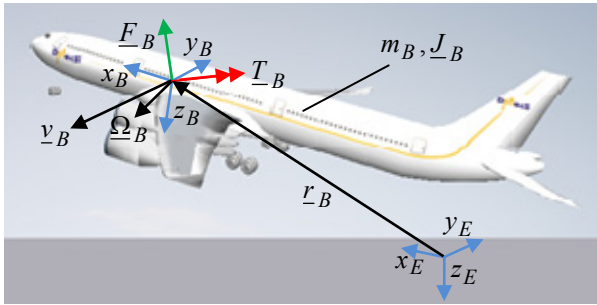


Bild 2 Flugzeugkörper

Weiter sind im Bild der Geschwindigkeitsvektor \underline{v}_B und der Winkelgeschwindigkeitsvektor $\underline{\Omega}_B$ des Flugzeugkörpers sowie der Kraftvektor \underline{F}_B und der Momentenvektor \underline{T}_B dargestellt. Letztere enthalten die Summen der am Körper angreifenden Kräfte und Momente, auf die im Folgenden genauer eingegangen wird.

Im **Bild 3** ist die Struktur des Flugzeugmodells mit den verwendeten Teilmodellen zu sehen. Das Teilmodell „Flugzeugkörper“ enthält die Bewegungsgleichungen des Flugzeugs in Form des Impuls- und Drallsatzes im Koordinatensystem B und berücksichtigt die auf den Körper wirkende Gewichtskraft. Die über Sensoren verfügbaren Messgrößen für den Flugzeugkörper, wie z.B. $\underline{\Omega}_B$ und \underline{v}_B sind im Vektor \underline{y}_{AC} zusammengefasst.

Mit dem Teilmodell „Aerodynamik“ werden mit den Vektoren \underline{F}_{AE} und \underline{T}_{AE} die auf den Flugzeugkörper wirkenden Kräfte und Momente infolge von Auftrieb und Widerstand am Flügel sowie an Höhen- und Seitenleitwerk bereitgestellt. Diese sind Funktionen von Bewegungsgrößen des Flugzeugkörpers, der Steuerflächenauslässe δ_e , δ_r und δ_a von Höhen-, Seiten- und Querruder, des Trimmwinkels i_H für das Höhenleitwerk sowie der Stellung der Landeklappen. Zusätzlich sind in den Vektoren die Widerstandskräfte durch das Fahrwerk und den Rumpf enthalten.

Das Teilmodell „Antrieb“ erzeugt die von den Triebwerken auf den Flugzeugkörper wirkenden Kräfte und Momente in den Vektoren \underline{F}_T und \underline{T}_T . Diese Größen werden in einer Trimmrechnung zusammen mit dem Anstellwinkel und dem Trimmwinkel i_H für einen vorgegebenen Gleitpfad und eine vorgegebene Fluggeschwindigkeit ermittelt.

Die Modellbildung für das Fahrwerk mit einzelnen Federbeinen für das Bug- und Hauptfahrwerk wird im Folgenden exemplarisch für ein Federbein dargestellt. Der in **Bild 3** zur Unterscheidung der Federbeine verwendete Index $i \in \{1,2,3\}$ kann somit entfallen.

Im physikalischen Ersatzmodell wird ein Teleskopfederbein mit einer Radachse und zu einem Rad zusammengefassten Einzelrädern angesetzt. Dabei enthält das Federbein einen oleo-pneumatischen Stoßdämpfer [1], der eine nichtlineare Feder- und Dämpferkraft erzeugt.

Die Beschreibung der translatorischen Bewegung der Radachse erfolgt mit relativkinematischen Mitteln im Teilmodell „Kinematik Fahrwerk“. Dabei werden die Orts-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvektoren jeweils mit einem Term infolge Führung durch den Flugzeugkörper und einem Term für die Relativbewegung der Radachse zum Flugzeugkörper dargestellt.

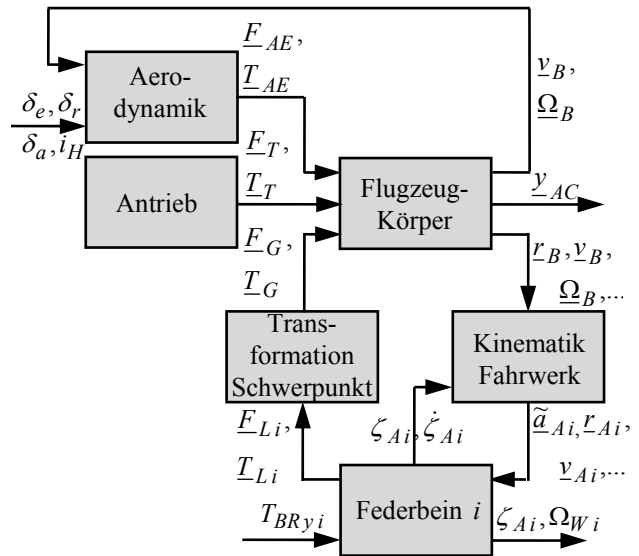


Bild 3 Struktur des Flugzeugmodells

Jedes Teilmodell „Federbein“ enthält damit für die translatorische Relativbewegung der Radachse die Differentialgleichung

$$\ddot{\zeta}_A = \frac{1}{m_A} \cdot ({}^{(A)}F_{Cz} - ({}^{(A)}F_{Sz}) - ({}^{(A)}\tilde{a}_{Az} + ({}^{(A)}g_z) \quad (1)$$

für den Einfederweg ζ_A . Darin beschreibt der Parameter m_A die Masse des gesamten Federbeins zusammengefasst im Mittelpunkt der Radachse. Die verbleibenden Größen sind die eingepreiste Reifenkraft ${}^{(A)}F_{Cz}$, die nichtlineare Feder- und Dämpferkraft im Federbein, zusammengefasst in ${}^{(A)}F_{Sz}$, die Summe aus translatorischer Führungs- und Coriolisbeschleunigung der Radachse ${}^{(A)}\tilde{a}_{Az}$ sowie die Erdbeschleunigung ${}^{(A)}g_z$ in z-Richtung des körperfesten Koordinatensystems A der Radachse.¹

Für die Beschreibung der Reifenkraft kommt ein nichtlineares Reifenmodell nach [2] zum Einsatz. Die Federkraft F_{Sc} und die Dämpferkraft F_{Sb} im Federbein sind Funktionen des Einfederweges ζ_A und der Einfedergeschwin-

¹Die links in Klammern hochgestellten Indizes geben die Koordinatensysteme an, in denen für die zugehörigen Vektoren die Koordinatenzerlegungen erfolgen.

digkeit $\dot{\zeta}_A$ und werden gemäß [1] über eine Kennlinie und ein Kennfeld beschrieben. Das **Bild 4** zeigt exemplarisch die verwendeten Charakteristiken für ein Federbein des Hauptfahrwerks.

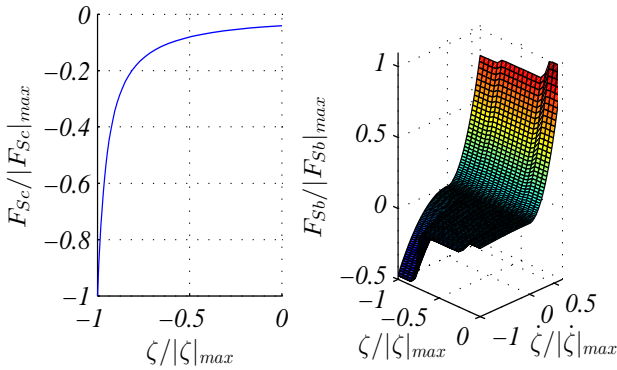


Bild 4 Charakteristiken für die Feder- und Dämpferkraft

Die Lösungen ζ_A und $\dot{\zeta}_A$ der Differentialgleichung (1) gehen wiederum in die relativkinematische Beschreibung ein, u. A. zur Darstellung des im **Bild 3** angegebenen Ortsvektors \underline{r}_A und des Geschwindigkeitsvektors \underline{v}_A für die Radachse.

Für die Drehbewegung des Rades um die Radachse enthält jedes Teilmodell „Federbein“ die Differentialgleichung

$$J_W \cdot \ddot{\varphi}_W + b_W \cdot \dot{\varphi}_W = {}^{(A)}T_{Ay} - {}^{(A)}T_{BRy} \quad (2)$$

für den Raddrehwinkel φ_W . In diesem Modell sind die Winkelgeschwindigkeit und -beschleunigung der Führungsbewegung durch den Flugzeugkörper vernachlässigt. Der Parameter J_W beschreibt das Trägheitsmoment des Rades um die Radachse und b_W ist der Koeffizient für die viskose Reibung. ${}^{(A)}T_{Ay}$ stellt das eingepreßte Moment um die Radachse infolge der Reifenkraft und ${}^{(A)}T_{BRy}$ ein am Rad wirkendes Bremsmoment im Koordinatensystem A dar.

In den Richtungen senkrecht zu den Freiheitsgraden ζ_A und φ_W des Federbeins liegen Bindungen vor, die mit den eingepreßten Kräften und Momenten in den Gleichungen (1) und (2) sowie den Massenkräften der Radachse in der Anbindung des Federbeins an den Flugzeugkörper die Zwangskraft \underline{F}_L und das Zwangsmoment \underline{T}_L bewirken. Befindet sich das Fahrwerk im unteren oder oberen mechanischen Anschlag, wird für die Berechnung dieser Zwangsgrößen anstelle der Feder- und Dämpferkraft aus Gleichung (1) eine Zwangskraft berücksichtigt. Die Kraft \underline{F}_L und das Moment \underline{T}_L stehen damit als Referenzgrößen für die bei einer Landung dort auftretenden Strukturlasten zur Bewertung des Fahrwerkbeobachters zur Verfügung.

Im Teilsystem „Transformation Schwerpunkt“ werden schließlich die Kraft \underline{F}_G und das Moment \underline{T}_G für den Flugzeugkörper berechnet. Diese resultieren aus den Zwangskräften und -momenten in den Anbindungen aller Federbeine des Fahrwerks.

Als Messgrößen für den Fahrwerkbeobachter stehen an jedem Federbein der Einfederweg ζ_A und die Winkelgeschwindigkeit $\Omega_W = \dot{\varphi}_W$ zur Verfügung.

3 Fahrwerkbeobachter

Der im Folgenden vorgestellte Fahrwerkbeobachter besteht aus separaten Beobachtern für jedes Federbein. Diese berechnen die bei einer Landung durch das jeweilige Federbein in den Flugzeugkörper eingeleiteten Strukturlasten. Da der strukturelle Aufbau dieser Federbeinbeobachter identisch ist, wird er nur für ein Federbein beschrieben. Es kann somit im Folgenden wieder der Index i aus **Bild 3** entfallen. In **Bild 5** ist die Anbindung eines Federbeinbeobachters an ein Federbein und das Flugzeugmodell dargestellt. Dabei wurden bis auf das Teilmodell „Federbein“ alle übrigen im Flugzeugmodell enthaltenen Teilmodelle zusammengefasst.

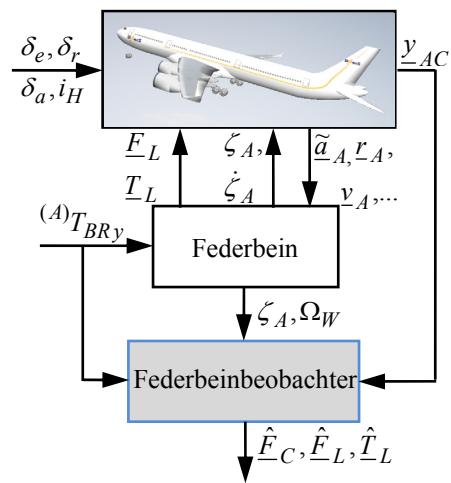


Bild 5 Anbindung eines Federbeinbeobachters

Eingangsgößen in den Federbeinbeobachter sind der Messausgangsvektor y_{AC} vom Flugzeugkörper, die Messausgangsgrößen ζ_A und Ω_W vom Federbein sowie das am Rad des Federbeins wirkende Bremsmoment ${}^{(A)}T_{BRy}$.

Grundlage für den Entwurf des Beobachters sind die in Kapitel 2 beschriebenen Teilmodelle für die Kinematik und Kinetik eines Federbeins. Der strukturelle Aufbau des Federbeinbeobachters ist in **Bild 6** veranschaulicht.

Mit Hilfe des Messausgangsvektors y_{AC} , den Schätzgrößen für den Einfederweg $\hat{\zeta}_A$ und die Einfedergeschwindigkeit $\hat{\dot{\zeta}}_A$ aus dem Teilsystem „Zustandsbeobachter“ werden mit dem Teilsystem „Berechnung Kinematik“ die erforderlichen Größen ${}^{(A)}v_A$ und ${}^{(A)}\tilde{a}_A$ für die Führung der Radachse des Federbeins durch den Flugzeugkörper, der Vektor der Erdbeschleunigung ${}^{(A)}g$ und die Drehmatrix ${}^{(A,C)}S$ für die Transformation der Reifenkräfte bereitgestellt. Die z-Koordinate ${}^{(A)}\tilde{a}_{Az}$ der Führungs- und Coriolisbeschleunigung der Radachse und die z-Koordinate ${}^{(A)}g_z$ der Erdbeschleunigung werden ebenfalls dem Teilsystem „Zustandsbeobachter“ zugeführt. Dieses Teilsystem enthält auf der Basis von Gleichung

chungen (1) und (2) entworfene Zustandsbeobachter für die Einfederbewegung der Radachse und die Drehbewegung des Rades, worauf im Unterkapitel 3.1 genauer eingegangen wird. Es benötigt dafür zusätzlich die oben beschriebenen Messausgangsgrößen vom Federbein und das Bremsmoment. Die Beobachter liefern als Ausgangsgrößen des Teilsystems „Zustandsbeobachter“ die Schätzwerte $\hat{\zeta}_A$ und $\hat{\dot{\zeta}}_A$ für die Einfederbewegung sowie die Schätzwerte ${}^{(A)}\hat{F}_{Cz}$ und ${}^{(A)}\hat{T}_{Ay}$ für die z-Koordinate der Reifenkraft in Gleichung (1) und das Moment infolge der Reifenkraft in Gleichung (2).

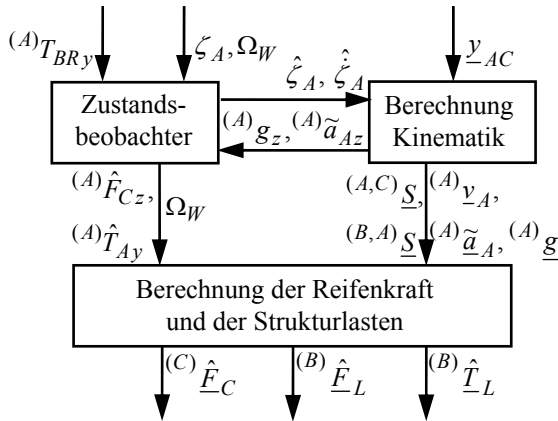


Bild 6 Beobachterstruktur für ein Federbein

Die Ausgangsgrößen der oben beschriebenen Teilsysteme werden schließlich dem Teilsystem „Berechnung der Reifenkraft und der Strukturlasten“ bereitgestellt. Dieses ermittelt daraus den Vektor ${}^{(C)}\hat{F}_C$ für die Schätzung der Kraft zwischen Reifen und Landebahn sowie die Vektoren ${}^{(B)}\hat{F}_L$ und ${}^{(B)}\hat{T}_L$ als Schätzung für die Strukturlasten in der Anbindung des Federbeins an den Flugzeugkörper. Dieses wird im Unterkapitel 3.2 näher beschrieben.

3.1 Zustandsbeobachter

Ausgangspunkt für den Entwurf des Zustandsbeobachters für die Einfederbewegung der Radachse ist das Modell aus Gleichung (1) mit den bekannten Eingangsgrößen ${}^{(A)}\tilde{a}_{Az}$ und ${}^{(A)}g_z$ und den Charakteristiken für die Feder- und Dämpferkraft am Federbein aus **Bild 4**. Für den Entwurf des Beobachters wird dieses Modell um ein Störmodell [3] für die unbekannte z-Koordinate ${}^{(A)}F_{Cz}$ der Reifenkraft im Koordinatensystem A erweitert. Als Messgröße für den Beobachterentwurf steht der Einfederweg ζ_A zur Verfügung. Die Berechnung der Verstärkungsmatrix für den Beobachter erfolgt nach Linearisierung der Charakteristiken für die Feder- und Dämpferkraft um einen geeigneten Betriebspunkt mittels Polvorgabe für das linearisierte erweiterte Modell. Durch die Verwendung der Verstärkungsmatrix für das nichtlineare erweiterte Modell ergibt sich ein nichtlinearer Beobachter [4]. Dieser liefert neben den geschätzten Bewegungsgrößen $\hat{\zeta}_A$ und $\hat{\dot{\zeta}}_A$ der Radachse mit der Zustandsschätzung für das Störmodell die Größe ${}^{(A)}\hat{F}_{Cz}$ für die oben genannte Koordinate der Reifenkraft.

Der Entwurf des Zustandsbeobachters für die Drehbewegung des Rades um die Radachse erfolgt in ähnlicher Weise. Das Modell aus Gleichung (2) wird um ein Störmodell für das unbekannte Moment ${}^{(A)}T_{Ay}$ infolge der Reifenkraft erweitert. Als Messgröße steht die Winkelgeschwindigkeit Ω_W zur Verfügung. Das so erweiterte Modell ist bereits linear und der Beobachterentwurf kann dafür direkt mittels Polvorgabe erfolgen. Der resultierende lineare Beobachter liefert mit der Zustandsschätzung für das Störmodell die Größe ${}^{(A)}\hat{T}_{Ay}$ für das Moment infolge der Reifenkraft.

3.2 Berechnung der Reifenkraft und Strukturlasten

Die Berechnung der Strukturlasten in der Anbindung des Federbeins erfolgt über den zunächst noch unbekanntem Vektor ${}^{(C)}\underline{F}_C$ der Reifenkraft in einem angenommenen Kontaktpunkt C von Reifen und Landebahn, dessen Koordinaten im Koordinatensystem C^2 des Kontaktpunktes beschrieben werden. In **Bild 7** sind die Komponenten der Reifenkraft im Koordinatensystem C dargestellt.

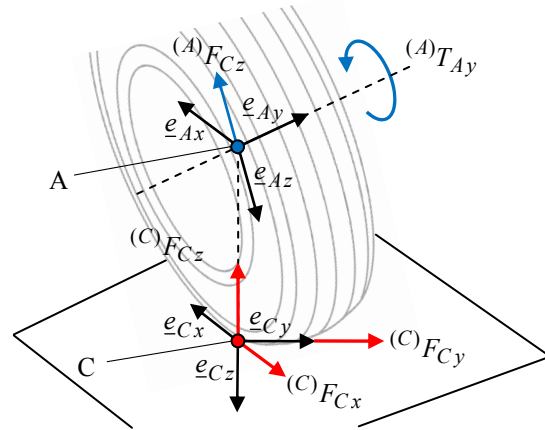


Bild 7 Koordinatensysteme, Kräfte und Momente am Rad

Zusätzlich wird das Koordinatensystem A der Radachse betrachtet. In diesem Koordinatensystem liegen die z-Koordinate ${}^{(A)}F_{Cz}$ der Reifenkraft und die y-Koordinate ${}^{(A)}T_{Ay}$ des Momentes infolge der Reifenkraft als Schätzgrößen aus den zuvor beschriebenen Zustandsbeobachtern vor. Die Koordinaten der Kräfte und Momente am Reifen, beschrieben im Koordinatensystem C, können über die Gleichungen

$${}^{(A)}\underline{F}_C = {}^{(A,C)}\underline{S} \cdot {}^{(C)}\underline{F}_C \quad (3)$$

$${}^{(A)}\underline{T}_A = {}^{(A,C)}\underline{S} \cdot ({}^{(C)}\underline{r}_{A,C} \times {}^{(C)}\underline{F}_C) \quad (4)$$

in das Koordinatensystem A transformiert werden. Darin beschreibt die Drehmatrix ${}^{(A,C)}\underline{S}$ die Orientierung des

² Die Orientierung des Koordinatensystems ergibt sich aus den folgenden Bedingungen: Die Basisvektoren \underline{e}_{Cx} , \underline{e}_{Ax} und \underline{e}_{Az} sind komplanar und der Basisvektor \underline{e}_{Cz} ist orthogonal zur Landebahn im Kontaktpunkt.

Koordinatensystems C gegenüber dem Koordinatensystem A. Sie lässt sich mit Hilfe der in **Bild 7** dargestellten, aus \underline{y}_{AC} bekannten Basisvektoren der Koordinatensysteme berechnen.

Für das durch die Reifenkraft erzeugte Moment um den Radmittelpunkt wird der Relativvektor ${}^{(C)}\underline{r}_{A,C}$ von A nach C, beschrieben im Koordinatensystem C, benötigt. Es wird angenommen, dass die Lauffläche des Reifens einen kreisförmigen Querschnitt aufweist, was für typische Flugzeugreifen annähernd zutrifft. Damit folgt

$${}^{(C)}\underline{r}_{A,C} = [0 \quad 0 \quad R_S]^T \quad (5)$$

mit dem statischen Radradius R_S . Die dritte Zeile von Gleichung (3) stellt einen Zusammenhang zwischen der bekannten z-Koordinate ${}^{(A)}F_{Cz}$ der Reifenkraft im Koordinatensystem A und den unbekannt Koordinaten der Reifenkraft ${}^{(C)}\underline{F}_C$ im Koordinatensystem C her. Zudem liefert die zweite Zeile von Gleichung (4) mit dem Relativvektor aus Gleichung (5) eine Beziehung zwischen dem bekannten Moment ${}^{(A)}T_{Ay}$ im Koordinatensystem A und der x-Koordinate ${}^{(C)}F_{Cx}$ der Reifenkraft im Koordinatensystem C.

Der statische Radradius kann weiter mit

$$R_S = R_W - \frac{|{}^{(C)}F_{Cz}|}{c_{Wz}} \quad (6)$$

als lineare Funktion der z-Koordinate ${}^{(C)}F_{Cz}$ der Reifenkraft im Koordinatensystem C angesetzt werden. Darin beschreiben die Parameter R_W und c_{Wz} den Radius des unverformten Reifens und die vertikale Reifensteifigkeit. Nach [2] besteht zwischen der x- und y-Koordinate der Reifenkraft weiterhin die Beziehung

$${}^{(C)}F_{Cy} = {}^{(C)}F_{Cx} \cdot \tan(\lambda) \quad (7)$$

In dieser Gleichung ist

$$\lambda = \arctan\left(\frac{{}^{(C)}v_{Ay}}{{}^{(C)}v_{Ax} - R_D \cdot |{}^{(C)}\underline{\Omega}_W|} \cdot \chi_s\right) \quad (8)$$

der Winkel zwischen dem normierten Längsschlupf und dem normierten Gesamtschlupf. Er ist eine Funktion der x- und y-Koordinaten des Geschwindigkeitsvektors ${}^{(C)}\underline{v}_A$ der Radachse und der y-Koordinate des Winkelgeschwindigkeitsvektors ${}^{(C)}\underline{\Omega}_W$ des Rades um die Radachse im Koordinatensystem C, die mit der Drehmatrix ${}^{(C,A)}\underline{S} = {}^{(A,C)}\underline{S}^T$ aus den Vektoren ${}^{(A)}\underline{v}_A$ und ${}^{(A)}\underline{\Omega}_W = [0 \quad \Omega_{Wy} \quad 0]^T$ im Koordinatensystem A berechnet werden. Zudem wird der dynamische Radradius

$$R_D = \frac{1}{3}R_W + \frac{2}{3}R_S \quad (9)$$

benötigt, der wiederum vom statischen Radradius aus Gleichung (6) abhängt. Der konstante Faktor $\chi_s = \hat{s}_x / \hat{s}_y$ ist das Verhältnis der Normierungsfaktoren für Längs- und Querschlupf nach [2].

Durch Einsetzen der Gleichungen (6) und (7) mit den zugehörigen Gleichungen (8) und (9) in die dritte Zeile aus Gleichung (3) und die zweite Zeile aus Gleichung (4) folgt eine nichtlineare Bestimmungsgleichung für die z-Koordinate ${}^{(C)}F_{Cz}$ der Reifenkraft im Koordinatensystem C. Nach Ermittlung der gültigen Lösung erhält man rückwärts die x- und y-Koordinaten und damit den Vektor ${}^{(C)}\underline{F}_C$ der Reifenkraft.

Aus Gleichungen (3) und (4) ergeben sich wiederum die Kraft und das Moment infolge der Reifenkraft im Koordinatensystem A. Zusammen mit der Feder- und Dämpferkraft, der Gewichtskraft der Radachse und der Massenkraft infolge der Führungs- und Coriolisbeschleunigung folgen damit schließlich die gesuchten Strukturlasten in Form der Zwangskraft \underline{F}_L und des Zwangsmoments \underline{T}_L . Für die beschriebene Berechnung der Reifenkraft und der Strukturlasten werden allein die Reifenparameter R_W , c_{Wz} und χ_s benötigt. Es sind kein detailliertes Reifenmodell und keine Kenntnis über die Reibverhältnisse zwischen Reifen und Landebahn erforderlich.

4 Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden Ergebnisse aus der Simulation mit dem in Kapitel 2 beschriebenen generischen Flugzeugmodell und dem in Kapitel 3 beschriebenen Fahrwerkbeobachter für eine schiefe Landung auf einer ebenen Landebahn mit einem Reibwert von 1 vorgestellt. Dabei wird für das Flugzeug eine Masse von 200 t angenommen. Das Landemanöver beginnt bei ausgefahrenen Landeklappen mit einer Anfangsgeschwindigkeit von 65 m/s, einem Gleitwinkel von $1,5^\circ$, einem Anstellwinkel von $11,5^\circ$ und einem Schiebewinkel von 5° . Der zuerst aufsetzende Reifen befindet sich bei Beginn der Simulation 0,1 m über der Landebahn. Während des Manövers wird das Flugzeug in Richtung der Landebahn ausgerichtet. Analog zur Beschreibung des Modells des Federbeins und des zugehörigen Beobachters werden die Ergebnisse nur für ein Federbein dargestellt.

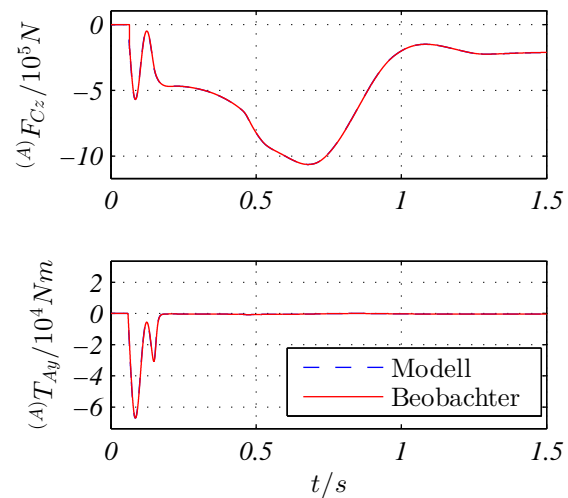


Bild 8 z-Koordinate der Reifenkraft und y-Koordinate des Drehmoments infolge von Reifenkraft

Das **Bild 8** zeigt für das Federbein des linken Hauptfahrwerks die Zeitverläufe für die z-Koordinate der Reifenkraft und die y-Koordinate des Moments infolge von Reifenkraft im Koordinatensystem A. Die Schätzgrößen werden dabei mit den Zustandsbeobachtern aus Kapitel 3.1 ermittelt. Die Zeitverläufe der Schätzgrößen und der zugehörigen Referenzgrößen aus dem Flugzeugmodell zeigen eine sehr gute Übereinstimmung.

Weiterhin werden in **Bild 9** die Ergebnisse der Berechnung für die x-, y- und z-Koordinaten der Reifenkraft im Koordinatensystem C mit Hilfe der zuvor gezeigten Schätzgrößen vorgestellt.

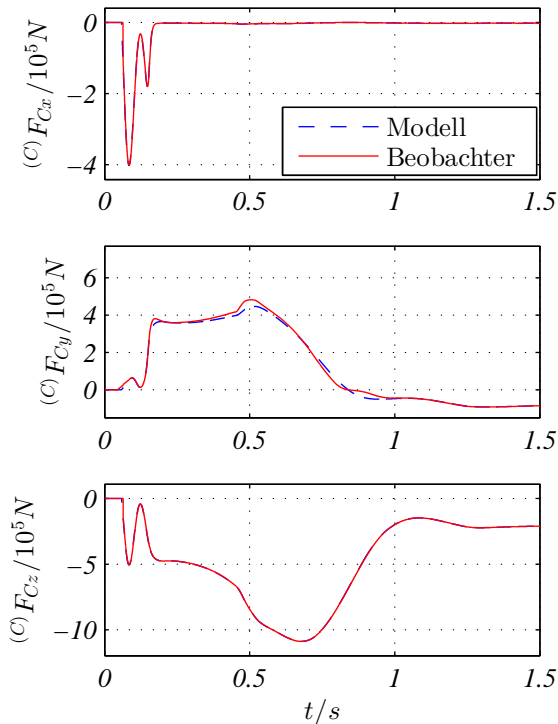


Bild 9 x-, y- und z-Koordinaten der Reifenkraft

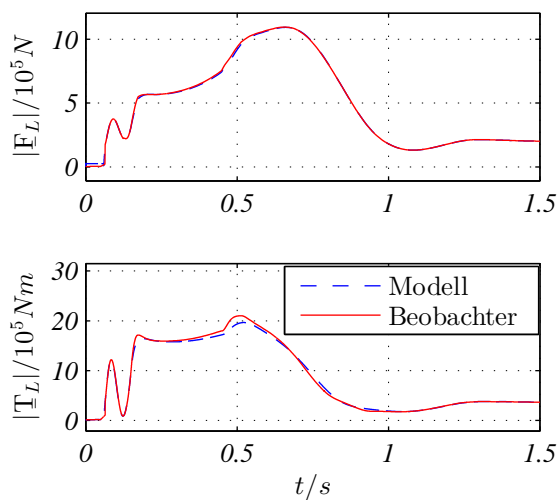


Bild 10 Beträge des Kraftvektors und des Momentenvektors in der Anbindung des Federbeins

Dabei zeigen die Zeitverläufe aus dem Beobachter und dem Flugzeugmodell für die x- und die z-Koordinate eine sehr gute Übereinstimmung. Im Bereich des relevanten Lastniveaus ist die größte Abweichung mit etwa 14 % in den Zeitverläufen für die y-Koordinate sichtbar. Dies ist auf die eingestellte Dynamik der Zustandsbeobachter zurückzuführen.

Damit liefert der Beobachter auch für die Strukturlasten zufriedenstellende Ergebnisse. Dies wird im **Bild 10** mit der Darstellung der Beträge des Kraftvektors \underline{E}_L und des Momentenvektors \underline{T}_L deutlich.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Der vorliegende Beitrag beschreibt ein Beobachterkonzept zur Ermittlung der bei der Landung von Flugzeugen über das Fahrwerk eingeleiteten Strukturlasten. Die hierzu erstellte Entwicklungs- und Testumgebung beinhaltet ein Flugzeugmodell zur Simulation unterschiedlicher Landemanöver und als Grundlage für die Entwicklung des Fahrwerkbeobachters. Durch die Nutzung von Zustandsbeobachtern zur Schätzung federbeininterner Größen und die Auswertung von Gleichungen zur Beschreibung der Kraftübertragung an den Flugzeugreifen werden die auftretenden Reifenkräfte berechnet. Mit ihnen werden schließlich die resultierenden Strukturlasten bestimmt. Während des Landevorgangs auftretende Böen und Turbulenzen führen ebenfalls zu Strukturlasten, die von einem existierenden Böen- und Manöverlastenbeobachter [5] geschätzt werden können. Die Beobachter können gemeinsam in einem Beobachternetzwerk zur Schätzung der auftretenden Gesamtlast betrieben werden, da ihnen unterschiedliche Eingangsgrößen für die Schätzung zur Verfügung stehen. Validiert werden könnte der Fahrwerkbeobachter durch die Simulation mit Modellen von Flugzeugherstellern sowie durch den Vergleich mit Messdaten von Landungen mit realen Flugzeugen.

7 Literatur

- [1] Wang, X.: *Ein Beitrag zur Entwicklung semiaktiver Flugzeugfahrwerksysteme*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000.
- [2] Rill, G.: *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modelling*. Regensburg: CRC Press, 2011.
- [3] Henrichfreise, H.: *Prototyping of a LQG Compensator for a Compliant Mechanical Drive System with Friction*. 1. Workshop TransMechatronik-Entwicklung und Transfer von Entwicklungssystemen der Mechatronik. HNI-Verlagschriftreihe, Band 23. 1997 Paderborn.
- [4] Friedland, B.: *Advanced Control System Design*. New Jersey: Prentice Hall, 1996.
- [5] Henrichfreise, H.; Bensch, L.; Jusseit, J.; Merz, L.; Gojny, M.: *Estimation of gusts and structural loads for commercial aircraft*. In: Int. Forum on Aeroelasticity and Structural Dynamics (IFASD) 2009. 21.-25. Juni 2009 Seattle, USA.

Umsetzungsorientierte Synthese mechatronischer Referenzmodelle

Implementation-oriented synthesis of mechatronic reference models

Prof. Dr.-Ing. Iris Gräßler, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, 33102 Paderborn, Deutschland, iris.graessler@hni.uni-paderborn.de

Kurzfassung

Technische Systeme des Maschinenbaus haben in den letzten Dekaden branchenübergreifend einen Wandel von ursprünglich kinematisch über hydraulisch, pneumatisch hin zu elektronisch angesteuerten und geregelten Systemen vollzogen. Hieraus resultiert der Bedarf, die disziplinspezifisch und historisch gewachsenen Begriffs- und Denkwelten zueinander in Beziehung zu setzen und zu synthetisieren. Unter dem Anspruch der industriellen Umsetzbarkeit werden in diesem Beitrag zentrale Referenzmodelle der Produktentstehung analysiert und in einem ersten Schritt synthetisiert. Hierfür wird zunächst der Handlungsrahmen Produktentstehung definiert und abgegrenzt. Auf der Grundlage der industriell verbreiteten ganzheitlichen Produktionssysteme wird ein ganzheitliches Produktentstehungssystem (PES) entwickelt. Das Produktentstehungssystem dient als Rahmen für die vergleichende Bewertung und die umsetzungsorientierte Synthese existierender mechatronischer Referenzmodelle. Hiermit wird der gemeinsame Kern identifiziert und die Grundlage zur Entwicklung eines übergeordneten multidisziplinären Referenzmodells geschaffen.

Abstract

Technical systems of mechanical engineering were originally controlled kinematically. Through the decades and across all industries, control of technical systems shifted from kinematics over hydraulics, pneumatics to electronics. This evolution results in the need of relating the discipline-specific and historically developed concepts and schools of thought to each other and synthesizing them. Focusing on industrial applicability, relevant reference models of mechatronic product creation are analyzed and synthesized in a first step in this contribution. For this, the field of action of product creation is first defined and delimited. On basis of the industrially prevalent holistic Production Systems, a holistic Product Creation System (PCS) is developed. The Product Creation System serves as a framework for comparative assessment and implementation-oriented synthesis of existing mechatronic reference models. Thus the common core is identified and the basis for developing a generic multidisciplinary reference model is provided.

1 Einleitung

Erste maschinenbauliche Produkte wurden kinematisch angesteuert, z.B. durch Betätigung von Nocken, Kulissenscheiben oder Schubstangen. In den letzten Dekaden hat sich branchenübergreifend ein rasanter Wandel über hydraulisch, pneumatisch hin zu elektronisch angesteuerten und geregelten technischen Systemen vollzogen. Das Systemverhalten wurde dadurch präziser, echtzeitfähiger und flexibel konfigurierbar. Die wachsende Dynamik von Wirtschaftsprozessen führte gleichzeitig zu einem verschärften Wettbewerb mit steigendem Innovationsdruck und hohen Änderungsraten während der laufenden Produktentwicklung. Technische Gesamtsysteme mussten leistungsfähiger werden und gleichzeitig in Grenzgebiete der Beanspruchbarkeit vordringen. Mit dem technischen Fortschritt wuchs auch die Komplexität der Produkte, Technologien und Anwendungen. Der sich so vollziehende Wandel des klassischen Maschinenbaus hin zu Mechatronik und Cyber-physischen Systemen zieht als Konsequenz den Bedarf nach einer Neustrukturierung der Normenlandschaften nach sich. Insbesondere die bestehenden Referenzmodelle für das Vorgehen in der Produktentstehung müssen geprüft und neu interpretiert werden.

Im Produktentstehungsprozess werden das Innovationsmanagement, die Produktentwicklung und die Produktionsplanung von der strategischen Geschäftsfeldplanung bis zum Markteintritt betrachtet. Die Produktentstehung umfasst somit die Generierung erfolgversprechender Produktideen, ihre funktionale und herstellungsbezogene Realisierung (Bild 1).

2 Produktentstehungssystem als Bezugsrahmen für die Synthese

Die in diesem Beitrag dargestellte Analyse und Synthese existierender mechatronischer Referenzmodelle dient als Grundlage für die Entwicklung eines übergeordneten multidisziplinären Referenzmodells. Das übergeordnete Referenzmodell soll dabei dem Anspruch der industriellen Anwendbarkeit genügen. Für Auftragsabwicklungsprozesse in der Produktion haben sich hierfür in Deutschland seit den 1990er Jahren ganzheitliche Produktionssysteme auf Basis des Toyota Produktionssystems [1] bewährt.

Ein ganzheitliches Produktionssystem bildet ein unternehmensspezifisches, methodisches Regelwerk zur umfassenden und durchgängigen Gestaltung der Unternehmensprozesse [2]. Somit trägt es wesentlich zur Sicherung und Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit eines Unternehmens bei [3]. Es unterstützt den Kulturwandel bei

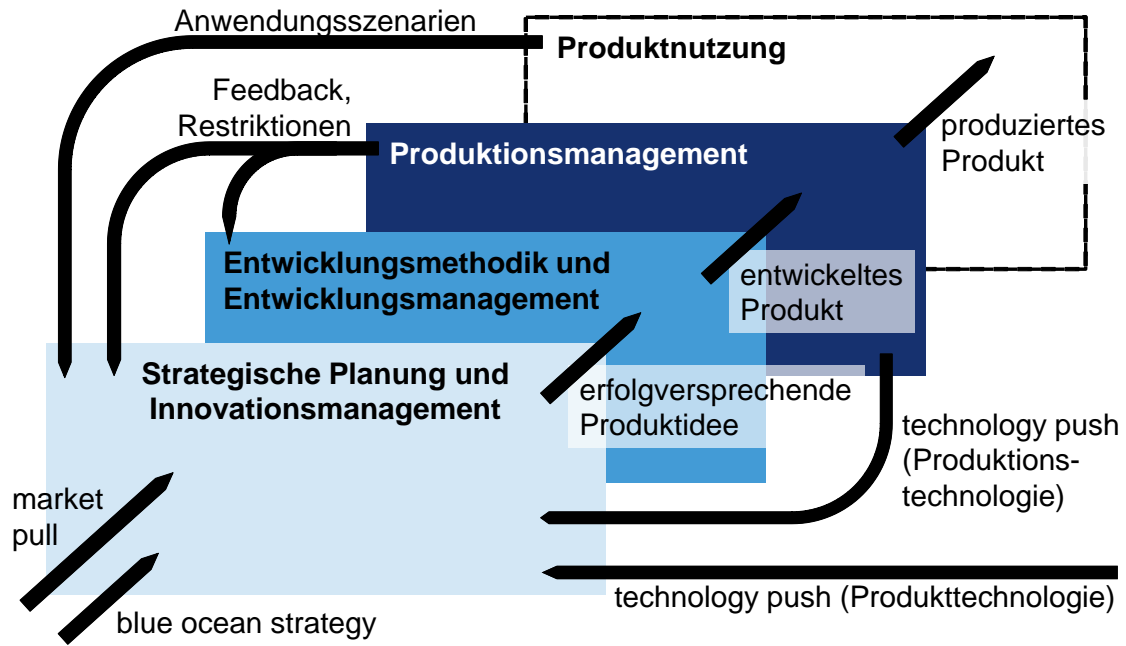


Bild 1 Handlungsfeld Produktentstehung

Mitarbeitern aller Ebenen hin zu einer kontinuierlichen Verbesserungsmentalität [3]. Die frühen Erfahrungen mit der Einführung ganzheitlicher Produktionssysteme zeigten, dass nicht die Art und Anzahl der angewendeten Methoden und Werkzeuge erfolgsentscheidend sind, sondern vielmehr das Verständnis der Wirkzusammenhänge („Kopieren statt Kopieren“), vgl. hierzu auch [3].

Übertragen auf die durch Informationsflüsse bestimmte multidisziplinäre Produktentstehung, ermöglicht solch ein Regelwerk eine nachhaltige Effektivitäts- und Effizienzsteigerung. Durch die Dokumentation von Prinzipien werden Mitarbeiter wie Führungskräfte in die Lage versetzt, ihre Handlungen und Entscheidungen an den Gestaltungsprinzipien (Ordnungssystem) und ihrem Beitrag zu den dahinterliegenden Unternehmenszielen (Wertesystem) zu messen. Die Operationalisierung der Prinzipien erfolgt anhand von standardisierten Bausteinen, d.h. Methoden und Werkzeugen. Diese Bausteine befähigen zur Realisierung der Prinzipien und bilden das Arbeitssystem. Ihre Standardisierung stellt die Voraussetzung zur Beherrschung und ständigen Verbesserung der Produktentstehung dar. Daher wird als Bezugsrahmen für die Analyse und umsetzungsorientierte Synthese existierender Referenzmodelle ein Produktentstehungssystem (PES) entwickelt und zu Grunde gelegt. Die Grobstruktur des konzipierten ganzheitlichen Produktentstehungssystems orientiert sich an den gängigen Produktionssystemen und gliedert sich in die Ebenen Ziele (Wertesystem), Gestaltungsprinzipien (Ordnungssystem) sowie Bausteine: Methoden und Werkzeuge (Arbeitssystem), Bild 2.

Die Feinstruktur des ganzheitlichen Produktentstehungssystems wird spezifisch für die Produktentstehung ausgestaltet. Das Wertesystem untergliedert sich in die folgenden, für die Produktentstehung relevanten Unternehmensziele:

- Exzellenz in der Produktentstehung
- überzeugende Produktfunktionalität
- 0-Fehler-Qualität in Produkt und Prozessen
- Zielkostenerreichung
- kurze Durchlaufzeiten von der strategischen Planung bis zum Markteintritt

Zur Erreichung der Unternehmensziele bilden die in Bild 3 definierten 12 Gestaltungsprinzipien den erforder-



Bild 2 Grobstruktur des ganzheitlichen Produktentstehungssystems (PES), angelehnt an [4]

| Gestaltungsprinzipien | Definition |
|----------------------------|---|
| ergebnisorientiert | Orientierung an wirtschaftlichen Ergebnisgrößen, wie Entwicklungsrendite, Zeit- und Kosteneinhaltung |
| transparent | Leistung, Qualität, Meilensteinstatus, Umsetzungsschwierigkeiten sind stets bekannt |
| robust | Wiederholbarkeit und Unempfindlichkeit ggü. Störungen |
| änderungsfreundlich | Beherrschung von Unsicherheiten und Flexibilität ggü. umfeld- bzw. kundenwuschinduzierten Änderungen |
| schnell | kurze Durchlaufzeiten von der strategischen Geschäftsfeldplanung bis zum Markteintritt |
| testgetrieben | Verifikation und Validierung des jeweiligen Entwicklungsstands auf Basis von Modellen anhand von Simulationen und Erprobungen |
| multidisziplinär | informationstechnische Vernetzung der beteiligten Disziplinen mit dem Ziel, ein übergeordnetes Optimum zu generieren |
| innovationsfördernd | systematische Generierung und Durchsetzung erfolgversprechender Produktideen |
| anwendungsorientiert | konsequente Ausrichtung der Produktentstehung auf Anwendungsszenarien und Erlebniswelten |
| standardisiert | Nutzung von Skalen- und Lerneffekten durch Wiederverwendung von Produkten und Prozessen |
| mitarbeiterzentriert | Berücksichtigung der Mitarbeitervorstellungen und -bedürfnisse mit dem Ziel einer hohen Identifikation |
| kontinuierlich verbessernd | kontinuierliche Optimierung von Mitarbeiterbindung, Technologie, IT-Tools, Organisation, Prozessen und Methoden |

Bild 3 Gestaltungsprinzipien des ganzheitlichen Produktentstehungssystems (PES), aufbauend auf [5, 6]

lichen Handlungs- und Entscheidungsrahmen. Zur Erfassung und Selektion der Gestaltungsprinzipien fanden eigene Vorarbeiten zur Gestaltung und industriellen Umsetzung von Produktentwicklungssystemen Eingang [5, 6]. Diese wurden auf das hier betrachtete Handlungsfeld der Produktentstehung übertragen und um die fehlenden Aspekte ergänzt. Für den engeren Bereich der Produktentwicklung sind bereits erste Umsetzungsbeispiele aus Großunternehmen der Automobil- und Investitionsgüterindustrie bekannt, vgl. hierzu auch [5, 6].

Die Ziele, Gestaltungsprinzipien und Bausteine des vorgestellten Produktentstehungssystems werden unternehmensspezifisch konfiguriert, branchen- und anwendungsorientiert priorisiert. Beispiele für Bausteine sind Fehler-Möglichkeiten- und Einflussanalyse (FMEA), Design for Six Sigma (DFSS), Conjoint-Analyse, Anforderungsmanagement, domänenübergreifende Systemmodellierung, Simulation und Erprobung. Bewährte Praxisbeispiele, sog. „Best Practices“, erläutern die industrielle Umsetzung der Bausteine. Da die zentralen mechatronischen Referenzmodelle im Folgenden anhand der Gestaltungsprinzipien analysiert werden, werden die Bausteine an dieser Stelle nicht weiter detailliert. Zur Implementierung des Produktentstehungssystems in der industriellen Praxis ist darüber hinaus ein Rollenmodell erforderlich, in dem die Aufgaben und Verantwortlichkeiten von Baustein-Experten, Prozesseignern und Promotoren definiert werden.

3 Analyse und Synthese mechatronischer Referenzmodelle

Das in Kapitel 2 vorgestellte Produktentstehungssystem dient als Bezugsrahmen für die vergleichende Bewertung und umsetzungsorientierte Synthese existierender mechatronischer Referenzmodelle. Hiermit werden der gemeinsame Kern und die erforderlichen Elemente eines übergeordneten multidisziplinären Referenzmodells identifiziert, das die Begriffs- und Denkwelten der einzelnen Ansätze zueinander in Beziehung setzt und zusammenführt. Die Ausprägungen der nachfolgend analysierten Ansätze und ihrer zugehörigen Referenzmodelle hinsichtlich der Gestaltungsprinzipien des Produktentstehungssystems werden in Bild 4 zusammengefasst.

Ein erster umfassender und in großen Teilen heute noch relevanter Überblick über das Vorgehen zur Identifikation erfolgversprechender Produktideen geht auf BRANKAMP zurück und fand Niederschlag in der VDI-Richtlinie 2220 [7, 8]. Durch die systematische Identifikation von Suchfeldern wird die Erzielung eines hohen Innovationsgrads begünstigt. Damit wird die Produktentstehung konsequent auf zukünftige Kundenwünsche ausgerichtet. Diese bilden die Voraussetzungen für nutzerzentrierte Anwendungsszenarien und Erlebniswelten (Bild 4, 1. Spalte).

Erste Ansätze der klassischen Konstruktionssystematiken fokussierten auf mechanische Wirkprinzipien und entstanden mit Beginn der Industrialisierung im 19. Jahrhun-

dert durch REDTENBACHER, REULEAUX u.a. [9, 10]. WÖGERBAUER lieferte 1943 eine umfassende Darstellung der „Technik des Konstruierens“ [11]. Erst durch die Entwicklung der Konstruktionssystematiken wurde das auf Begabung, Kreativität und Intuition beruhende Konstruieren mechanischer Systeme lehrbar. Bei mechanischen Systemen wird die Funktionserfüllung maßgeblich durch die Festlegung von Baustrukturen, die Grobgestaltung der maßgebenden Module und die Ausarbeitung der Feingestalt geprägt. Daher bildet die Gestaltung nach wie vor einen Kern der allgemein anerkannten konstruktionsmethodischen Vorgehensweisen wie VDI 2222 oder VDI 2221. Ein hoher Innovationsgrad lässt sich jedoch nur verwirklichen, wenn man sich gerade von diesem gestalterischen Kern löst und die Aufgabenstellung abstrahiert [12-14]. Diese Abstraktion der Aufgabenstellung mit anschließender Funktionsfindung ist charakteristisch für die klassischen Konstruktionssystematiken und die VDI-Richtlinie 2221. Die Abstraktion hilft, sich von bereits bekannten Lösungen und Denkschemata zu befreien, den Lösungsraum zu erweitern und fördert somit hohe Innovationsgrade (Bild 4, Spalten 2 und 3). Aufgrund des Abstraktionsschrittes ist das prinzipielle Vorgehen der Konstruktionssystematiken auf beliebige, sogar nicht-technische Problemstellungen übertragbar. In der industriellen Praxis wird die Abstraktion der Aufgabenstellung über Funktionsfindung und Prinzipiarbeitung unter dem typischerweise herrschenden Zeitdruck jedoch oftmals als Umweg empfunden und findet bei Neuentwicklungen noch keine ausreichende Verbreitung [6].

Hier greift das System der Wertanalyse an. Mit der Wertanalyse wurden parallel zu den VDI-Richtlinien 2221 und 2222 Arbeitsflüsse in der Produktentwicklung festgelegt [15]. Besondere Schwerpunkte der Wertanalyse bilden die Gestaltungsprinzipien Ergebnisorientierung, Anwendungsorientierung, Mitarbeiterzentrierung und kontinuierliche Verbesserung (Bild 4, Spalte 4). Daher hat keine andere Methode der systematischen Produktentwicklung in der Industrie und der Normung einen so nachhaltigen Niederschlag gefunden wie die Wertanalyse [16]. Ursprung der Wertanalyse waren Überlegungen von Lawrence D. Miles, der sich als Ingenieur und Einkaufschef beim amerikanischen Konzern General Electric bereits 1947 fragte: „Wie kaufe ich kosten- und nutzungsgünstig ein?“ [15]. Das Neue daran war, dass anstelle von reinen Preisvergleichen zusätzlich der Funktionsumfang betrachtet wurde. Der Wert definiert somit das Verhältnis zwischen dem bereitgestellten Funktionsumfang einerseits und den hierfür aufzubringenden Kosten andererseits. Übertragen auf den Einkauf eines Bleistifts heißt das z.B.: Weder der teuerste Bleistift, noch der billigste hat den höheren Wert, sondern derjenige mit der längsten Schreibdauer je Geldeinheit [16]. Die Zeit nach dem 2. Weltkrieg war durch starke Nachfrage aber extreme Rohstoffknappheit gekennzeichnet. Miles entwickelte die Methode Wertanalyse, um knappe Ressourcen zu ersetzen. Er bemerkte aber schnell, dass dadurch zugleich unnötige Kos-

ten erkannt und eingespart werden konnten. Diese Grundidee fand schnell großes Interesse in der amerikanischen Industrie sowie in nationalen und internationalen Weiterentwicklungs- und Normungsaktivitäten, z.B. durch die „Society of American Value Engineering (SAVE)“ und das „Zentrum Wertanalyse (VDI-ZWA)“ [16].

Die Weiterentwicklung der Wertanalyse in Form des Value Management bildet die Grundlage für die optimale Gestaltung und Verbesserung von Produkten, Dienstleistungen und Arbeitsabläufen [17, 18]. Der hierfür zugrunde gelegte Wertebegriff wird entsprechend weitreichender gefasst:

$$\text{Wert } \alpha = \frac{\text{Befriedigung von Bedürfnissen}}{\text{Einsatz von Ressourcen}}$$

Das ursprünglich für die Bundeswehr und Bundesbehörden entwickelte V-Modell für die standardisierte und qualitätsgerechte Abwicklung großer IT-Systemerstellungsprojekte [19] wurde 2004 in der VDI-Richtlinie 2206 auf mechatronische Systeme übertragen [20]. Hiermit wurde erstmals ein spezifisches entwicklungsmethodisches Vorgehen für mechatronische Systeme disziplinübergreifend harmonisiert und dokumentiert. Die Schwerpunkte des mechatronischen V-Modells liegen auf der engen informationstechnischen Vernetzung der beteiligten Disziplinen (Multidisziplinarität) sowie die Eigenschaftsabsicherung des jeweiligen Entwicklungsstands (Testgetriebenheit, vgl. Bild 4, Spalte 5).

Auf Basis disziplinspezifischer und -übergreifender Modelle werden die jeweiligen Entwicklungsstände simuliert und erprobt. CAD-Modelle sind Beispiele für disziplinspezifische Modelle, während Anforderungsmodelle zur Darstellung von Systemanforderungen und Verhaltensbeschreibungen zur domänenübergreifenden Erfassung und Formulierung der funktionalen Zusammenhänge Beispiele für disziplinübergreifende Modelle darstellen. Disziplinspezifische Modelle werden vorzugsweise über mathematische Algorithmen vernetzt. Hierbei liegt der Schwerpunkt auf den domänenübergreifenden Korrelationen.

Im Rahmen der Eigenschaftsabsicherung werden während des Systementwurfs, des domänenspezifischen Entwurfs und der Systemintegration Lösungsalternativen ausgewählt und deren Eigenschaften anhand von Anforderungslisten bewertet. Eigenschaftsabsicherung umfasst Verifikation und Validierung. Anhand der Verifikation wird überprüft, ob eine Realisierung mit der Spezifikation übereinstimmt (umgangssprachlich: „Wird ein korrektes Produkt entwickelt?“). Im Rahmen der Validierung wird geprüft, ob das Produkt bezogen auf seinen Einsatzzweck geeignet ist (umgangssprachlich: „Wird das richtige Produkt entwickelt?“). Hier geht die Erwartungshaltung des Fachexperten und des Anwenders ein [20]. Durch die schrittweise Eigenschaftsabsicherung und Optimierung von Produktfunktionen kann auf Änderungen des Um-

- Kernaspekt
- ◐ teilweise behandelt
- Randaspekt
- nicht behandelt
- Element Referenzmodell

Gestaltungsprinzipien

| | VDI 2220 [8] | Konstruktionssystematiken [9-13] | VDI 2221 [14] | Wertanalyse [15-18] | VDI 2206 [20] | Systems Engineering [21, 22] | Projektmanagement [23] | CMMI [24, 25] | Agile Systementwicklung [26] |
|----------------------------|--------------|----------------------------------|---------------|---------------------|---------------|------------------------------|------------------------|---------------|------------------------------|
| ergebnisorientiert | - | - | - | ◐ | - | ■ | ◐ | ◐ | ◐ |
| transparent | - | - | - | - | - | - | ○ | ◐ | ■ |
| robust | - | - | - | ○ | - | ○ | ○ | ■ | ◐ |
| änderungsfreundlich | - | ○ | ○ | - | ◐ | ○ | - | ◐ | ■ |
| schnell | - | - | - | - | - | - | - | - | ■ |
| testgetrieben | - | ○ | ○ | ○ | ■ | ■ | - | ◐ | ■ |
| multidisziplinär | - | ○ | ○ | ○ | ■ | ■ | - | ○ | ○ |
| innovationsfördernd | ■ | ■ | ■ | ○ | ○ | - | - | - | ○ |
| anwendungsorientiert | ○ | - | - | ■ | - | ○ | - | - | ◐ |
| standardisiert | - | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ■ | ○ |
| mitarbeiterzentriert | - | - | - | ■ | - | ○ | - | ○ | ○ |
| kontinuierlich verbessernd | - | - | - | ■ | - | - | - | ○ | ◐ |

Bild 4 Gegenüberstellung existierender Referenzmodelle anhand der Gestaltungsrichtlinien

felds oder der Kundenwünsche flexibel reagiert werden. Dabei werden Makro- und Mikrozyklen iterativ durchlaufen (Änderungsfreundlichkeit).

Unter der Zielsetzung, Zuverlässigkeit und Funktionalität komplexer Gesamtsysteme sicherzustellen, ist in den 50er Jahren in den USA die Systemtheorie auf den Entwicklungsprozess angewendet worden. Das Wettrennen der Weltmächte im Weltraum und das militärische Wettrennen hatten zu dem Druck geführt, äußerst komplexe Systeme schnell zum Erfolg zu führen [21]. Systems Engineering wird in der industriellen Praxis als Sammelbegriff verwendet. Unter Abgleich existierender Beschreibungen und Definitionen, u.a. nach [21] und [22] wird wie folgt der gemeinsame Kern definiert:

„Systems Engineering bezeichnet eine strukturierte multidisziplinäre Vorgehensweise für die Entwicklung komplexer technischer Gesamtsysteme zur Erzielung eines disziplinübergreifenden Optimums in einem festgelegten Zeit- und Kostenrahmen. Hierfür werden die Disziplinen modelltechnisch strukturiert und miteinander vernetzt.“

Die Gegenüberstellung des Systems Engineering Ansatzes mit den Gestaltungsprinzipien des Produktentstehungssystems liefert zunächst ein ähnliches Bild wie das der VDI-Richtlinie 2206 (Bild 4, Spalten 5 und 6). Ein markanter Unterschied liegt in der hohen Orientierung an wirtschaftlichen Ergebnissen beim Systems Engineering. Die Aspekte der Zeit- und Kosteneinhaltung werden in der VDI-Richtlinie 2206 nicht vertiefend behandelt. Der Anspruch des Systems Engineering auf Änderungsfreundlichkeit wird gestellt, aber noch nicht hinreichend mit Methoden und Werkzeugen hinterlegt.

Die Zeit- und Kosteneinhaltung von Produktentstehungsprojekten ist zwar die Domäne des klassischen Projektmanagements, vgl. z.B. [23]. Der heutigen Komplexität technischer Gesamtsysteme und der Volatilität der Märkte sind klassische Methoden und Werkzeuge des Projektmanagement allerdings nicht mehr gewachsen. Daher wird der Anspruch der Ergebnisorientierung vom Projektmanagement nur in Teilen erfüllt (Bild 4, Spalte 7). Das Capability Maturity Model Integrated (CMMI) und der Ansatz der agilen Systementwicklung strukturieren den Produktentstehungsprozess auf Ebene des Prozess- und Projektmanagements. Zu den Schwerpunkten

zählen Änderungsmanagement, situationspezifische Priorisierung und Einplanung von Aufgaben sowie Umgang mit Unvorhersehbarkeiten [24-26], (Bild 4, Spalten 8-9).

In Bild 4 werden die betrachteten Ansätze und Referenzmodelle anhand der Gestaltungsrichtlinien des Produktentstehungssystems zusammenfassend dargestellt. Wie aus der farblichen Markierung ersichtlich wird, werden durch Synthese der relevanten Ansätze alle geforderten Gestaltungsrichtlinien adressiert.

4 Zusammenfassung und Ausblick

In dem vorliegenden Beitrag wurde ausgehend von einer Definition und Abgrenzung des Handlungsfelds Produktentstehung ein ganzheitliches Produktentstehungssystem (PES) als Bezugsrahmen für die Analyse und Synthese entwickelt. Das Produktentstehungssystem lehnt sich strukturell an die industriell verbreiteten Produktionssysteme an und gewährleistet mit seiner durchgängigen Beschreibung von Werte-, Ordnungs- und Arbeitssystem eine hohe Umsetzungs- und Ertragsorientierung. Der Er-

folgsfaktor liegt dabei in dem Verständnis der Wirkzusammenhänge. Das Ordnungssystem des entwickelten Produktentstehungssystems wird durch zwölf Gestaltungsprinzipien spezifiziert. Anhand dieser Gestaltungsprinzipien wurden relevante Ansätze und Vorgehensmodelle für die Produktentstehung mechatronischer Systeme analysiert. Unter Abgleich mit eigenen Erfahrungen aus der industriellen Umsetzung konstruktionsmethodischer Elemente bei der ROBERT BOSCH GMBH im Umfeld des Bosch Product Engineering Systems wurden die existierenden Referenzmodelle komparativ bewertet und umsetzungsorientiert synthetisiert. Als Ergebnis der Synthese liegen die für ein übergeordnetes multidisziplinäres Referenzmodell der Produktentstehung erforderlichen Modellelemente vor.

Zielsetzung zukünftiger Forschungsarbeiten ist die Entwicklung des generischen multidisziplinären Referenzmodells für die Produktentstehung. Ein solches Referenzmodell kann als Diskussionsgrundlage für die laufenden VDI-Aktivitäten zur Verzahnung der Überarbeitung der VDI-Richtlinien VDI 2221 und VDI 2206 dienen (VDI Fachausschuss 7.02 „Systemhaus“). Als Ergebnis wird eine in sich konsistente Richtlinienlandschaft zur Produktentstehung mechatronischer Systeme angestrebt.

5 Literatur

- [1] Ohno, T.: Toyota Production System. Productivity Press, Cambridge, Massachusetts, 1988
- [2] Dombrowski, U.; M. Palluck; S. Schmidt: Strukturelle Analyse Ganzheitlicher Produktionssysteme. ZWF 101 (2006) 3, S. 114–118
- [3] VDI-Richtlinie 2870 Blatt 1: Ganzheitliche Produktionssysteme, Grundlagen, Einführung und Bewertung. Beuth Verlag, Berlin, Juli 2012
- [4] Ankele, A., Staiger, T., Koch, T.: Chefsache Produktionssystem, Pfade zum Erfolg. LOG_X, Stuttgart, 2008
- [5] Graessler, I.: Excellency in Industrial Product Development – A Promising Way to Success. Proceedings of CIRP 2003, 2003 International CIRP Design Seminar, Laboratoire 3S, Grenoble, France, May 12-14, 2003, pdf-file on CD, p. 46
- [6] Graessler, I., Haas, V., Suchowerskyj, W.: Innovation based on applying design methodology. In: Proceedings of TMCE “Tools and Methods of Competitive Engineering” 2012, May 7–11, 2012, Karlsruhe, Germany, Edited by I. Horváth, A. Albers, M. Behrendt and Z. Rusák, pp. 37-43
- [7] Brankamp, K.: Planung und Entwicklung neuer Produkte. Walter de Gruyter & Co, Berlin, 1971
- [8] VDI-Richtlinie 2220: Produktplanung, Ablauf, Begriffe und Organisation. Beuth Verlag, Berlin, Mai 1980
- [9] Redtenbacher, F.: Prinzipien der Mechanik und des Maschinenbaus. Bassermann, Mannheim, 1852
- [10] Reuleaux, F., Moll, C.: Konstruktionslehre für den Maschinenbau. Vieweg, Braunschweig, 1854
- [11] Wögerbauer, W.: Die Technik des Konstruierens. 2. Auflage Oldenbourg, München, 1943
- [12] Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., Grote, K.-H.: Konstruktionslehre, Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung, Methoden und Anwendung. 7. Auflage, Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 2007
- [13] VDI-Richtlinie 2222 Blatt1: Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. VDI-EKV, Düsseldorf, 1996
- [14] VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Beuth Verlag, Berlin, Mai 1993
- [15] Miles, L.D.: Value Engineering. 3. Auflage, Springer, München, 1964
- [16] Klein, B.: Wertanalyse-Praxis für Konstrukteure, Ein effizientes Werkzeug in der Produktentwicklung. expert Verlag, Renningen, 2010
- [17] VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (Hrsg.): Wertanalyse – das Tool im Value Management. 6. Auflage, Springer VDI, Heidelberg, Dordrecht, London, New York, 2011
- [18] DIN EN 12973:2000 rev (D): Value Management. Februar 2002
- [19] Bröhl, A.P., Dröschel, W.: Das V-Modell, Der Standard für die Softwareentwicklung mit Praxisleitfaden. R. Oldenbourg, München, Wien, 1995
- [20] VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. Beuth Verlag, Berlin, Juni 2004
- [21] Weilkiens, T.: Systems Engineering mit SysML/UML, Anforderungen, Analyse, Architektur. dpunkt.verlag GmbH, 3. Auflage, Heidelberg, 2014
- [22] Technical Board INCOSE: Systems Engineering Handbook. Version 2a, Juni 2004
- [23] Burghardt, M.: Projektmanagement, Leitfaden für die Planung, Überwachung und Steuerung von Projekten. 9. Auflage, Publicis Publishing, Erlangen, 2012
- [24] Graessler, I.: How to Put Reorganization into Action – Critical Success Factors using Software Development as an Example. In: Proceedings of ECEC 2001, 8th European Concurrent Engineering Conference: The Path to Electronic Business, Universidad Politecnica de Valencia, Valencia, Spain, April 17-20, 2001, p. 19-21
- [25] Paulk, M.C., Weber, C.V., Curtis, B., Chrissis, M.B.: The Capability Maturity Model, Guidelines for Improving the Software Process. Software Engineering Institute at Carnegie Mellon University, Addison-Wesley, Reading, Harlow, Menlo Park et al., 1995
- [26] Graessler, I.: Principles of Agile Systems Engineering. In: Proceedings of ECEC 2014, 21st European Concurrent Engineering Conference, Bruges, Belgium, April, 28-30, 2014, p. 39-44

Mechatronische Module als Befähiger für einen durchgängigen Informationsfluss bei der Planung und dem Betrieb von Cyber-Physischen Montagesystemen

Mechatronic modules as enabler for a consistent flow of information in planning and operating Cyber-Physical assembly systems

Prof. Dr.-Ing. Rainer Müller, ZeMA – Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, 66121 Saarbrücken, Deutschland, rainer.mueller@mechatronikzentrum.de

Dipl.-Wirt.-Ing. (FH) Matthias Vette M.Eng., ZeMA – Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, 66121 Saarbrücken, Deutschland, matthias.vette@mechatronikzentrum.de

Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt. Ing. Leenhard Hörauf, ZeMA – Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, 66121 Saarbrücken, Deutschland, leenhard.hoerauf@mechatronikzentrum.de

Dipl.-Ing. Christoph Speicher, ZeMA – Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, 66121 Saarbrücken, Deutschland, christoph.speicher@mechatronikzentrum.de

Kurzfassung

Um im internationalen Wettbewerb bestehen zu können, müssen Unternehmen zukünftig auf Änderungen in der Produktnachfrage flexibel und schnell reagieren, um individuellen Kundenwünschen gerecht zu werden. Der Einsatz und die Vernetzung von Cyber-Physischen Systemen (CPS) in der Smart Factory soll dies ermöglichen und die Wettbewerbsfähigkeit von produzierenden Unternehmen am Hochlohnstandort Deutschland sichern. Kürzere Produktlebenszyklen und eine zunehmende Variantenzahl wirken sich insbesondere auf Planung und Betrieb von Montagesystemen aus. In diesem Paper wird daher die Vernetzung von mechatronischen Modulen untereinander und mit Planungstools am Beispiel eines Cyber-Physischen Montagesystems thematisiert sowie auf die Beschreibungsmöglichkeiten der Fähigkeiten mechatronischer Module eingegangen, um die Planung und den Betrieb von Montagesystemen zu optimieren.

Abstract

To compete in international competition, industrial enterprises have to react flexible to changes in product demands and to customer specific product requests. With Cyber-Physical Assembly Systems and smart factories this new stage of competitiveness for producing enterprises in high-wage countries as Germany will be achieved. Especially the planning and operation of assembly systems is influenced by shorter product lifecycles and an increasing number of product variants. The network of mechatronic modules and planning tools is subject of this paper as well as the description of abilities of mechatronic modules to support and optimize planning and operating of assembly systems.

1 Einleitung

Produzierende Unternehmen müssen sich einer Vielzahl von Herausforderungen stellen und bewältigen, um im internationalen Wettbewerb zu bestehen. Der vorliegende Ansatz fokussiert zwei dieser Herausforderungen: die steigende Variantenvielfalt infolge zunehmender individueller Kundenwünsche sowie verkürzte Produktlebenszyklen. Diese betreffen insbesondere die Montage als letzte Stufe im Produkterstellungsprozess [1]. Die Einflüsse von Produktvarianten, wie unterschiedliche Bauteile, Prozesse und Zeitspreizung derselben, wirken sich insbesondere auf die Montage aus, da hier das Produkt durch den Zusammenbau von Bauteilen oder Baugruppen entsteht und in Betrieb genommen wird. Die Folge ist eine zunehmende Leistung bei der Planung und dem Betrieb von Montagesystemen während Produktlebenszyklen und Produktpassungen in laufender Serie die Planungszeiträume immer weiter verkürzen werden [2]. Zur Beherrschung ist aktuelles und hochdetailliertes Wissen über Zustände von Produkten und Produktion notwendig. Die

Verarbeitung der anfallenden Informationsmenge und deren Bereitstellung im richtigen Kontext ist ohne unterstützende Computersysteme kaum möglich [3]. Dies erfordert den Einsatz von Softwaresystemen zur Verbindung von realer und virtueller Welt, um Produktivität, Effizienz und Flexibilität zu erhöhen [4].

In diesem Paper wird ein Ansatz am Beispiel einer Demonstratoranlage präsentiert, um den genannten Herausforderungen zu begegnen. Die steigende Variantenvielfalt erfordert ein Änderungsmanagement zur virtuellen Absicherung von Produktänderungen gegen den aktuellen Systemzustand des Montagesystems. Um die Zeiten für Planungsaufgaben zu reduzieren, müssen Informationen zeitnah erhoben und verarbeitet werden können. Dies betrifft einerseits die Abbildung des aktuellen Montagesystemzustandes (Konfiguration) in der Planung und andererseits die Nutzung von Informationen aus der Planung in der Realität. Um diese Ziele zu erreichen, wird einerseits eine Planungssoftware eingesetzt und andererseits auf eine durchgängige Informationsnutzung in der Planung und beim Betrieb des Montagesystems gesetzt.

2 Stand der Technik

Im Rahmen von Industrie 4.0 wird mit CPS ein erhebliches Optimierungspotenzial von Produktionsprozessen verknüpft. Die Möglichkeiten, die die Werkzeuge der Digitalen Fabrik im Kontext von Industrie 4.0 bieten können, werden zudem als optimale Ergänzung gesehen. [5] Der vorgestellte Ansatz nutzt Werkzeuge der Digitalen Fabrik für die Planung und mechatronische Module für eine Vernetzung von Realität und Virtualität.

2.1 Digitale Fabrik

Die Digitale Fabrik war und ist ein Werkzeug um den Problemstellungen von produzierenden Unternehmen wie globalisierte Märkte und Wettbewerb zu begegnen [6]. Die Digitale Fabrik ist nach Definition der Obergriff „für ein umfassendes Netzwerk von digitalen Modellen, Methoden und Werkzeugen – unter anderem der Simulation und der dreidimensionalen Visualisierung – die durch ein durchgängiges Datenmanagement integriert werden.“ [7] Das Konzept sieht die Planung und Verbesserung von Produkten und deren Produktion durch virtuelle Modelle und Simulation auf Basis aktueller Daten und einem durchgängigen Datenmanagement vor [6]. In der Vergangenheit scheiterte dieser Ansatz an der Komplexität und fehlenden technischen Möglichkeiten zur Umsetzung, sodass dieser Gegenstand heutiger Forschungsarbeit ist. Eine vollständige Digitalisierung und Automatisierung der Planung und des Betriebs von Montageanlagen, wie teilweise angestrebt, erscheint aber auch heute noch nicht als realisierbar und nicht sinnvoll.

2.2 Cyber-Physische Systeme

Broy gibt eine Definition von CPS [8], die in der „Agenda CPS“ zu folgender Begriffserklärung zusammengefasst wird. CPS sind eingebettete Systeme (bspw. als Teil von Produktionsanlagen sowie Logistik- und Managementprozessen), die mittels Sensoren physikalische Daten erfassen und mittels Aktoren auf physikalische Vorgänge einwirken. Diese Systeme sind weiterhin mit digitalen Netzen verbunden, nutzen weltweit verfügbare Daten und Dienste und weisen multimodale Mensch-Maschinen-Schnittstellen auf. [9]

Mechatronische Module, ausgestattet mit programmierbaren Steuerungen und Netzwerktechnologie, bilden CPS, sodass im Verbund ein Cyber-Physisches Produktionssystem (CPPS) oder Cyber-Physisches Montagesystem (CPMS) entsteht. Dabei übernehmen diese mechatronischen Module - Betriebsmittel - zugewiesene Aufgaben (Montageprozesse) und sind in der Lage sich produktindividuellen Aufgaben anzupassen und durch Netzwerkfunktionalitäten untereinander sowie mit anderen Bereichen zu verbinden.

3 Problemstellung & Motivation

Das ZeMA untersucht im Forschungsprojekt SmartF-IT (Informationen unter www.smartf-it-projekt.de) die Unterstützung bei der Planung und dem Betrieb von Monta-

gesystemen. Die Montageplanung umfasst eine Vielzahl von Aufgaben, zu denen die Produktanalyse, die Planung der Prozesse und Betriebsmittel gehört. Die Herausforderungen, steigende Variantenvielzahl und kürzere Produktlebenszyklen, haben zur Folge, dass Multivarianten-Linien in den Fokus rücken und sich die Absicherung von Produktänderungen auf diesen umfangreichen Linien komplex gestaltet. Die betrachteten Problemstellungen sollen daher durch folgenden Ansatz gelöst werden:

- Aufzeigen der Auswirkungen von Produktänderungen in der Planung auf das bestehende Montagesystem
- Durchgängige Nutzung von Daten aus der Planung für den Betrieb (Steuerung) des Montagesystems
- Rückführung von realen Anlagenzuständen in die Planung zur kontinuierlichen Verbesserung der Ergebnisse

In diesem Paper werden nachfolgend der Ansatz und Umsetzungsergebnisse für einen durchgängigen Informationsfluss und -nutzung mittels mechatronischer Module bei Planung und Betrieb einer Montagelinie präsentiert. Mechatronische Module werden als Betriebsmittel aufgefasst, die über integrierte Steuerungen und Netzwerktechnologien verfügen oder mittels agentenbasierter Steuerung eingebunden werden. Dies erfolgt am Beispiel der im Projekt geplanten und in der Umsetzung befindlichen Demonstratoranlage. Auf dieser Linie wird eine variantenreiche elektronische Steuerungseinheit als Produkt montiert. Die verschieden ausgestalteten Produkte decken mit unterschiedlichen Bauteilen und Prozessen die Variantenvielfalt ab. Über kontinuierliche Produktpassungen wird das Thema kürzere Produktlebenszyklen abstrahiert, um den Ablauf von Planungsaufgaben zu verbessern.

4 Ansatz und erste Ergebnisse

4.1 Bestandteile des Gesamtsystems

Die Ansätze werden an der Demonstratoranlage praktisch umgesetzt und gezeigt. Die Anlage besteht aus vier wesentlichen Bestandteilen. Dazu gehören:

- vier räumlich und zeitlich verkettete Montagestationen, die die physische Umgebung des Demonstrators bilden
- mechatronische Module (Betriebsmittel, u.a. Pick-by-Light und Funkschrauber) zur Durchführung der Montageprozesse
- Planungssoftware (z.B. Siemens Teamcenter) für die virtuelle Absicherung von Produktänderungen und ein MES für den Anlagenbetrieb
- eine agentenbasierte Software für den Informationsaustausch über unterschiedliche Schnittstellen und Protokolle

Für Planung und Betrieb wird zudem ein einheitliches Beschreibungsmodell eingesetzt. Dadurch werden Produktanforderungen und Betriebsmittelfähigkeiten beschrieben, um einerseits in der Planung beide abgleichen zu können

und andererseits um Informationen aus der Planung beim Betrieb (Anlagensteuerung) zu verwenden und vice versa. Nachfolgend werden die einzelnen Bestandteile und ihre Funktion sowie das Gesamtsystem näher beleuchtet.

4.2 Demonstratoranlage

Als Validierungsumgebung eines CPMS für die Forschungsarbeit wird eine industrienähe Demonstratorlinie zusammen mit Bosch Rexroth und dem DFKI Saarbrücken aufgebaut. In dieser Montagelinie wird eine kleine Steuerungseinheit in unterschiedlichen Varianten montiert. Nachfolgend ist das Produkt abgebildet.

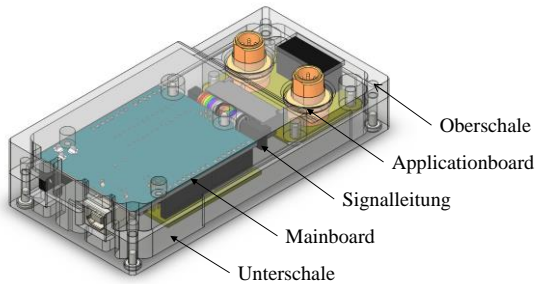


Bild 1 Produkt der Demonstratoranlage

Die Montage des Produktes erfolgt in mehreren Schritten, beginnend beim Einlegen der Oberschale in den Werkstückträger, gefolgt vom Innenleben, welches mehrere Bauteile umfasst. Zum Abschluss wird die Unterschale montiert, das Produkt auf Funktionsfähigkeit geprüft und ggf. nachgearbeitet. Die notwendigen Prozessschritte sind auf mehrere Stationen eingeplant. Die Bauteilvarianz wird durch unterschiedliche Ausprägungen der Gehäusehälften und der Platinen erreicht. Prozessvarianz wird beispielsweise durch Unterschiede beim Verschrauben von Platine und Gehäuse (Zeiten, Anzahl, Position) erzeugt oder durch unterschiedliche Fügeverfahren.

Die Demonstratorlinie besteht aus vier Stationen und drei Umsetzern, die durch ihren modularen Aufbau und das integrierte Transportsystem miteinander verkettet werden, siehe Bild 2.

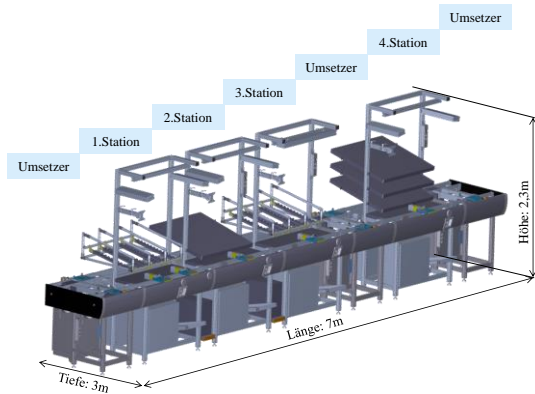


Bild 2 Aufbau der Demonstratoranlage

In den Stationen eins, zwei und drei wird das Produkt montiert, während in Station vier die Nacharbeit erfolgen kann. Die Stationen sind jeweils mit einem eigenen Schaltschrank für die Transport- und Steuerungstechnik

sowie einen Stationsrechner ausgestattet, sodass ein autarker Betrieb ohne weitere Stationen oder in unterschiedlicher Stationskonfiguration möglich ist. Die Steuerung umfasst eine agentenbasierte Steuerung und SPS pro Stationsrechner sowie den in den Modulen integrierten Steuerungen (wie beim Funkschrauber). Durch parametrisierte Steuerungen wird eine Adaption der Module und Werkeranzeige an verschiedene Produktanforderungen möglich. Diese parametrisierten Steuerungen greifen wie die Planung auf das Beschreibungsmodell zurück.

Tabelle 1 gibt einen Überblick über die Stationen, Prozesse und Betriebsmittel.

Tabelle 1 Stationen, Prozesse und Module der Demonstratoranlage

| Station | Prozess | Betriebsmittel |
|---------|--|--|
| 1 | Gehäuse-Oberschale montieren | Pick-by-Light Werkerassistenz |
| 2 | Mainboard montieren Applicationboard montieren Signalleitung montieren | Projektionslaser Werkerassistenz |
| 3 | Gehäuse-Unterschale montieren | Pick-by-Light Funkschrauber Ortungssystem Werkerassistenz |

4.2 Beschreibungsmodell

Für eine durchgängige Beschreibung von Produkt, Prozess und Betriebsmittel sowohl virtuell als auch real wird ein Beschreibungsmodell entwickelt. Dieses baut dabei auf den Forschungsergebnissen von Kluge auf [10].

In der Planung wird auf Grundlage dieses Beschreibungsmodells die Kompatibilität von Produkt und Betriebsmittel zur Durchführung der erforderlichen Montageprozesse sichergestellt, indem Produktanforderungen und Fähigkeiten von Betriebsmitteln beschrieben werden und dadurch ein Abgleich möglich ist. Die daraus resultierenden Daten werden zudem in der Realität für den Anlagenbetrieb mittels parametrierter Steuerungen verwendet, d.h. die Daten im Prozessplan, der während der Planung entsteht, sind so aufbereitet, dass diese in der Realität für die Montage des Produktes verwendet werden. Für die Einteilung und Beschreibung werden drei Kategorien verwendet:

1. Montagegrundaufgabe (engl. basic task)
2. Teilaufgabe (engl. specific task) als übergreifende Beschreibung für Produktanforderung und Betriebsmittelfähigkeit
3. Parameter (engl. parameter), zur Beschreibung der individuellen Werte, nach denen ein Produkt montiert wird

Die Montagegrundaufgaben gliedern sich in Handhaben, Fügen, Inbetriebnahme, Hilfsprozesse sowie Sonderoperationen [11] und stellen eine Grobeinteilung der Betriebsmittelfähigkeiten dar, mit denen eben diese unmittelbar oder mittelbar zur Montage des Produktes beitragen. Die Teilaufgabe ergibt sich aus der gewählten

Grundaufgabe und präzisiert die erforderliche Fähigkeit, wodurch die Betriebsmittel einer festen Kategorie zugeordnet werden können, siehe Bild 3.

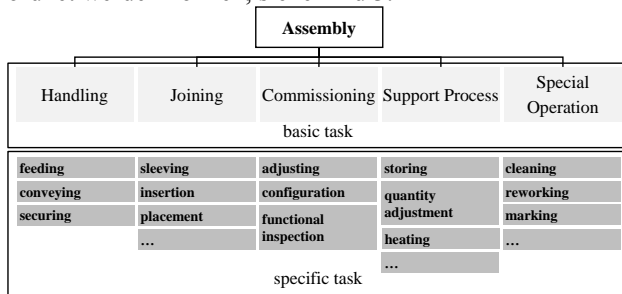


Bild 3 Modell zur Beschreibung von Grundaufgaben und Fähigkeiten mechatronischer Module [11]

Eine Detaillierung der Teilaufgaben erfolgt durch die Parameter, sodass der durchzuführende Montageprozess ausreichend genau für Planung und Steuerung beschrieben wird. Nachfolgend wird ein einfaches Beispiel für die Beschreibung eines Verschraubungsprozesses einer M3 Schraube mit 1,2 Nm gegeben, siehe Tabelle 2.

Tabelle 2 Beschreibung für einen Verschraubungsprozess

| basic task | specific task | parameter | | | |
|------------|-----------------|-----------|-------|-----------|--------|
| | | name | value | unit (SI) | type |
| joining | bolt-tightening | component | bolt | | string |
| | | torque | 1.2 | Nm | real |
| | | position | 1 | | int |

4.3 Planungssoftware

Um die Beschreibungssprache in der Planungssoftware nutzen zu können, werden die Objekte (Items und Operation) im Datenmodell angepasst, sodass diese mit den spezifischen Informationen des Beschreibungsmodells (Grundaufgabe, Teilaufgabe und Parameter) angelegt und befüllt werden können.

Bei der Planung werden ausgehend von der Produktanalyse die Bauteile in die Montagesstückliste übertragen. Die Bauteile werden mit den für die Montageprozesse relevanten Parametern, siehe Tabelle 2, angelegt. Anschließend werden im Prozessplan die Prozesse und Operationen für die Montage des Produktes geplant. Die Operationen repräsentieren dabei einen Montageschritt und werden durch Grundaufgabe und Teilaufgabe bestimmbar, wodurch angegeben wird, um welche Art Montagevorgang es sich handelt. Bei der Zuweisung eines Bauteils zu einer Operation werden die Informationen Grundaufgabe und Teilaufgabe (Operation) sowie die Parameter (Bauteile) im Modell zusammengeführt, sodass sich ein vollständiger Satz von Informationen für die jeweilige Operation ergibt. Unter Beachtung dieser Parameter werden die Anforderungen an das Betriebsmittel definiert, wodurch mit Fähigkeiten hinterlegte Betriebsmittel entweder in einer Datenbank gefunden oder bereits im Planungskontext verwendete Betriebsmittel überprüft werden können. Dieser Abgleich führt dazu, dass die Kompatibilität zwischen Produkt und Betriebsmittel sichergestellt ist und die Auswirkungen von Produktänderungen auf das bestehende

Montagesystem aufgezeigt werden und der Planer bei dieser Aufgabe durch die Software unterstützt wird.

Bei Produktänderungen wird dadurch ein Änderungsmanagement vollzogen. Sind die aktuellen Systemzustände der Montagelinie in der Planung erfasst erfolgt eine virtuelle Absicherung der Produktmontage.

Die Reihenfolge der durchzuführenden Prozesse und Operationen wird in einem Vorranggraph hinterlegt und bei der Einplanung in die Stationen berücksichtigt. Der aus diesem Ablauf resultierende Prozessplan ist virtuell abgesichert und enthält unter Beachtung des vorgegebenen Beschreibungsmodells die notwendigen zusammengeführten Informationen zur Montage des Produktes.

4.4 Agentenbasierte Steuerung

Auf den Stationsrechnern der Demonstratoranlage sind Software-Agenten installiert, die über unterschiedliche Interfaces verfügen, sodass die Kommunikation und Steuerung verschiedener Module realisiert werden kann. Die Daten werden in der agentenbasierten Steuerung über einen passenden Formatter in einer standardisierten Form bereitgestellt. Dadurch wird ein bidirektionaler Informationsaustausch über verschiedene Systeme realisiert, da über die Interfaces verschiedene Schnittstellen, wie TCP/IP, OPC, usw. verwendet werden können und über die integrierten Formatter die Daten in der richtigen Form verfügbar sind und übermittelt werden. Diese Agentenstruktur ist verbunden mit einer überlagerten Datenbank, welche verschiedene Manufacturing Execution System (MES)-Funktionalitäten, wie eine Auftragsverwaltung, zur Verfügung stellt und die Erhebung von Daten zur Rückführung in die Planung sicherstellt.

Die Funktionsweise und Struktur der agentenbasierten Steuerung ist in Bild 4 schematisch dargestellt.

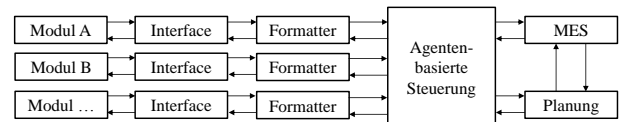


Bild 4 Agentenbasierte Steuerung

5 Gesamtsystem

In dem Demonstrator wird das Zusammenspiel der unterschiedlichen Systeme demonstriert, siehe Bild 5.

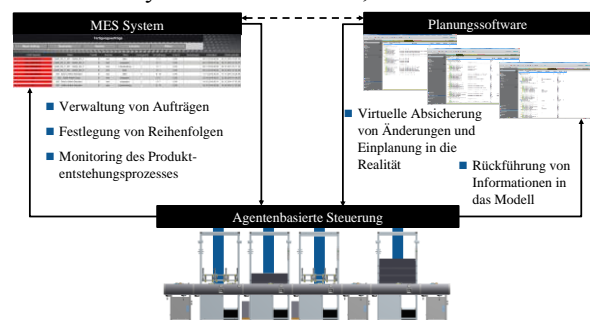


Bild 5 Gesamtsystem

Die Informationen in der Planungssoftware werden sowohl im Modell als auch in der Realität generiert und genutzt. Einerseits werden Informationen wie der Prozessplan zur Montage des Produktes verwendet, andererseits sind aktuelle Systemzustände der Linie (Zeiten, Stationskonfiguration, ...) in das Modell der Planung zurückzuführen, um virtuell die Montage des Produktes auf Basis der aktuellen Montagesystemkonfiguration absichern zu können. Der Montageplaner wird dabei durch die hinterlegten Informationen und Restriktionen bei der Planung unterstützt und kann auf dieser Basis Produktänderungen oder neue Produkte in die Linie einplanen. Durch die durchgängige Anwendung des Beschreibungsmodells werden Informationen generiert, welche in der realen Anlage genutzt werden. Die mechatronischen Module stellen sich im Rahmen ihrer vorhandenen Fähigkeiten auf die Änderungen im Betrieb ein.

Um das Produkt entlang des Montageprozesses an den einzelnen Stationen identifizieren zu können, erfolgt in der ersten Station mittels RFID eine Verknüpfung von Werkstückträger und Auftrag im MES. Der RFID UID wird von einem RFID Reader gelesen und als Parameter an die agentenbasierte Steuerung gesendet. Im MES wird anschließend ein Auftrag (zu montierende Produktvariante) über die UID mit dem Werkstückträger gekoppelt.

Nach der Anmeldung per RFID erfolgt an den weiteren Stationen, die Montage nach den Vorgaben im Prozessplan, wie er virtuell geplant, erstellt und abgesichert wurde. Jede Operation in diesem Prozessplan beinhaltet den individuellen Parametersatz, der sich aus den Informationen an Operation und Bauteil für den jeweiligen Montageschritt zusammensetzt, siehe Tabelle 2. Dieser Parametersatz wird dem Modul, welches die passende Fähigkeit zur Verfügung stellt, mitgeteilt.

Durch die Anwendung des Beschreibungsmodells auf die Module können diesen eindeutige Fähigkeiten und somit Montageaufgaben zugeordnet werden. Um diese Aufteilung steuerungstechnisch umzusetzen, sind die Interfaces der agentenbasierten Steuerung nach diesem Schema unterteilt und die Module in der Anlage an die betreffenden Interfaces angeschlossen, siehe Bild 6 exemplarisch für Pick-by-Light, Funkschrauber und Ortungssystem der 3. Station.

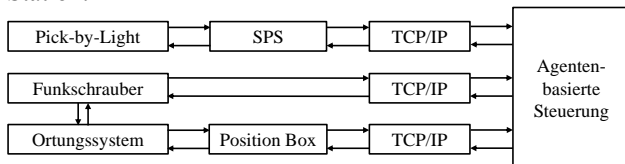


Bild 6 Verbindung von Modulen und Interfaces

Nachdem das Produkt identifiziert und die Daten für den Prozessplan aus dem MES abgerufen wurden, wird der empfangene Parametersatz in der agentenbasierten Steuerung analysiert. Dabei werden die Grundaufgabe und Teilaufgabe der Operation überprüft, sodass das Modul identifiziert werden kann, welches für die Operation den notwendigen Dienst bietet und die Montageaufgabe ausführen kann. Ist das Modul identifiziert, so wird dieses über die durchzuführende Aufgabe instruiert. Die parametrisierte Steuerung und Einhaltung des vorgegebenen Beschreibungsmodells auf Steuerungsseite ermöglichen die Verarbeitung produktindividueller Wertausprägungen der Parameter, sodass sich das Modul selbständig auf die vorliegende Aufgabe einstellt. Die Interpretation der Parameter und Werte erfolgt dabei entweder durch das Modul selbst oder durch die agentenbasierte Steuerung, die in Abhängigkeit der Parameter den passenden Programmablauf im Modul startet.

Am Beispiel der Materialentnahme und der Zuführung der Gehäuse-Unterschale soll der Steuerungsansatz und Informationsfluss verdeutlicht werden. An der dritten Station ist für die Materialentnahme ein Pick-by-Light System installiert, welches über eine eigene Steuerung mit parametrisierten Programmablauf verfügt, sodass es als Zuführmodul beschrieben wird. Die Operation Unterschale zuführen wird durch folgende Informationen beschrieben:

- Grundaufgabe: Handhaben
- Teilaufgabe: Zuführen
- Bauteil: Oberschale
- Anzahl: 1

Durch die Beschreibung der definierten Grundaufgabe sowie Teilaufgabe der Operation, identifiziert die agentenbasierte Steuerung zunächst das Pick-by-Light System als das fähige Modul in der Station, welches die Aufgabe auszuführen hat. Dazu werden die Informationen über das Bauteil und die Anzahl der zu entnehmenden Teile an die SPS und dem hinterlegten Programm für das Pick-by-Light gesendet. Die Kommunikation zwischen agentenbasierter Steuerung und mechatronischen Modulen erfolgt in der ersten Ausbaustufe über TCP/IP, siehe Bild 7.

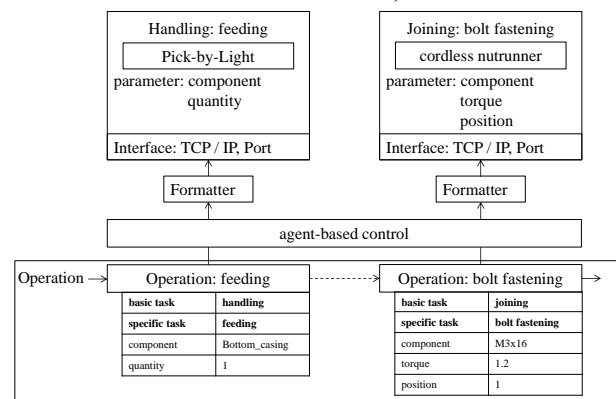


Bild 7 Kommunikation von agentenbasierter Steuerung und Modulen

Die Steuerung des Zuführmoduls kann die vorhandenen Bauteile mit dem angeforderten Bauteil abgleichen und entsprechend anzeigen sowie den Pickvorgang des Mitarbeiters kontrollieren. Ein weiteres System, welches kurz skizziert wird, ist der eingesetzte Funkschrauber in Kombination mit einem Ortungssystem. Der Funkschrauber hat eine integrierte Steuerung und kommuniziert über WLAN (Accesspoint) mit der agentenbasierten Steuerung. Die Software des Ortungssystems läuft auf einem Stationsrechner und ist ebenfalls als eigenständiges mechatronisches Modul über TCP/IP mit dem Agenten verbunden. Dabei lokalisiert das Ortungssystem die Position

des Schrauber Tool Center Point (TCP) in Bezug zum Schraubpunkt und kann somit die Verschraubungsreihenfolge überwachen, indem eine Freigabe des Schraubers bei Erreichen der vorgegebenen Schraubposition erfolgt. Aus dem Prozessplan erhält die agentenbasierte Steuerung für die Operation Verschrauben folgende Informationen:

- Grundaufgabe: Fügen
- Teilaufgabe: Verschrauben
- Bauteil: M3x16
- Drehmoment: 1,2 Nm
- Position: 1

Mithilfe dieser Informationen wird auf dem Funkschrauber das hinterlegte Schraubprogramm gestartet und parallel die Position des Funkschrauber TCP überwacht.

Nachdem die jeweilige Operation von dem Modul durchgeführt wurde, erfolgt eine Rückmeldung an die agentenbasierte Steuerung, die das virtuelle Produktgedächtnis aktualisiert und den nächsten Schritt im Prozessplan setzt. Wenn der Prozessplan keine weitere Operation mehr aufweist, die an der angefahrenen Station durchgeführt werden kann, so erfolgt der Weitertransport an die nächste Station.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Der Verbund von mechatronischen Modulen, agentenbasierter Steuerung, Planungssoftware und einem einheitlichen Beschreibungsmodell unterstützen bei Planung und Betrieb von Montagesystemen. Die Kopplung von Virtualität und Realität ermöglicht es dem Planer die Montage von Produktvarianten auf bestehenden Anlagenkonfigurationen zu verifizieren. Die abgesicherten Prozesspläne werden aufgrund der Vernetzung und einheitlichen Beschreibung dem Produkt für die Montage mitgegeben. Aufwand und Komplexität in Planung und Betrieb wird durch die Aktualisierung von Planungsdaten aus der Realität, der virtuellen Absicherung der Montage und anpassungsfähigen Modulen mit agentenbasierter Steuerung reduziert.

In der ersten Ausbaustufe der Demonstratoranlage sind noch nicht alle Informationsquellen und –senken miteinander vernetzt. Insbesondere die Anbindung der Planungssoftware und die Aktualisierung der Planung durch Rückführung aktueller Systemzustände aus der Realität muss zukünftig ausgebaut werden. In der weiteren Entwicklung wird zudem angestrebt, dass bei der Modulauswahl neben der Überprüfung der Grundaufgabe und Teilaufgabe auch der Parametersatz mit den Fähigkeiten des Moduls abgeglichen wird. Ein weiterer Punkt, der kontinuierlich verfolgt wird, ist die Unterstützung des Planers durch Aufzeigen von relevanten Informationen und Restriktionen, sodass eine bestmögliche Unterstützung erreicht wird.

Danksagung

Dieser Beitrag entstand im Rahmen des Forschungsprojekts „SmartF-IT – Cyber-physische IT-Systeme zur Komplexitätsbeherrschung einer neuen Generation multiadaptiver Fabriken“, welches vom Bundesministerium für

Bildung und Forschung (BMBF) gefördert und vom Projektträger Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) unter dem Förderkennzeichen 01S13015 betreut wird.

Literatur

- [1] Müller, R. et al.: Strategien und Trends in der Montagetechnik und –Organisation. In Brecher, C.; Schlapp, L. (Hrsg.): Aachen: Apprimus-Verlag 2009
- [2] Spath, D. et al.: Ganzheitliches Digital Engineering. In Dangelmaier, W.; Laroque, C.; Klaas, A. (Hrsg.): HNI-Verlagsschriftenreihe, Paderborn, 2013
- [3] Reinhart, G. et al.: Cyber-physische Produktionssysteme – Produktivitäts- und Flexibilitätssteigerung durch die Vernetzung intelligenter Systeme in der Fabrik. *wt Werkstattstechnik online* 103 (2013) Nr. 2 S.84 – 89.
- [4] Russwurm, S.: Software: Die Zukunft der Industrie. In: Sendler, U. (Hrsg.): Industrie 4.0 Beherrschung der industriellen Komplexität mit SysLM. Berlin, Springer-Verlag, 2013
- [5] Krückhans, B.; Meier, H.: Industrie 4.0 - Handlungsfelder der Digitalen Fabrik zur Optimierung der Ressourceneffizienz in der Produktion. In: Dangelmaier, W.; Laroque, C.; Klaas, A. (Hrsg.): HNI-Verlagsschriftenreihe, Paderborn, 2013
- [6] Kühn, W.: Digitale Fabrik – Fabriksimulation für den Produktionsplaner. München: Carl-Hanser-Verlag 2006
- [7] N. N.: VDI-Richtlinie 4499 – Digitale Fabrik Grundlagen. Ausgabe 02/2008. Berlin: Beuth-Verlag
- [8] Broy, M.: Cyber-physical Systems. Innovation durch software-intensive eingebettete Systeme. In: *acatech* diskutiert. Berlin: Springer-Verlag 2010
- [9] Vogel-Heuser, B.; Bayrak, G.; Frank, U.: Agenda CPS – Szenario smart factory. In: Vogel-Heuser, B. (Hrsg.): Erhöhte Verfügbarkeit und transparente Produktion. Kassel 2011
- [10] Kluge, S.: Methodik zur fähigkeitsbasierten Planung von Montagesystemen. Universität Stuttgart, Fraunhofer IPA. Jost Jetter Verlag, Heimsheim 2011
- [11] Pahl et al.: Gestaltungsrichtlinien - Montagegerecht. In Pahl, G.; Beitz, W.: Konstruktionslehre - Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. Hrsg.: Feldhusen J.; Grote, K.-H., 8. Auflage, Berlin, Springer Verlag 2013, S. 702 - 725

Bereitstellung und Nutzung technischer Dokumentation in der smarten Fabrik

Provisioning and usage of technical documentation in the smart factory

Dipl.-Wirt.-Ing. André Barthelmey, Denis Störkle M.Sc., Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Kuhlenkötter, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jochen Deuse
Technische Universität Dortmund, Institut für Produktionssysteme, Leonhard-Euler-Str. 5, 44227 Dortmund, Tel.: 0231/755-2653, Fax: 0231/755-2649, E-Mail: andre.barthelmey@ips.tu-dortmund.de

Dr. Tobias Brambach
cognitas. Gesellschaft für Technik Kommunikation, Alte Landstraße 6, 85521 Ottobrunn

Kurzfassung

Nach Maschinenrichtlinie 2006/42/EG ist der Hersteller verpflichtet, dem Kunden die technische Dokumentation in gedruckter Form gemeinsam mit der Maschine auszuliefern. Diese statische, print-mediale Form der Dokumentation wird jedoch den Anforderungen heutiger dynamischer Produktionssysteme nicht gerecht. Die smarte Fabrik der Zukunft, in der sich dezentral angeordnete Produktionsanlagen selbst organisieren, bietet durch die zunehmende informationstechnische Integration der Komponenten neue Möglichkeiten für angepasste Dokumentations- und Bereitstellungskonzepte. Der vorliegende Aufsatz beschreibt neue Methoden zur Erstellung und Bereitstellung der technischen Dokumentation von Maschinen und Anlagen. Diese werden im Rahmen des vom BMBF geförderten Verbundprojektes CyberSystemConnector (CSC) gemeinsam mit Partnern aus der Industrie entwickelt und anhand von realen Anwendungsfällen validiert. Um bereits frühzeitig Teile der Gesamtsystematik validieren zu können, wurde bereits eine Demonstratorplattform entwickelt, die im Folgenden als Implementierungsbeispiel vorgestellt wird.

Abstract

According to the Machinery Directive 2006/42/EC, manufacturers are obliged to deliver printed technical documentation to the customer together with the machinery. However, this static documentation format does not meet today's dynamic production systems' requirements. In the future Smart Factory, increasing integration of information technology and decentralized self-organized production machinery offer new opportunities for customized concepts for creating and providing documentation contents.

In this paper, the authors propose new methods for creating and providing technical documentation of machinery and equipment. They are developed within the BMBF-funded joint research project CyberSystemConnector (CSC) by a consortium consisting of partners from industry, services and academia. Industrial use cases at each partner from industry will be implemented for validating the developed methods. In advance an early stage demonstrator was developed as proof of concept which is described below.

1 Einleitung

Die Übergabe normgerechter und aktueller technischer Dokumentation bei der Inbetriebnahme von Maschinen und Anlagen ist für Hersteller nach der Maschinenrichtlinie 2006/42/EG verpflichtend [1]. Neben der rechtlichen Absicherung dienen technische Dokumentationsinhalte Anlagenherstellern als Datengrundlage für die Planung und Umsetzung nahezu aller Prozesse entlang des Produktlebenszyklus, insbesondere für die Instandhaltung. Während ihrer langen Lebensdauer sind Maschinen und Anlagen häufig technischen Anpassungen unterworfen. Ursächlich hierfür sind Änderungen des Produktionssystems z. B. im Zuge von Produktwechsel, Anpassungen des Produktionsvolumens oder Optimierungsmaßnahmen. Dem hohen Zeit- und Kostenaufwand für die Erstellung

erforderlicher Dokumentationsinhalte für technische Anpassungen und die Einarbeitung der erforderlichen Änderungen in die Dokumentation ist es geschuldet, dass diese meist vernachlässigt oder nur als statischer Zusatz der bestehenden Dokumentation hinzugefügt werden [2]. Auf eine vollständige Anpassung der Daten innerhalb der IT-Systeme wird dagegen aus kapazitiven Gründen in der Regel verzichtet [3]. In Folge dessen kann der Stand der Unterlagen nach der Auslieferung und dem Anlauf der Anlagen kaum aktuell gehalten werden (siehe **Bild 1**).

Betreiber von Maschinen und Anlagen, die mit der variablen Kundennachfrage konfrontiert werden, gestalten ihre Produktionssysteme zunehmend wandlungsfähig. Durch die resultierende Dynamik nehmen die Anforderungen an eine aktuelle technische Dokumentation stetig zu.

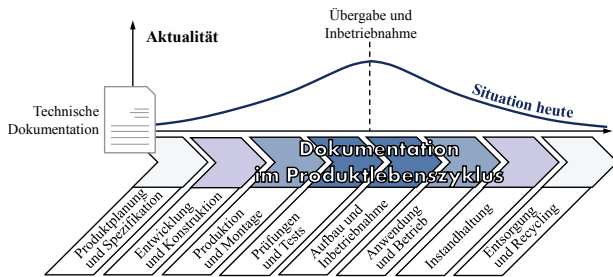


Bild 1 Aktualität der technischen Dokumentation entlang des Produktlebenszyklus

Der Fortschritt der IT-Integration auf dem Weg zur smarten Fabrik in Verbindung mit der Modularisierung von Anlagenkomponenten [4] birgt technische Potentiale für angepasste Konzepte zur effizienten Erstellung und Nutzung technischer Anlagendokumentation.

Aktuell erfolgt die initiale Erstellung der Dokumentation parallel zu den späten Phasen des Produktentwicklungsprozesses durch die Zusammenstellung und/ oder Erweiterung vorhandener Dokumentationselemente und -inhalte. Dies geschieht z.B. unterstützt durch Content Management Systeme (CMS). Die resultierende, statische und teilweise print-mediale Dokumentation wird den Anforderungen dynamischer Produktionssysteme jedoch nicht gerecht.

Vor diesem Hintergrund sind neue Dokumentationskonzepte und -prozesse zur Unterstützung der Erstellung und Anpassung technischer Dokumentation mit dem Ziel stetiger Aktualität erforderlich. Darüber hinaus können durch entsprechende Anpassung bestehender Instandhaltungsprozesse Chancen, wie die Steigerung der Prozesseffizienz durch z.B. anwendungsbezogene Bereitstellung von Dokumentationsinhalten oder automatisierte Ersatzteilbestellung, genutzt werden.

2 Stand der Technik

Für den technologischen Überblick wird zunächst das aktuelle Verständnis von technischer Dokumentation für den Maschinen- und Anlagenbau beleuchtet. Im Anschluss folgt mit Augmented Reality (AR) zur Instandhaltungsunterstützung die Vorstellung einer modernen Form der Bereitstellung von Dokumentationsinhalten.

2.1 Technische Dokumentation im Maschinen- und Anlagenbau

Im Maschinen- und Anlagenbau wird zwischen interner und externer technischer Dokumentation unterschieden. Die externe Anlagendokumentation dient der Information des Anwenders, um ihn in die Lage zu versetzen seine Maschine sicher zu betreiben, während die interne Dokumentation zusätzlich alle Daten beinhaltet, die Anbieter von Maschinen und Anlagen über den Produktentstehungsprozess hinweg erstellen sowie Teile der während des Produktlebenszyklus erhobenen Daten. Sie dient der internen Projektübersicht und bildet die Ausgangsbasis für Folgeaufträge oder die Planung von Service und Instandhaltungseinsätzen.

Das zentrale Element der externen technischen Dokumentation bildet die Betriebsanleitung, deren integralen Bestandteile im Anhang I, Abschnitt 1.7.4 der Maschinenrichtlinie 2006/42/EG [5] erläutert sind. Unter anderem zählen hierzu Hinweise zur Inbetriebnahme, Verwendung, Einrichtung, Wartung und Instandsetzung der Maschine mit den entsprechenden Warn- und Sicherheitshinweisen. Neben der Betriebsanleitung umfasst die technische Dokumentation die vollständige und aktuelle Teileliste. Außerdem fordern die Kunden vermehrt darüber hinausgehende, anwendungsspezifisch angepasste Dokumente. Hierzu zählen neben der Trainingsdokumentation für das Anlernen von Personal auch spezifische Dokumente, die einen notwendigen Arbeitsgang detailliert erklären, um die Ausführung ungelerner Tätigkeiten zu beschleunigen und gleichzeitig Probleme und Missverständnisse zu vermeiden. Ein gängiger Dokumentationstyp ist die s.g. SOP (Standard Operating Procedure), die jeweils eine genaue Ablaufbeschreibung für einzelne Prozesse umfasst. Typisches Anwendungsfeld für diesen Dokumentationstyp ist die Instandhaltung.

2.1 Industrie 4.0 und Augmented Reality

Die Entwicklung smarterer Fabriken betrifft insbesondere den deutschen Maschinen- und Anlagenbau, da dieser in Zukunft die Vorreiterrolle für diese hoch technologisierten Systeme einnehmen soll. Die smarte Fabrik zeichnet sich durch die Fähigkeit aller an der Produktion beteiligten Akteure (Menschen, Maschinen, Produkte) zur Erfassung des eigenen Status und der Umwelt sowie der Kommunikation untereinander aus. Parallel finden moderne Technologien, wie z. B. die Wissensgewinnung durch Auswertung von „Big Data“ [6] und die Mensch-Maschine-Interaktion, insbesondere Mensch-Roboter-Kollaboration [7] und AR [8], Anwendung in diesen Produktionssystemen. Ziel der Implementierung smarterer Fabriken ist die Verknüpfung der realen mit der digitalen Welt, die Ablösung der zentralen Produktionssteuerung durch eine dezentrale Selbstorganisation [9] und die informatorische und ergonomische Unterstützung des Menschen während seiner Arbeit. Für die Realisierung und Beherrschung dieses komplexen, dynamischen Systems, sind die vorhandenen Planungs-, Steuerungs- und Unterstützungssysteme mit den neuen technologischen und organisatorischen Möglichkeiten zu erweitern. In diesem Zusammenhang birgt AR als IT-gestützte Erweiterung der Realität durch Visualisierung von Zusatzinformationen großes Potential und stellt damit ein wesentliches Forschungsfeld innerhalb der smarten Fabrik dar. Insbesondere durch eine zielgerichtete Anleitung können ungeübte Mitarbeiter bei Tätigkeiten wie technischen Änderungen oder Instandhaltungseinsätzen hinsichtlich Präzision und Ausführungsgeschwindigkeit unterstützt werden. Die Effektivitätssteigerung durch den Einsatz von AR wurde an der Fakultät für Informatik der Columbia-Universität bereits im Projekt „Augmented Reality for Maintenance and Repair“ anhand von AR-Applikationen zur Unterstützung von Instandhaltungsaufgaben in der Luftfahrt untersucht [10][11]. Weiterführend werden zur-

zeit im Rahmen der Projekte „Telemaintenance mit Augmented Reality“ des Fraunhofer Institutes für Graphische Datenverarbeitung IGD und „Ressourcen-Cockpit für Sozio-Cyber-Physische Systeme in der Produktion, Wartung und Instandhaltung“ Strategien der kontextbasierten Unterstützung von Instandhaltungsaufgaben durch den Einsatz mobiler Endgeräte entwickelt. Aus technologischer Sicht ist dies bereits Stand der Technik, kommerzielle Anbieter für industrielle AR-Anwendungen, sind z. B. die Firmen Metaio GmbH und Scope AR.

3 Beschreibung des Konzepts

Die technische Umsetzung der Industrie 4.0 Ideen birgt insbesondere für die technische Dokumentation große Potentiale in Bezug auf Standardisierung, Vereinfachung ihrer Erstellung, Aufrechterhaltung ihrer Aktualität und damit der Richtlinienkonformität, sowie die optimierte Bereitstellung von Dokumentationsinhalten. Vor diesem Hintergrund wird im Verbundprojekt CSC eine neue Systematik zur smarten Erstellung und Nutzung technischer Dokumentation, unter Berücksichtigung der Anforderungen einer „Smart Factory“ entwickelt [12][13].

Die zwei wesentlichen Herausforderungen zur Realisierung der smarten Dokumentationserstellung sind die automatische Bauteilidentifikation zur Erfassung der realen Anlage und die Korrelation mit dem virtuellen Abbild sowie die Überführung der identifizierten Anlagendaten über das virtuelle Abbild in die Dokumentationsstruktur. Darüber hinaus ermöglicht die kontextsensitive Bereitstellung der Dokumentationsinhalte eine smarte Nutzung der Dokumentation.

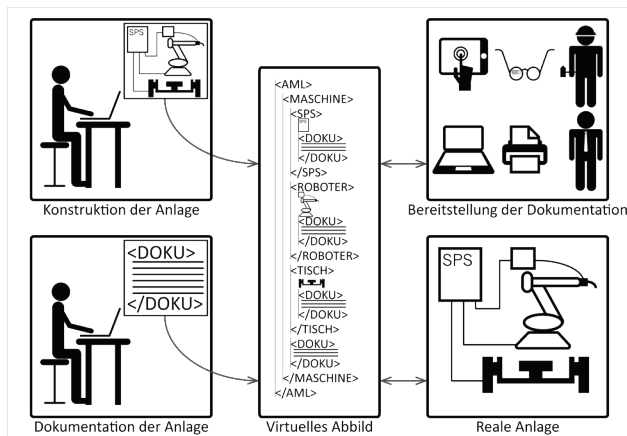


Bild 2 Erstellung und Nutzung des virtuellen Abbilds

In **Bild 2** sind die verschiedenen Bausteine der Methodik, von der Planung der Anlage bis hin zur Bereitstellung der Dokumentationsinhalte, dargestellt. Hierbei werden alle Entwicklungsdaten, die während der Planung der Anlage erzeugt werden, in dem offenen, standardisierten Austauschformat AutomationML abgelegt [14][15]. Diese virtuelle Repräsentation der Anlage wird ebenfalls im Rahmen der Dokumentationserstellung herangezogen, wobei die AutomationML-Beschreibung der Anlage an den entsprechenden Stellen um dokumentationsrelevante Inhalte

erweitert wird. Dadurch kann eine Beziehung zwischen der Dokumentationsstruktur und der Produktstruktur hergestellt werden. Mit deren Hilfe können Dokumentationsinhalte bei Inbetriebnahme der Anlage mit den entsprechenden Anlagenkomponenten in Verbindung gebracht werden, sodass diese zu einer Gesamtdokumentation verknüpft und bedarfsgerecht bereitgestellt werden können. Die Bereitstellung erfolgt in Abhängigkeit des Benutzungskontexts (z. B. Instandhaltung, Entwicklung), der geplanten Tätigkeit (z. B. Servicetätigkeit an der Anlage, Umprogrammieren der Anlage), sowie des verwendeten Ausgabemediums (z. B. Smart Phone, Computer, Datenbrille, Papier). Dadurch werden Benutzer beim Arbeiten an der Maschine, sowie in anderen Unternehmensbereichen aufgabenspezifisch unterstützt.

4 Prototypische Anwendung

Ein Teilziel im Rahmen des Projekts CSC bildet die Implementierung von Technologiedemonstratoren bei den Konsortialpartnern auf Basis individueller Anwendungsfälle. Als „Proof of Concept“ wurde ein erster Demonstrator CyberSystemConnector-Augmented-Reality-Lorry (CARL) auf Basis von Spielzeug-Hardware und freier Software implementiert. Durch den Demonstrator werden die Anforderungen der automatisierten Bauteilidentifikation und der kontextsensitiven Bereitstellung von Dokumentationsinhalten bereits konzeptionell erfüllt. Damit wird das CyberSystemConnector-Konzept bereits weitgehend abbildet, ohne den komplexen Anforderungen des industriellen Feldeinsatzes im Detail gerecht werden zu müssen.

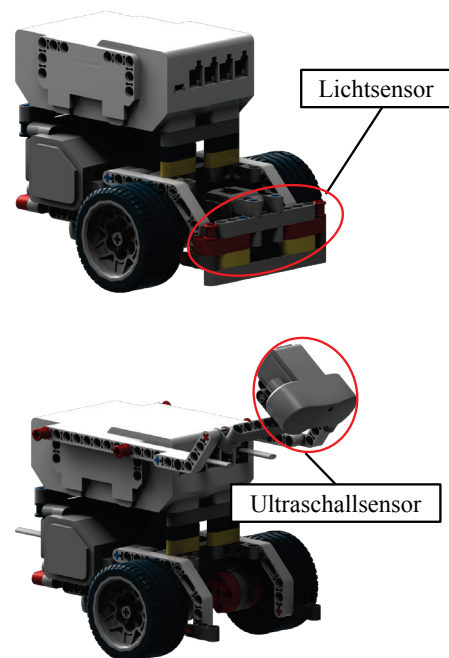


Bild 3 CARL in den Konfigurationen mit Lichtsensor (links) und Ultraschallsensor (rechts)

Der Demonstrator stellt ein programmierbares Fahrzeug mit zunächst zwei möglichen Konfigurationen dar (siehe **Bild 3**). In der ersten Konfiguration verfügt das Fahrzeug

über einen Lichtsensor, mit dessen Hilfe es die Funktion „Folge einer Linie“ erfüllt. In der zweiten Konfiguration verfügt der Demonstrator über einen Ultraschallsensor, zum „Ausweichen von Hindernissen“.

Die intelligente Dokumentationserstellung und Bereitstellung fordert eine automatisierte Initiierung der Dokumentationsanpassung auf Basis der Erkennung einer geänderten Konfiguration sowie ein adäquates Ausgabemedium. AR-Techniken sind bestens geeignet um diese beiden Anforderungen zu erfüllen, da sie die Implementierung der Konfigurationserkennung sowie die Dokumentationsanpassung und -bereitstellung in einer Applikation ermöglichen.



Bild 4 Optische Erkennung der Konfigurationsstufe mit Ultraschallsensor und Visualisierung entsprechender Dokumentationsinhalte

Bei dem verwendeten AR-System (siehe **Bild 4**) handelt es sich um einen handelsüblichen Tabletcomputer, der durch die Integration eines Touchscreens, einer Kamera sowie Sensorik zur Erfassung seiner Lage und Orientierung eine ideale Plattform für AR-Applikationen darstellt. Diese identifizieren die aktuelle Konfiguration, durch den Abgleich der mit der integrierten Kamera erkannten Geometrie der realen Komponenten mit bekannten Referenzgeometrien, den virtuelle Komponenten. In Abhängigkeit der erkannten Konfiguration erfolgt die Bereitstellung der entsprechenden Dokumentationsinhalte durch eine Erweiterung des auf dem Touchscreen dargestellten Kamerabildes. Die in der AR-Umgebung bereitgestellten Dokumentationsstypen reichen von einfachen Beschriftungen über SOP bis hin zur vollständigen Betriebsanleitung.

Die Beschriftungen stellen Markierungen einzelner Demonstratorkomponenten in der AR-Umgebung dar (siehe **Bild 4**). Das Dokument mit der vollständigen Betriebsanleitung der jeweiligen Ausbaustufe ist über einen Hyperlink zu erreichen. Exemplarisch sind in **Bild 5** zwei SOP dargestellt. Die linke SOP visualisiert dem Anwender die notwendigen Arbeitsschritte, von der Konfiguration mit Lichtsensor zur Konfiguration mit Ultraschallsensor, die rechte SOP beschreibt die Rekonfiguration.

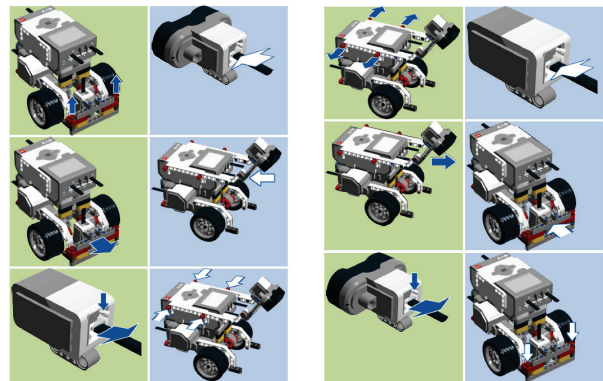


Bild 5 SOP für den Umbau von Lichtsensor zu Ultraschallsensor (links) und SOP zur Rekonfiguration (rechts)

5 Zusammenfassung und Ausblick

Übertragen auf den industriellen Einsatz können die beiden Konfigurationen des Technologiedemonstrators unterschiedliche Anlagenkonfigurationen repräsentieren. Für die Weiterentwicklung wird im nächsten Schritt die Verwendung eines alternativen Betriebssystems für die Steuerung des Demonstrators angestrebt, um Funktionen, wie z. B. die eigenständige Erkennung der Konfiguration über die Schnittstellen zu den Sensoren zu unterstützen. Durch die Weiterentwicklung von CARL kann dieser den industriellen Anwendungsfällen zunehmend angenähert werden, um Teilimplementierungen bereits frühzeitig zu erproben. Im Hinblick auf anwendungsnahe Implementierung im Rahmen des Verbundprojekts CSC, sind neben der optischen Erkennung der Anlagenstruktur, weitere Identifikationstechniken relevant. Insbesondere die Struktur von Anlagenkomponenten deren Funktionen trotz gleicher Geometrie voneinander abweichen sowie verdeckte Komponenten, wie eingehauste oder im Schatten befindliche Objekte können nicht optisch erkannt werden. Außerdem sind die Qualität der Ausleuchtung sowie die Umgebungsbedingungen von entscheidender Bedeutung für die Zuverlässigkeit der optischen Identifikation der Anlagenstruktur. Im industriellen Umfeld werden daher zukünftig robustere Technologien zur Bauteilerkennung eine wichtigere Rolle spielen, z. B. bieten Anlagenkomponenten, die aufgrund ihrer informationstechnischen Integration in der Lage sind sich selbst der Anlage gegenüber zu identifizieren bzw. Zustandsdaten zu übermitteln, bereits die notwendigen Schnittstellen. Das Projekt CSC setzt zur Erkennung dieser vernetzten Komponenten auf die Verwendung von Standardprotokollen, wie OPC-UA. Darüber hinaus wird die berührungslose Identifikation über Sender-Empfänger-Systeme, z. B. RFID betrachtet.

6 Förderhinweis

Dieses Forschungs- und Entwicklungsprojekt wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) im Rahmenkonzept „Forschung für die Produktion von morgen“ gefördert und vom Projektträger

Karlsruhe (PTKA) betreut. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

GEFÖRDERT VOM



**Bundesministerium
für Bildung
und Forschung**

BETREUT VOM



PTKA
Projektträger Karlsruhe
Karlsruher Institut für Technologie

6 Literatur

- [1] Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, 17. Mai 2006.
- [2] Storr, A., Dreyer, J.: Informationsmodellierung für die technische Dokumentation. *ZWF - Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, (10) 2001.
- [3] Schuh, G., Potente, T., Thomas, C., Hauptvogel, A.: High Resolution Production Management - Hochauflösende Produktionssteuerung auf Basis kybernetischer Unterstützungssysteme. *wt-online 2-2013 SONDERHEFT INDUSTRIE 4.0*.
- [4] Wiendahl, H.-P. ; ElMaraghy, H.A. ; Nyhuis, P. ; Zäh, M.F. ; Wiendahl, H.-H. ; Duffie, N. ; Brieke, M.: Changeable Manufacturing - Classification, Design and Operation. In: {CIRP} Annals - Manufacturing Technology 56 (2007), Nr. 2.
- [5] Richtlinie VDI 4500-1: Technische Dokumentation - Begriffsdefinitionen und rechtliche Grundlagen. 2006.
- [6] Morik, K., Deuse, J., Faber, V., Bohnen, F. (2010) Data Mining in Sensordaten verketteter Prozesse. In: *ZWF - Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb (ZWF)* 105 (2010), Nr. 1-2.
- [7] Busch F., Thomas C., Kuhlenkötter B., Deuse J. (2012) A Hybrid Human-Robot Assistance System for Welding Operations Methods to Ensure Process Quality and Forecast Ergonomic Conditions. In: Hu SJ (Hrsg) *Technologies and Systems for Assembly Quality, Productivity and Customization: Proceedings of the 4th CIRP Conference on Assembly Technologies and Systems (CATS)*.
- [8] Ameri A., Akan B., Çürüklü B. (2010) Augmented reality meets industry: Interactive robot programming. In *SIGRAD 2010*.
- [9] Westkämper, E, Jendoubi, L., Eissele, M., Ertl, T. (2005) Smart Factories - Bridging the gap between digital planning and reality; Tagungsbeitrag: The 38th CIRP-International Seminar on Manufacturing Systems, 16.-18.05.2005; Florianapolis, Brazil.
- [10] Henderson, S., Feiner, S., (2011) Exploring the Benefits of Augmented Reality Documentation for Maintenance and Repair. In: *Visualization and Computer Graphics, IEEE Transactions on 17* (2011), Oct, Nr. 10.
- [11] Henderson, S.J., Feiner, Steven K. (2011) Augmented reality in the psychomotor phase of a procedural task. In: *Mixed and Augmented Reality (ISMAR), 2011 10th IEEE International Symposium on*, 2011.
- [12] Bilek, E., Busch, F., Hartung, J., Scheele, C., Thomas, C., Deuse, J., Kuhlenkötter, B. (2012) Intelligente Erstellung und Nutzung von Maschinendokumentation. In: *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb* (2012), September.
- [13] Barthelmey, A.; Störkle, D., Kuhlenkötter, B., Deuse, J. (2014) Cyber Physical Systems for Life Cycle Continuous Technical Documentation of Manufacturing Facilities. In: *Procedia {CIRP}* 17 (2014).
- [14] Drath, R. (2010) Datenaustausch In Der Anlagenplanung Mit AutomationML: Integration von CAEX, PLCopen XML und COLLADA. Springer, 2010 (VDI-Buch).
- [15] Bartelt, M., Schyja, A. Kuhlenkötter, B. (2014) More than a Mockup. In: *Production Engineering* 8 (2014), Nr. 6.

Identifikation von Potentialen zur Integration von Lösungen im Kontext der Selbstoptimierung für technische Systeme des Maschinen- und Anlagenbaus

Identification of Potentials for the Integration of Self-Optimization in Mechatronic Systems in the context of Machinery and Plant Engineering

Peter Iwanek, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, 33102 Paderborn, Deutschland,

Peter.Iwanek@hni.upb.de;

Dr.-Ing. Roman Dumitrescu, Fraunhofer Projektgruppe „Entwurfstechnik Mechatronik“, Fraunhofer IPT, 33102 Paderborn, Deutschland;

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Gausemeier, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, 33102 Paderborn, Deutschland

Kurzfassung

Aus der sich abzeichnenden Entwicklung der Informations- und Kommunikationstechnik eröffnen sich für den modernen Maschinen- und Anlagenbau sowie verwandter Branchen faszinierende Perspektiven für die technischen Systeme von morgen: Selbstoptimierende Systeme. Diese Systeme sind in der Lage, sich ihrer Umgebung und den Wünschen ihrer Anwender im Betrieb anzupassen. Systeme aus diesem Bereich werden nicht mehr durch rein ingenieurwissenschaftliche Ansätze entstehen. Vielmehr werden verstärkt Ansätze aus den Bereichen des maschinellen Lernens, der Kognitionswissenschaften oder der mathematischen Optimierung ihre Berücksichtigung finden. Diese Ansätze sind jedoch den Unternehmen im klassischen Maschinen- und Anlagenbau in der Regel nicht bekannt. Zudem wird in den meisten Unternehmen des mittelständisch-geprägten Maschinen- und Anlagenbaus das verfügbare Wissen, z.B. durch unzureichende Absprachen zwischen den Abteilungen nicht optimal genutzt („Throw It over the Wall“-Mentalität) und es bedarf an Ansätzen, Potential zur Systemverbesserung [1,2] und somit zur Integration der Lösungen aus dem Bereich der Selbstoptimierung auf Basis der bestehenden Systeme systematisch zu identifizieren.

Abstract

Due to the advancement of information and communication technologies, more and more software solutions will enable more functionality and new customer benefits. The term self-optimization characterizes this perspective: the endogenous adaptation of the system's objectives due to changing operational conditions. The integration of methods and technologies of non-technical disciplines, e.g. cognitive science, machine learning or mathematical optimization characterizing such intelligent, self-optimizing systems [1,2]. Based on the implementation of Self-X properties or intelligence for monitoring and controlling processes, these systems are adaptive, robust, foresighted and user-friendly. Even now, mechanical engineering and related industrial sectors are on the way to intelligent technical systems. In order to provide businesses (particularly small and medium-sized businesses in the context of machinery and plant engineering) from different branches the knowledge in the context of self-optimization has be transferred from research to the businesses. Additionally there is a need to identify potentials for the development of improved systems (e.g. with Self-X-properties) in a systematic way.

1 Einleitung

Kunden erwarten stets zunehmend gesteigerten Nutzen in den Produkten der Unternehmen. Hierdurch gewinnt die Fähigkeit zur Innovation verstärkt an Bedeutung, um auch im globalen Markt erfolgreich zu agieren [2]. Innovationen sind insbesondere in Deutschland die Basis für Wachstum, Beschäftigung und Wohlstand [3,4]. Dabei eröffnen insbesondere die Entwicklungen im Bereich der Informations- und Kommunikationstechnik vielfältige, neue Möglichkeiten, um nachhaltige Verbesserungen zukünftiger Produkte des Unternehmens zu realisieren.

Schlagworte die zukünftige, intelligente technische Systeme beschreiben sind z.B. „Cyber-Physical Systems“ [5], „Industrie 4.0“ [6], „Selbstoptimierung“ [7] oder „Schwarmintelligenz“ [8].

Die Potentiale in diesem Kontext reichen von der Auswertung großer Datenmengen der integrierten Sensorik über Mustererkennung und Lernstrategien bis zur Vernetzung der Systeme. Im Wesentlichen lassen sich dabei diese Potentiale dem Handlungsfeld der „Vertikalen Integration“ im Themenbereich Industrie 4.0 zuordnen [9]. Die zahlreichen Möglichkeiten resultieren jedoch in unüberschaubaren Handlungsoptionen insbesondere für die mit-

telständischen Unternehmen im Maschinen- und Anlagenbau. Wesentliche Fragestellungen vor diesem Hintergrund sind:

- Welche Möglichkeiten existieren, um zukünftige Maschinen- und Anlagen intelligenter zu realisieren?
- Besteht der Kundenbedarf, diese Potentiale zukünftig zu erschließen?
- Wie kann eine geeignete Priorisierung durchgeführt werden, um rational an den technologischen Entwicklungen zu partizipieren?

Im Rahmen dieses Beitrags erfolgt in Kapitel 2 zunächst eine Problemanalyse, in der die wesentlichen Themen im Kontext des Beitrages vorgestellt werden sowie die damit verbundenen Herausforderungen abgeleitet werden. Nachfolgend werden in Kapitel 3 die wesentlichen Anforderungen an ein Vorgehen zur Integration von Lösungen im Kontext der Selbstoptimierung in Maschinen und Anlagen vorgestellt. In Kapitel 4 wird das Konzept für dieses Vorgehen näher vorgestellt. Der Beitrag schließt in Kapitel 5 mit einer Zusammenfassung und einen Ausblick bzgl. der Arbeiten.

2 Problemanalyse

Im Rahmen der Problemanalyse werden die wesentlichen Themen, welche Einfluss auf das zu erarbeitende Vorgehen haben, näher vorgestellt. In Kapitel 2.1 werden das Wirkparadigma der Selbstoptimierung sowie die Lösungen im Bereich der Selbstoptimierung erläutert. Gegenstand von Kapitel 2.2 ist die Entwicklung intelligenter technischer Systeme. In Kapitel 2.3 werden die Charakteristika des Maschinen- und Anlagenbaus sowie die Zukunftsperspektiven vorgestellt. Gegenstand von Kapitel 2.4 ist die kundenintegrierte Entwicklung von technischen Systemen. Das Kapitel schließt mit den Herausforderungen zur Identifikation von Potentialen der Selbstoptimierung.

2.1 Wirkparadigma der Selbstoptimierung

Im Kern vollzieht sich die Selbstoptimierung als stets wiederkehrender Prozess in der Betriebsphase eines technischen Systems, der sogenannte Selbstoptimierungsprozess [7]. Dieser wird auf der Informationsverarbeitung des technischen Systems durchgeführt. Er besteht aus drei aufeinanderfolgenden Aktionen, die mit Hilfe entsprechender Lösungsansätze unterstützt werden (vgl. **Bild 1**).

Im Rahmen der **Online-Analyse** werden der Systemzustand sowie die Umgebung analysiert. Auf Basis der Systemdaten können bspw. Schädigung von Systemkomponenten (Condition Monitoring [10]) erkannt und bei der Anpassung des Systemverhaltens berücksichtigt werden (z.B. im Rahmen einer prädiktiven Wartungsplanung [11]). Zur Verbesserung der Online-Analyse können maschinelle Lernverfahren eingesetzt werden, um Modelle des Systems auf Basis von aufgenommenen Daten zu generieren [12].

Auf Basis der Online-Analyse erfolgt eine autonome **Anpassung der Systemziele**. Ziele im Sinne der Selbstoptimierung sind z.B. „minimiere Energieverbrauch“ oder „maximiere Leistungsfähigkeit“. In Abhängigkeit der Situation werden die Ziele priorisiert und das Verhalten entsprechend angepasst. Die Zielauswahl kann durch Mehrzieloptimierungsverfahren oder können Optimalsteuerungsverfahren unterstützt werden [7].

Die neue Situation sowie die damit verbundene Zielanpassung erfordert eine **Anpassung des Systemverhaltens**. Dies kann durch Parameter- (z.B. der Aktorik) oder Strukturanpassungen (z.B. durch Rekonfiguration) erfolgen. Einsatz finden hierbei fortschrittliche Adaptions-Strategien aus dem Bereich der Regelungstechnik (z.B. adaptive Regelungen oder selbstoptimierende Regelungen), um bspw. „weiche“ Übergänge zwischen der alten und neuen Konfiguration des Betriebszustandes vorzunehmen [7].

Wie Bild 1 zeigt, werden für die Entwicklung dieser Systeme zukünftig Ansätze aus den Bereichen des maschinellen Lernens oder der mathematischen Optimierung ihre Berücksichtigung finden.

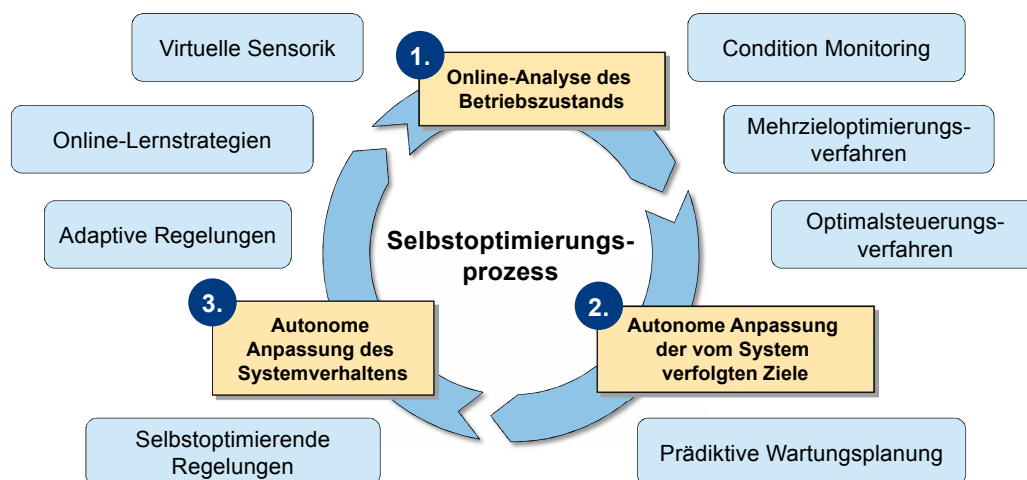


Bild 1 Der Selbstoptimierungsprozess sowie Lösungsansätze zur Unterstützung des Prozesses nach [7]

Diese Ansätze sind den Unternehmen, insb. im mittelständisch-geprägten Maschinen- und Anlagenbau, in der Regel nicht bekannt. Zum Ergreifen dieser Potentiale ist ein Wissenstransfer notwendig, um hierdurch die Wissensvielfalt im Unternehmen zu multiplizieren [2]. Zudem ist eine bedarfsorientierte Auswahl der Lösungsansätze notwendig, um einen entsprechenden Markt für die zukünftigen Systeme zu bedienen.

2.2 Entwicklung fortgeschrittener technischer Systeme

Die Entwicklung intelligenter technischer Systeme ist geprägt von hoher Multidisziplinarität der beteiligten Experten. Über die klassischen Fachdisziplinen hinaus, wie z.B. Mechanik, Elektrik/Elektronik, Software- und Regelungstechnik, sind verstärkt Experten aus dem Bereich der mathematischen Optimierung sowie des maschinellen Lernens an der Entwicklung beteiligt. Vor diesem Hintergrund ist ein interdisziplinäres Vorgehen notwendig, um ein einheitliches Systemverständnis der Beteiligten Experten sicherzustellen und somit eine effiziente und effektive Entwicklungsphase abzusichern [14].

Hierzu ist im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 614 „Selbstoptimierende Systeme des Maschinen- und Anlagenbaus“ ein interdisziplinärer Ansatz erarbeitet worden [7]. Dabei umfasst die Entwicklung intelligenter Systeme im Wesentlichen zwei Phasen, „disziplinübergreifende Konzipierung“ sowie „disziplinspezifischer Entwurf und Ausarbeitung“. In der Konzipierung erarbeiten Entwickler der beteiligten Fachdisziplinen gemeinsam das sogenannte Systemmodell (am Ende dieser Phase auch Prinziplösung genannt). Dieses legt den grundsätzlichen Aufbau und die Wirkungsweise des Systems fest. Dabei kann in dieser Phase auch eine frühzeitige Kommunikation mit dem Kunden vorgesehen werden, um z.B. wünschenswerte, zukünftige Systemfeatures mit Hilfe von Anwendungsszenarien (Use-Cases) etc. zu definieren. Hierdurch sind die Unternehmen in der Lage, frühzeitig die zu realisierenden Systemfunktionen auszuwählen und zu entwickeln, welche aus Sicht des Kunden einen Mehrwert bieten [15].

In der Phase Entwurf und Ausarbeitung arbeiten die Entwickler die ihre Fachdisziplinen betreffenden Aspekte parallel zueinander aus. Diese Phase ist durch einen hohen Abstimmungs- und Koordinationsaufwand geprägt. Die disziplinübergreifenden Ergebnisse aus dieser Entwicklungsphase werden ebenfalls wieder in das Systemmodell gespiegelt. So wird dieses stets aktuell gehalten und kann in Kombination mit PLM- (Product Lifecycle Management) und PDM- (Product Data Management) Lösungen als Rückgrat der Produktentwicklung genutzt werden [16].

2.3 Der deutsche Maschinen- und Anlagenbau

Als wesentlicher Treiber für die gute Positionierung der Unternehmen im Maschinen- und Anlagenbau am Markt werden u.a. Innovationen gesehen. Dies liegt darin begründet, dass der deutsche Maschinen- und Anlagenbau u.a. aufgrund geringer Finanzreserven [17], Innovationen

benötigt, um Rezessionsphasen durch verbesserte Margen zu kompensieren [18,19]. Zudem erfordert der globale Wettbewerb durch Mitbewerber aus Asien eine Qualitäts- sowie Innovationsführerschaft [20]. Dabei erwirtschaftete der Maschinen- und Anlagenbau ca. 23 % des Umsatzes mit neuen oder verbesserten Produkten [21]. Den Ausbau dieser Fähigkeit zur Innovation schlägt auch eine im Jahr 2014 veröffentlichte Studie von MCKINSEY & COMPANY und dem VDMA vor [22]. In dieser werden sechs Maßnahmen definiert, welche den Erfolg in Zukunft sichern sowie ausbauen. Zu diesen gehören zum Beispiel:

- Kontinuierliche Optimierung des Produkt-/Portfoliowerts
- Exzellenz in der heimischen Wertschöpfung
- Ausbau des After-Sales-/Servicegeschäfts
- Standardisierung und Modularisierung
- Stringentes, risikodifferenziertes Projektmanagement
- Zielgerichtete granulare Internationalisierung

Wichtige Themen in diesem Bereich sind somit auch die zunehmenden Möglichkeiten aus dem Bereich der Informations- und Kommunikationstechnik, um eine sogenannte Revolutionierung von Produkten mit Hilfe technologischer Innovationen zu realisieren [22]. Z.B. können mit Hilfe zu integrierender Informations- und Kommunikationstechnik die Systeme intelligenter realisiert werden, um bspw. die Adaptivität oder Robustheit von Systemen zu erhöhen. Zudem eröffnet die Vernetzung und Auswertung von Sensordaten eine verbesserte Funktionalität der Systeme, da Systemstörungen auf Grund des konsolidierten Erfahrungswissens vermieden werden können. Neue Fernwartungssysteme können entstehen, die zudem einen Ausbau des Servicegeschäftes ermöglichen. Diese Stoßrichtungen dienen unmittelbar zur Realisierung der Maßnahme „Kontinuierliche Optimierung des Produktwerts“. Deutsche Innovationen sind dabei meist auf eingespielte Innovationsprozesse zurückzuführen. Wesentliche Faktoren sind z.B. gute Kooperation zwischen Unternehmen und Forschungseinrichtungen, um technische Möglichkeiten frühzeitig zu identifizieren sowie gut ausgebildete Fachkräfte [22]. Aber auch funktionsübergreifende Teams (z.B. Service, Entwicklung und Vertrieb) sowie das Reflektieren von Kundenbedürfnissen (z.B. Einbeziehen von Kundenwünschen in Innovationsprozess) sind entscheidend [22].

2.4 Kundenintegrierte Entwicklung

Die Entwicklung von zukünftigen Maschinen- und Anlagen basiert in der Regel auf älteren Systemgenerationen und stellt selten eine vollständige Neuentwicklung dar. Hierdurch wird die Entwicklung neuer Systemgenerationen vom Wissen über die Nutzung der älteren Systeme (z.B. über Informationen aus dem After-Sales Bereich) beeinflusst [23,24]. Vor diesem Hintergrund ist eine verstärkte Zusammenarbeit mit den Kunden in der Entwicklung anzustreben, um Potentiale oder Systemfeature für zukünftige Systeme frühzeitig zu identifizieren und somit die Entwicklung nicht benötigter Systemfeature zu vermeiden.

Bei der Identifikation von Potentialen zur Modifikation des Systems, die sich durch den Kunden oder seinem Nutzungsverhalten ergeben, können in drei verschiedene Arten unterschieden werden (vgl. **Bild 2**) [25]. Potentiale, die :

- vom Service oder Vertrieb identifiziert wurden (z.B. in Service- und Instandhaltungsberichten),
- vom Kunden direkt mitgeteilt werden (z.B. über Interviews oder Kennzahlen des Gesamtprozesses) sowie
- aus Feedbackdaten gewonnen werden, welche vom Produkt selbst kommen [25]

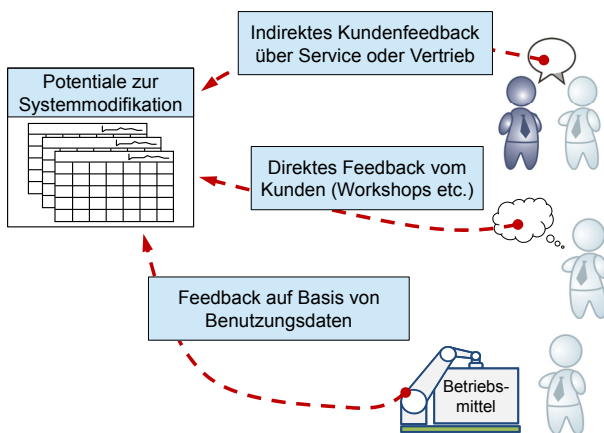


Bild 2 Identifikationen des Bedarfs zur Modifikation nach [25]

Hierdurch ist im Rahmen der Produktentwicklung zunächst der Bedarf zur Modifikation aus Kundensicht zu prüfen. Nachfolgend können den identifizierten Potentialen zielgerichtet Lösungsmöglichkeiten aus der Selbstoptimierung zugeordnet werden. Im Rahmen des Beitrags werden die Berücksichtigung der indirekten Kundenmeinung (durch Vertrieb und Service) sowie die direkte Kundenmeinung adressiert. Information zur Detektion des Bedarfs aus Feedbackdaten sind [25] zu entnehmen.

2.5 Herausforderungen zur Identifikation von Potentialen der Selbstoptimierung

Durch die Analyse der wesentlichen Themen, welche bei der Identifikation von Potentialen zur Integration von Lösungen der Selbstoptimierung für technische Systeme des Maschinen- und Anlagenbaus eine Rolle spielen, können folgende Herausforderungen abgeleitet werden:

- Bedarfsgerechte Berücksichtigung von verschiedenen Lösungen im Bereich der Selbstoptimierung;
- Unterstützung bei der Entwicklung von selbstoptimierenden Systemen durch die Beachtung der interdisziplinären Zusammenarbeit sowie der Komplexität;
- Unterstützung des Maschinen- und Anlagenbaus bei der Realisierung von selbstoptimierenden Systemen und damit einhergehend die Berücksichtigung der Eigenheiten im Maschinen- und Anlagenbau (mittelständisch-geprägt, Mechanik-zentrierte Systeme etc.)
- Frühzeitige Identifikation von Kundenwünschen, um eine bedarfsgerechte und erfolgsversprechende Modifikation des technischen Systems zu realisieren

3 Vorgehensmodell zur Identifikation von Potentialen

Im Folgenden wird ein Vorgehen vorgestellt, welches die Entwickler im Maschinen- und Anlagenbau in die Lage versetzt, den Bedarf zur Modifikation eines technischen Systems zu erkennen sowie entsprechende Lösungsansätze aus dem Kontext der Selbstoptimierung zu identifizieren, mit denen der Bedarf gedeckt wird. Dieses Vorgehen adressiert im Wesentlichen die im Kapitel 2.5 genannten Herausforderungen. Das Vorgehen ist im Wesentlichen in fünf Prozessschritte unterteilt und in **Bild 3** dargestellt. Dabei werden die Prozessschritte in der Regel von mehreren Fachdisziplinen sowie ggf. mit dem Kunden zusammen durchgeführt (stetige Begleitung durch interdisziplinäre Teams).

Phase 1 – Identifikation von Schwachstellen aus Sicht des Kunden: Im Rahmen dieser Phase werden die Schwachstellen des bestehenden Systems aus Kundensicht analysiert. Hierzu ist zunächst das aktuelle System disziplinübergreifend abzubilden, um eine Kommunikation und Kooperation zwischen den Entwicklungsabteilungen (in der Regel aus den Disziplinen Mechanik, Elektrik/Elektronik, Regelungstechnik und Softwaretechnik bestehend) dem Vertrieb, dem Service sowie dem Kunden zu realisieren. Hierzu wird ein sogenanntes Systemmodell im Sinne des Model-Based Systems Engineering erstellt [16]. Dieses beschreibt den Aufbau und die Funktionsweise des Systems ganzheitlich und disziplinübergreifend. Dabei werden verschiedene Aspekte des Systems modelliert, wie z.B. die Anforderungen an das System, die Funktionsweise sowie der Struktur des Systems. Die Modellierung des Systems kann mit Hilfe verschiedener Modellierungssprachen erfolgen, wie z.B. SysML, UML [14], CONSENS [16] etc. Auf Basis des Systemmodells folgt die Analyse von Schwachstellen des Systems. Diese bilden den Ausgangspunkt zur Systemverbesserung. Sie sind in der Regel beim Kunden bereits bekannt und zeigen den Bedarf zur Modifikation des technischen Systems auf. Dabei können die Schwachstellen des Systems mit Hilfe von Methoden aus dem Bereich der Qualitätssicherung (z.B. Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse, Fehlerbaumanalyse) sowie in Rahmen von Ideenworkshops gemeinsam mit dem Kunden oder dem Service oder Vertrieb identifiziert werden. Dabei kann der Kunde mitteilen, welches ungewünschte Verhalten ein System aufweist, welche physikalischen Ursachen dieses hat, was die resultierenden Folgen des Verhaltens sind (z.B. im Gesamtprozess beim Kunden) sowie welche funktionalen Anforderungen (oder Feature) sich an zukünftige Systemgenerationen ergeben und gewünscht sind. Dies kann z.B. im Rahmen von Workshops mit dem Kunden gemeinsam erfolgen oder auf Basis von Erfahrungswissen im Bereich des Service oder des Vertriebs.

Phase 2 – Abstraktion des Problems / der Schwachstelle: In dieser Phase werden die Schwachstellen des Systems sowie die zusätzlichen Kundenanforderungen abstrahiert, um eine Suche nach Lösungen aus dem Kontext der Selbstoptimierung zu ermöglichen.

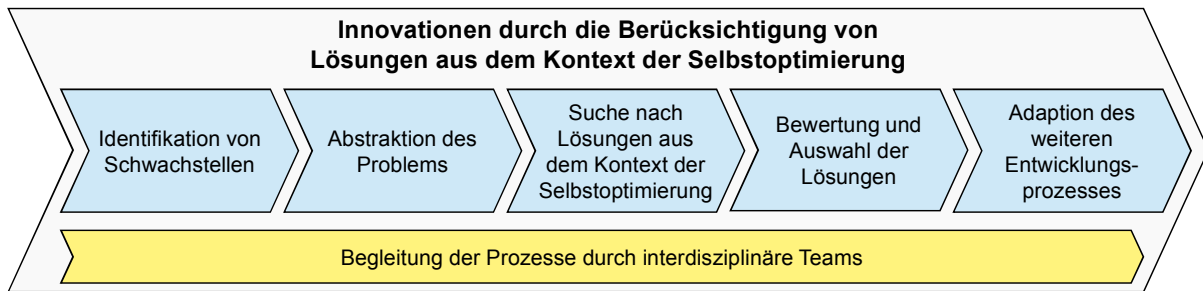


Bild 3 Vorgehensmodell zur Identifikation von Potentialen der Selbstoptimierung in Anlehnung an [2]

Dabei gilt es zunächst zu prüfen, welchem Prozessschritt im Selbstoptimierungsprozess ein Problem zugeordnet werden kann (Situationsanalyse, Zielbestimmung oder Anpassung des Systemverhaltens). Ist z.B. eine ausreichende Bewertung der aktuellen Situation möglich? Kann z.B. das Systemverhalten nicht verändert werden, da die Aktorik derzeit mit der bestehenden Steuerung nicht wie gewünscht angepasst werden kann? Nachfolgend ist das Problem lösungsneutral als zu realisierende Funktion des Systems zu formulieren, um eine Lösungssuche durchführen zu können. Hierbei können auch Ansätze aus dem Bereich der Kreativitätstechniken (z.B. TRIZ [26]) sowie Funktionskataloge zum Einsatz kommen [27].

Phase 3 – Suche nach Lösungen aus dem Kontext der Selbstoptimierung Nach der lösungsneutralen Definition von zu realisierenden Funktionen, werden diesen nach Möglichkeit Lösungen aus dem Bereich der Selbstoptimierung zugeordnet. Falls beispielsweise in einer Produktion erfasste Sensorwerte ausgewertet werden sollen, um auf Basis dieser zu lernen (frühzeitige Störungserkennung etc.), können überwachte maschinelle Lernverfahren (Virtuelle Sensorik) als Lösungsmöglichkeit eingesetzt werden. Hierzu gilt es jedoch zunächst die Lösungsmöglichkeiten aus dem Bereich der Selbstoptimierung dem Entwickler aufbereitet zur Verfügung zu stellen. Dies bedeutet, dass definiert werden sollte, welche Funktionen die Lösungsmöglichkeiten realisieren können und was bereits realisierte Beispielanwendungen sind [27]. Die identifizierten Verbesserungspotentiale (zu realisierende Funktion sowie Lösungsansatz) sind zu dokumentieren und bilden maßgeblich die Grundlage für ein zukünftig zu realisierendes intelligentes System. Jedoch können in dieser Phase auch konventionelle Lösungsansätze identifiziert werden, die nicht unmittelbar mit der Selbstoptimierung zusammen hängen (z.B. zusätzliche Sensorik oder Umprogrammieren der Steuerungssoftware). Hierdurch ist es möglich, ein breites Spektrum von identifizierten Bedarfen (im Sinne der Probleme und Schwachstellen) zu adressieren.

Phase 4 – Bewertung und Auswahl der Lösungen: Nach der Suche nach Lösungen, sind diese zu priorisieren und hinsichtlich verschiedener Kriterien zu klassifizieren. Hierdurch erhält das Unternehmen einen verbesserten Überblick, um Entwicklungsprojekte zum Realisieren der identifizierten Potentiale zu initiieren. Kriterien können sein: Realisierbarkeit (sind Kompetenzen im Bereich des maschinellen Lernens oder der mathematischen Optimierung im Unternehmen verfügbar oder müsste hierzu Perso-

nal aufgebaut werden?), Dringlichkeit (Wie hoch würde der Kunde die Möglichkeit priorisieren?), Kostenabschätzung, Innovationsgrad etc. Nach der Bewertung, kann das Unternehmen z.B. mit Hilfe einer Technology-Roadmap (oder Technologiekalender) [28] definieren, wann welche Funktion (Systemfeature) umgesetzt werden soll.

Phase 5 – Adaption des Entwicklungsprozesses

Auf Basis der zu realisierenden Funktionen, ist nachfolgend der Entwicklungsprozess anzupassen. So werden bspw. Richtlinien zum Umsetzen von maschinellen Lernverfahren (z.B. Akquirieren von Datenbeständen aus Prototypen, Vorverarbeitung von Datenbeständen, Auswahl und Parametrierung von Lernverfahren) in den Entwicklungsprozess eingebettet sowie die personellen und technischen Ressourcen (z.B. Experten des maschinellen Lernens, Testaufbauten zur Akquise von Daten, Prototypen) eingeplant. Diese Planungsphase bildet die Grundlagen für das Realisieren der zukünftigen Systemfeature.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des Beitrags wurden die Potentiale vorgestellt, die sich durch den Einsatz der Selbstoptimierung in technischen Systemen ergeben. Derzeit ist in den meisten Unternehmen das Wissen zum Einsatz der Methoden und Verfahren im Bereich der Selbstoptimierung in der Regel nicht vorhanden. Das Projekt „Selbstoptimierung“ des Spitzenclusters it's OWL hat sich eine Technologieplattform zum Ziel gesetzt, welche Lösungen im Bereich der Selbstoptimierung für Entwickler im Unternehmen zur Verfügung stellt. Dazu gehören die vorgestellte Potentialanalyse sowie Anwendungsrichtlinien, die z.B. den Einsatz von maschinellen Lernverfahren (relevant insb. in Phase 5) fördern somit den notwendigen Wissenstransfer ermöglichen. Die erarbeiteten Ansätze werden durch den Einsatz im Spitzencluster kontinuierlich weiterentwickelt und in sogenannten Transferprojekten transferiert.

Danksagung

Diese Arbeit ist im Cluster-Querschnittsprojekt Selbstoptimierung entstanden. Dieses Forschungsprojekt wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) im Rahmen des Spitzenclusters „Intelligente Technische Systeme OstWestfalenLippe (it's OWL)“ gefördert und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA) betreut. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Literatur

- [1] Orth, R.; Voigt, S.; Kohl, I.: *Praxisleitfaden Wissensmanagement – Prozessorientiertes Wissensmanagement nach dem ProWis-Ansatz*. Fraunhofer Verlag, Stuttgart, Fraunhofer IPK, 2011
- [2] Kalogerakis, K.; Schulthess, M.; Herstatt, C.: *Die kreative Kraft von Analogien*. In: Herstatt, C.; Kalogerakis, K.; Schulthess, M. (Hrsg.): *Innovation durch Wissenstransfer*, Springer, Wiesbaden, 2014
- [3] Bullinger, H.-J.; Gausemeier, J.; Reichwald, R.; Schreyögg, G.; Spath, D.; Warschat, J.: *Impulse für ein Forschungsprogramm „Treiber und Mechanismen von Innovationsprozessen“ zur Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit des High Tech Standortes Deutschland*. Fraunhofer IAO, 2007
- [4] Gausemeier, J.; Grote, A.-C.; Lehner, M.: *Eine Analyse des Innovationsgeschehens in Deutschland - wie innovativ ist Deutschland wirklich?* In: Gausemeier, J. (Hrsg.): 6. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung, HNI-Verlagsschriftenreihe, 276, Paderborn, 2010
- [5] acatech (Hrsg.): *agendaCPS – Integrierte Forschungsagenda Cyber-Physical Systems*. Springer Vieweg, Berlin, 2012
- [6] Promotorengruppe Kommunikation der Forschungsunion Wirtschaft – Wissenschaft: *Umsetzungsempfehlungen für das Zukunftsprojekt Industrie 4.0*. April 2013
- [7] Gausemeier, J.; Rammig, F.; Schäfer, W. (Hrsg.): *Design Methodology for Intelligent Technical Systems*. Springer, Berlin, 2014
- [8] Meis, J.-F.; Reisen, K.; Schindler, S.: *Ameisenstaat als Vorbild für die Produktionsorganisation?* In: TUMcampus (1), S. 14-15, 2013
- [9] Plattform Industrie 4.0; Wissenschaftlicher Beirat: *Industrie 4.0 – Whitepaper FuE-Themen*. April 2014
- [10] Matyas, K.: *Instandhaltungslogistik – Qualität und Produktivität steigern*. Carl Hanser Verlag, München, 5. aktualisierte Auflage, 2013
- [11] Lee, J.; Kao, H.-A.; Yang, S.: *Service Innovation and Smart Analytics for Industry 4.0 and Big Data Environment*. In: *Procedia CIRP* 2014, S. 3-8
- [12] Neumann, K.: *Reliability of Extreme Learning Machines*. Dissertation, Technische Fakultät, Universität Bielefeld, 2014
- [13] Gausemeier, J.; Czaja, A.; Dumitrescu, R.; Tschirner, C.; Steffen, D.; Wiederkehr, O.: *Studie: Systems Engineering in der industriellen Praxis*. Nov. 2013
- [14] Weilkens, T.: *Systems Engineering mit SysML/UML: Modellierung, Analyse, Design*. d.punkt-Verlag, Heidelberg, 3. Auflage, 2014
- [15] Porter, M. E.; Heppelmann, J. E.: *Wie smarte Produkte den Wettbewerb verändern*. In: *Harvard Business Manager*, Dezember 2014, S.34-60
- [16] Iwanek, P.; Kaiser, L.; Dumitrescu, R.; Nyßen, A.: *Fachdisziplinübergreifende Systemmodellierung mechatronischer Systeme mit SysML und CONSENS*. In: Maurer, Maik ; Schulze, Sven-Olaf (Hrsg.) *Tag des Systems Engineering, Tag des Systems Engineering*, Carl Hanser, München, 2013
- [17] Schönung, M. M.: *Kundenwertorientierte Preissetzung für Leistungssysteme im Maschinen- und Anlagenbau*. Apprimus Verlag, Aachen, 2008
- [18] Hartmann, M.: *Die Wettbewerbsstärke deutscher Unternehmen in der Maschinenbaubranche – Eine theoretisch konzeptionelle Erklärung anhand der Diamant- und Clustertheorie*. Dissertation, Lehrstuhl für BWL und Marketing; Universität Würzburg, 2013
- [19] Zerres, M.; Zerres, C.; Thiebes, F.: *Maschinenbau-marketing*. In: *Hamburger Schriften zur Marketingforschung*, Rainer Hampp, 83, München, 2012
- [20] Homburg, C.; Totzek, D. (Hrsg.): *Preismanagement auf Business-to-Business-Märkten*, Springer, 2011
- [21] VDMA: *Der deutsche Maschinen- und Anlagenbau*, Online unter: <http://www.vdma.org/article/-/articleview/648216>. Letzter Aufruf: 5. Januar 2015
- [22] McKinsey&Company; VDMA: *Zukunftsperspektive deutscher Maschinenbau – Erfolgreich in einem dynamischen Umfeld agieren*. 2014
- [23] Westkämper, E.: *Lebenszyklusbetrachtung technischer Systeme*. In: Westkämper, E.; Spath, D.; Constantinescu, C.; Lentjes, J. (Hrsg.): *Digitale Produktion*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2013
- [24] Rohmann, S.: *Integration von Wissensmanagement-Technologien in das Produktlebenszyklusmanagement*. In: Eyemann, T. (Hrsg.): *Tagungsband zum Doct. Consortium der WI 2013/54*, Bayreuth, 2013
- [25] Dienst, S.: *Analyse von Maschinendaten zur Entscheidungsunterstützung bei der Produktverbesserung durch die Anwendung eines Feedback-Assistenz Systems*. Dissertation, Naturwissenschaftlich-Technische Fakultät, Universität Siegen, 2014
- [26] Teufelsdorfer, H.; Conrad, A.: *Kreatives Entwickeln und innovatives Problemlösen mit TRIZ/TIPS*. Publicis MCD Verlag, Erlangen, München, 1998
- [27] Dumitrescu, R.: *Entwicklungssystematik zur Integration kognitiver Funktionen in fortgeschrittene mechatronische Systeme*, Dissertation, Heinz Nixdorf Institut, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Paderborn, 2010
- [28] Westkämper, E.: *Technologiekalender als Instrument der strategischen Planung*. In: Spath, D. (Hrsg.): *Forschungs- und Technologiemanagement : Potenziale nutzen - Zukunft gestalten*. Festschrift zum 60. Geburtstag von Prof. Hans-Jörg Bullinger, Carl Hanser, München, 2004

Aktive Verformung und Montage von flexiblen Bauteilen mit einem Mehrarm-Robotersystem

Active Deformation and Assembly of Flexible Components with a Multi-Arm Robot System

Sebastian Alff*, Tim Detert*, Phillip Ingenlath, Mathias Hüsing, Burkhard Corves, RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, Kackertstr. 16-18, 52072 Aachen, Deutschland, Sebastian.Alff@rwth-aachen.de, Detert@igm.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Im Luftfahrzeugbau gewinnt der Einsatz von Kohlefaser-Verbundwerkstoffen für Rumpf- und Flügelstrukturen zunehmend an Bedeutung. Bedingt durch ihre Geometrie unterliegen diese großflächigen, dünnen Schalenbauteile großen Toleranzen. Nach aktuellem Stand der Technik werden starre Vorrichtungen verwendet um diese Bauteile in eine definierte Form zu bringen. In einem aktuellen Forschungsprojekt wird die gezielte, lokale Verformung der Bauteile untersucht um den Herstellungsprozess flexibler und kosteneffizienter zu gestalten. Hierzu wurde ein beispielhafter Montageprozess für ein flexibles Bauteil geplant, optimiert und realisiert. Die Prozessplanung und -optimierung wird mithilfe von ABAQUS FEM-Simulationen und einer Reihe von MATLAB Berechnungs-Tools durchgeführt. Die gezielte Verformung des Bauteils wird am Mehrarm-Robotersystem PARAGRIP realisiert. Außerdem wurde ein parametrisches, flexibles Bauteil-Modell entwickelt. Das Verhalten des Bauteils kann mit geringem Rechenaufwand abgebildet werden um zum Beispiel Abweichungen zwischen Simulation und realem Prozess auszugleichen.

Abstract

In the production of airplanes, the use of carbon fiber reinforced plastic materials for the fuselage and wing structures is becoming increasingly important. Because of their geometry, these large-surface and thin shell components are subject to high tolerances. According to the current state of technology, large jigs are used to bring these components into the desired shape. In a current research project the targeted, local deformation of components is investigated to design a more flexible and cost efficient production process. Therefore, an exemplary assembly process for a flexible component was planned, optimized and realized. The planning and optimization of the process is conducted using ABAQUS FEA simulations and several MATLAB calculation tools. The deformation and handling of the component is realized using the multi arm robot system PARAGRIP. Furthermore, a parametric model for the flexible component was developed. Using this model, the behavior of the component can be reproduced with little computational cost. This model will be used in the compensation of tolerances which arise due to differences between simulation and the real process.

1 Einleitung

Ziel aktueller Forschung am Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen ist die Weiterentwicklung des innovativen Mehrarm-Roboterkonzepts PARAGRIP [1]. Insbesondere wird der Einsatz des PARAGRIP Konzepts bei der Handhabung großflächiger, flexibler Bauteile erprobt. Als Vision dient der Einsatz des Konzepts bei der Montage von Flugzeugschalen. Der folgende Beitrag beschreibt die Planung, Optimierung und Realisierung einer vereinfachten, exemplarischen Montageaufgabe. Dabei spielt die prinzipielle Übertragbarkeit des Vorgehens auf komplexere Montageaufgaben eine besonders wichtige Rolle.

1.1 Vorgehen zur Planung, Optimierung & Realisierung der Montageaufgabe

Ziel der in **Bild 1** dargestellten Montageaufgabe ist es, eine einfache rechteckige Platte mithilfe von vier PARAGRIP Armen aufzunehmen, gezielt zu Verformen und in einem Montageständer abzulegen. Zunächst werden Kriterien definiert, mithilfe derer die Machbarkeit und Qualität einer analysierten Montageaufgabe bewertet werden kann (Abschnitt 2). Die Montageaufgabe wird mithilfe von FEM-Simulationen analysiert und optimiert (Abschnitt 3). Die optimierten Arm-Trajektorien werden anschließend für die Erstellung des fertigen Roboterprogramms genutzt (Abschnitt 4). Zuletzt wird eine Modellstruktur für ein parametrisches Modell der gegriffenen

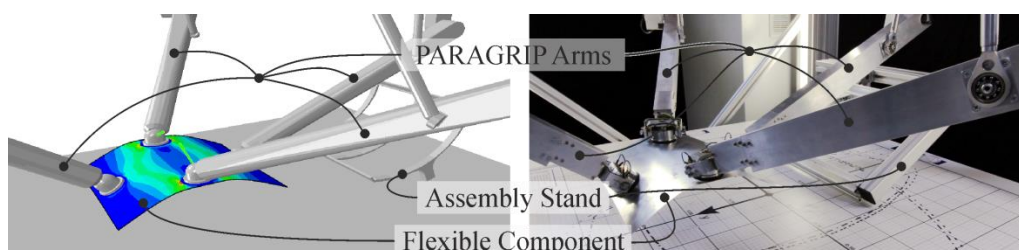


Bild 1 Exemplarische Montageaufgabe in der Simulation (links) und am PARAGRIP Teststand (rechts)

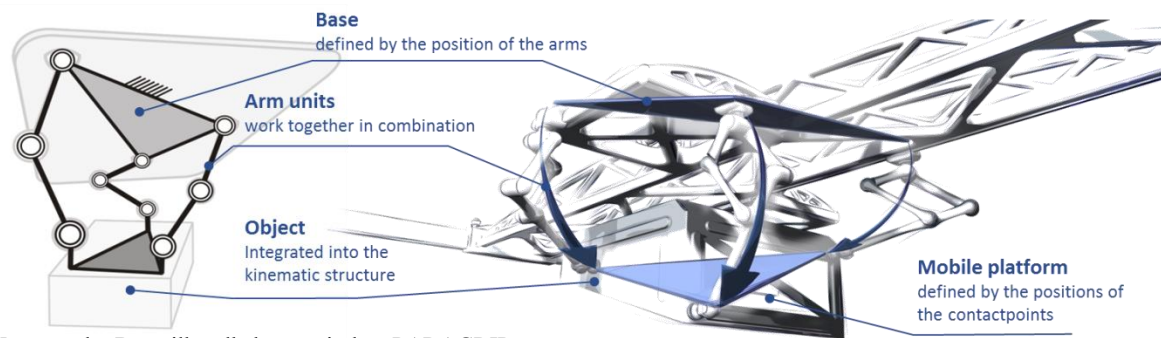


Bild 2 Konzept der Bauteilhandhabung mit dem PARAGRIP

Platte in einem verformten Zustand vorgeschlagen und mithilfe von Messwerten identifiziert (Abschnitt 5). Dieses Modell approximiert das Verhalten des realen Bauteils bei kleinen Änderungen der Arm Koordinaten. Die gewonnen Erkenntnisse werden zuletzt zusammengefasst und es wird ein Überblick über weitere Forschungsschritte gegeben (Abschnitt 6).

1.2 Rekonfigurierbares und flexibles Handhabungssystem PARAGRIP

Beim PARAGRIP [1-4] handelt es sich um ein flexibles, rekonfigurierbares und kostengünstiges Konzept zur Handhabung von Bauteilen in industriellen Produktionsprozessen. **Bild 2** zeigt das Konzept der PARAGRIP Struktur. Die einzelnen Arme zeichnen sich durch eine hybride parallel-serielle Struktur aus. In der Regionalstruktur besitzt jeder Arm drei angetriebene Freiheitsgrade. Die Lokalstruktur wird durch ein passives sphärisches Handgelenk gebildet. Zur Positionierung und Orientierung von Bauteilen werden mindestens drei Arme benötigt. Es können jedoch auch mehr Arme kombiniert werden.

1.3 Montage von Flugzeugschalen

Als visionäres Beispiel für den Einsatz des PARAGRIP Konzepts dient der in **Bild 3** skizzierte Prozess, bei dem mithilfe kooperierender Roboter Flugzeugschalen montiert werden [3]. Die PARAGRIP Einheiten werden zur Positionierung und der gezielten Vorgabe der Sollkontur der Schale eingesetzt.

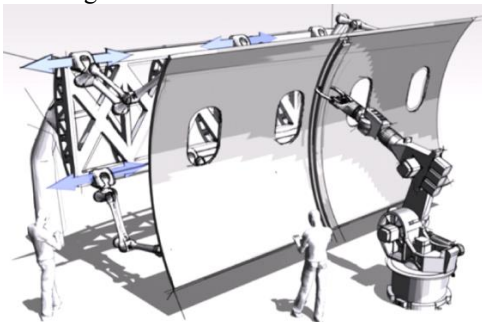


Bild 3 Konzept – Automatisierte Montage von Flugzeugschalen

1.4 Optimierung der Montageaufgabe mithilfe von Virtualisierung

Ein Ziel der Untersuchung ist die durchgehende Virtualisierung der gesamten Montageaufgabe. Dadurch wird die Möglichkeit geschaffen, die Aufgabe gezielt zu optimie-

ren. Außerdem kann flexibel auf Abweichungen im Prozess reagiert werden.

2 Machbarkeitskriterien

Die im Folgenden definierten Machbarkeitskriterien sollen dazu dienen die Machbarkeit und die Qualität der betrachteten exemplarischen Montageaufgabe beurteilen und optimieren zu können.

Maximalspannung: Um Bauteilbeschädigungen zu vermeiden muss die auftretende Bauteilspannung stets unterhalb der zulässigen Maximalspannung liegen.

Greiferkraft: Die am Teststand eingesetzten elektromagnetischen Greifer der PARAGRIP Arme müsse jederzeit in der Lage, die im Prozess auftretenden Normal- und Tangentialkräfte aufzubringen.

Arbeitsraum: Die Arm-Trajektorien, die für jede PARAGRIP Einheit benötigt werden, müssen innerhalb der jeweiligen Arbeitsräume liegen.

Antriebsmoment: Jede PARAGRIP Einheit muss in der Lage sein, die benötigten Prozesskräfte mithilfe der jeweils drei Antriebsmotoren aufzubringen.

Kollision: Unbeabsichtigte Kollisionen zwischen den Armen, zwischen Arm und Bauteil, sowie zwischen Bauteil und den Gegenständen im Arbeitsraum müssen ausgeschlossen werden.

3 Simulative Planung und Optimierung in ABAQUS und MATLAB

Die Erstellung, Analyse und Optimierung einer geeigneten Montageaufgabe mithilfe von FEM-Simulationen stellt einen iterativen Prozess dar. Ausgangspunkt bildet ein existierendes Simulationsmodell, in dem alle relevanten Gegenstände des Montageprozesses definiert sind.

Um die einzelnen Iterationen der Bahnplanung zeitsparend und komfortabel durchführen zu können wird entsprechend dem in **Bild 4** dargestellten Prozess vorgegangen. Zunächst wird das ABAQUS/CAE Simulationsmodell auf die Montageaufgabe angepasst. Da die ABAQUS/CAE Oberfläche zur Bahnplanung ungeeignet ist, wird dieser Schritt in MATLAB durchgeführt. Die Bahn der einzelnen Greifpunkte wird zur anschließenden Simulation von MATLAB nach ABAQUS exportiert. Nach Abschluss der Simulation werden die Simulationsergebnisse wieder nach MATLAB exportiert. Die Berechnung und Auswertung der Machbarkeitskriterien wird

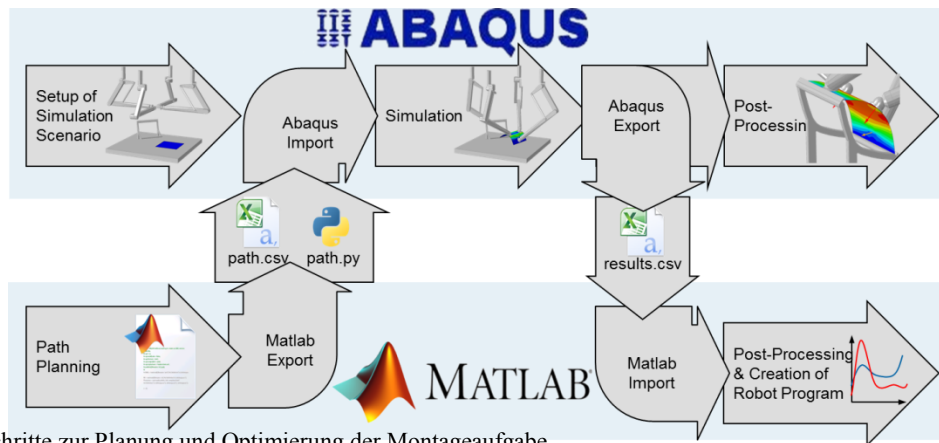


Bild 4 Analyseschritte zur Planung und Optimierung der Montageaufgabe

mithilfe von MATLAB durchgeführt. Die Visualisierung des Montagevorgangs erfolgt in ABAQUS/CAE. Aus den fertigen und optimierten Simulationsergebnissen kann mithilfe von MATLAB das ausführbare PARAGRIP Programm erstellt werden. Zur komfortablen Durchführung der entsprechenden Prozessschritte existieren eine Reihe von ABAQUS Plugins, die in **Bild 5** dargestellt sind.

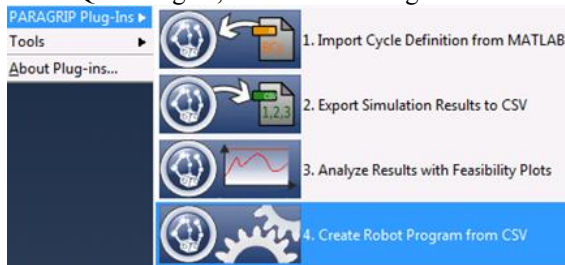


Bild 5 ABAQUS Plug-Ins zur Planung & Optimierung

3.1 Pre- & Post-Processing Interfaces zwischen ABAQUS und MATLAB

Die Planung der Arm-Trajektorien erfolgt in MATLAB. Dies bietet den Vorteil, dass die Bahnen im Vorfeld der Simulation einfach visualisiert werden können. Somit können Fehler, die sonst erst während der Simulation auftreten würden, frühzeitig entdeckt werden. Außerdem können die Bahnen in MATLAB m-files nachvollziehbar dokumentiert gespeichert werden. Die so erstellten Arm-Trajektorien werden mithilfe eines ABAQUS Plug-Ins in das Simulationsmodell importiert. Die Durchführung der Simulation erfolgt ebenfalls in ABAQUS.

Da ABAQUS nicht geeignet ist, die Berechnungen durchzuführen, die zur Auswertung der Machbarkeitskriterien notwendig sind, müssen auch die Simulationsergebnisse zunächst nach MATLAB exportiert werden. Auch hierzu existieren entsprechende Plug-Ins. Mithilfe der relevanten Ergebnisse (TCP-Koordinaten, Greiferorientierung, Maximale Spannung des Bauteils, Reaktionskräfte an den TCPs, Simulationszeit) können die Machbarkeitskriterien berechnet und als MATLAB Plots ausgewertet werden.

Zur Visualisierung des Montagevorgangs werden die Simulationsergebnisse mithilfe von ABAQUS/CAE dargestellt.

3.2 FEM-Modellierung der Montageaufgabe in ABAQUS

Die Modellierung und FEM-Definition der grundlegenden Simulationsparameter und aller relevanten Gegenstände der Montageaufgabe wird innerhalb von ABAQUS/CAE durchgeführt. In **Bild 6** ist das FEM-Modell abgebildet.

Die kinematische Struktur der PARAGRIP Arme wird mithilfe von masselosen, starren, gelenkig verbundenen Balken nachgebildet. Die elektromagnetischen Greifer werden als masselose, starre zweidimensionale Schalenelemente nachgebildet. Das flexible Bauteil ist als elastisches zweidimensionales, linear-elastisches Schalenelement modelliert. Geometrische nicht-linearitäten werden in der Simulation berücksichtigt. Der Montageständer wird als volumetrisches Starrkörpermodell abgebildet. *DisplayBodies* werden zur Visualisierung der einzelnen Komponenten genutzt.

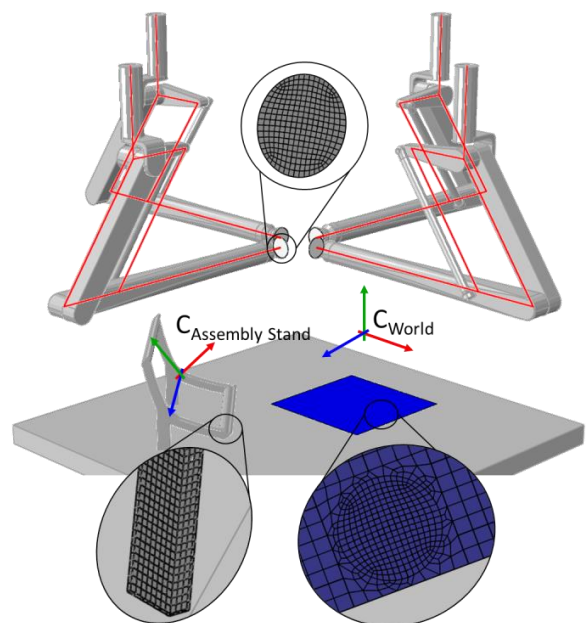


Bild 6 Gegenstände und Koordinatensysteme der Simulation

Das Greifen bzw. Lösen der Platte mithilfe der elektromagnetischen Greifer wird in der Simulation mithilfe dem Ein- und Ausschalten von lösaren und nicht-lösaren Kontaktbedingungen umgesetzt.

3.3 Definition der Arm Trajektorien

Die Bewegung der Arme entlang ihrer jeweiligen Trajektorien wird durch eingepreßte translatorische Randbedingungen an den Arm TCPs verwirklicht. Zur Modellierung der sphärischen Regionalstruktur der PARAGRIP Arme werden rotatorische Freiheitsgrade stets frei gelassen.

Die zur Definition der Arm-Trajektorien verwendeten Koordinatensysteme sind in **Bild 6** dargestellt. Durch die Verwendung verschiedener Koordinatensysteme vereinfacht sich einerseits die Definition der Arm-Trajektorien. Andererseits können durch Deaktivierung einzelner TCP-Randbedingungen in bestimmten Simulationsschritten auch gezielt Freiheitsgrade frei gelassen werden. Hierdurch können gezielt Bauteilspannungen und Armkräfte reduziert werden, da Verspannungen des Systems vermieden werden.

In **Bild 7** ist beispielhaft ein Ausschnitt der Trajektorien Definition eines simulierten Montagevorgangs dargestellt. In diesem Ausschnitt werden zwei Arme linear nach oben bewegt. Die beiden anderen Arme bleiben auf gleicher Höhe. Durch Freilassen einer Koordinatenrichtung kann sich ein natürlicher Verformungszustand einstellen.

| Step-# | Image | CSYS | TCP Boundary Conditions | | | Δ TCP Boundary Conditions | | |
|--------|-------|-------|-------------------------|--------|-------|----------------------------------|--------|-------|
| 1 | | World | 153.0 | -436.9 | 0.0 | 153.0 | -436.9 | 0.0 |
| | | | 200.0 | -436.9 | -47.0 | 200.0 | -436.9 | -47.0 |
| | | | 200.0 | -436.9 | 0.0 | 200.0 | -436.9 | 0.0 |
| 4 | | World | 200.0 | -436.9 | 47.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| | | | 153.0 | -346.9 | 0.0 | 0.0 | 100.0 | 0.0 |
| | | | 200.0 | -346.9 | -47.0 | 0.0 | 100.0 | 0.0 |
| | | | 247.0 | -346.9 | 0.0 | 0.0 | 100.0 | 0.0 |
| | | | 200.0 | -346.9 | 47.0 | 0.0 | 100.0 | 0.0 |
| 5 | | World | 200.0 | -346.9 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| | | | 200.0 | -316.9 | -47.0 | 0.0 | 30.0 | 0.0 |
| | | | 200.0 | -346.9 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| | | | 200.0 | -316.9 | 47.0 | 0.0 | 30.0 | 0.0 |
| | | | 152.5 | -346.9 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |

Bild 7 Ausschnitt: Definition der Simulationsschritte

3.4 Auswertung der Simulation

Die Berechnung der Machbarkeitskriterien aus den Simulationsergebnissen geschieht in MATLAB. Mithilfe verschiedener Arten von Plots können die Kriterien ausgewertet werden. Ergibt die Auswertung, dass eine Anpassung der Arm-Trajektorien notwendig ist, wird diese Änderung im entsprechenden m-file durchgeführt.

In **Bild 8** sind beispielhaft die Verläufe der Antriebsdrehmomente der drei Antriebsmotoren für einen PARAGRIP Arm während eines Montagevorgangs abgebildet.

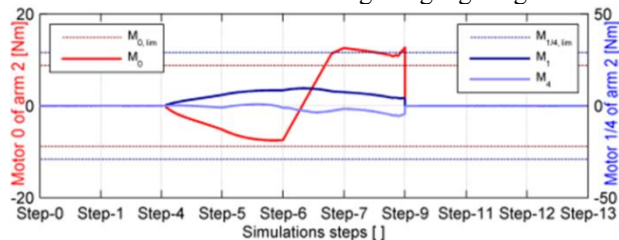


Bild 8 Beispielhafter Verlauf der Antriebsdrehmomente

Der Plot zeigt, wie die Kurve des benötigten Antriebsmoments M_0 (rot) den maximal zulässigen Bereich

verlässt. Dieser Montagevorgang ist daher nicht umsetzbar.

4 Generierung des ausführbaren Roboterprogramms

Nach Abschluss der simulatorischen Planung und Optimierung des Montagevorgangs, können die Simulationsergebnisse direkt genutzt werden um hieraus das ausführbare Roboterprogramm zu erstellen.

Zuvor müssen die Simulationsergebnisse jedoch interpoliert werden. Außerdem muss die Verfahrgeschwindigkeit entlang der Arm-Trajektorien definiert werden. Inverse-Kinematik Berechnungen führen schließlich auf die benötigten Verläufe der Antriebswinkel der einzelnen Arme. Des Weiteren werden einige weitere Bestandteile des endgültigen Roboterprogramms, die nicht Bestandteil der Simulation sind, hinzugefügt. Mithilfe eines ABAQUS Plug-Ins (siehe **Bild 5**) wird die Erstellung des endgültigen Roboterprogramms vereinfacht.

4.1 Interpolation der Simulationsergebnisse

Die Simulationsergebnisse liegen nur an einigen bestimmten Simulationszeit-Schritten vor. Für die Steuerung der PARAGRIP Arme ist jedoch eine fein aufgelöste Definition der Antriebswinkel notwendig. Daher werden die TCP-Positionen aus den Simulationsergebnissen zunächst Abschnittsweise mithilfe von Splines interpoliert. Eine solche Interpolation ist schematisch in **Bild 9** dargestellt. Durch die Spezifikation von Tangenten-Gewichten zwischen aufeinanderfolgenden Abschnitten kann die Krümmung der Splines am Übergang zwischen zwei Abschnitten eingestellt werden.

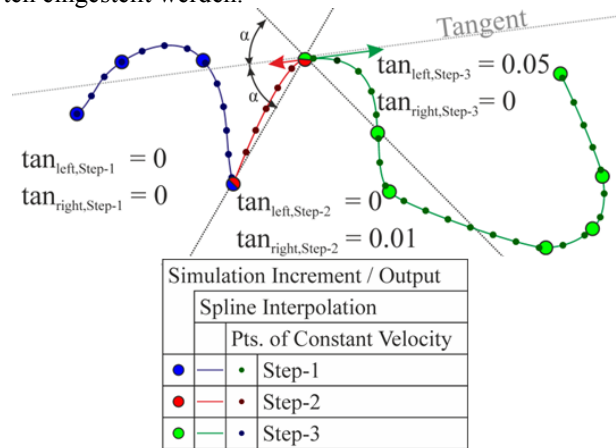


Bild 9 Räumliche Spline-Interpolation

4.2 Definition der Verfahrgeschwindigkeiten

Die Definition der Verfahrgeschwindigkeiten erfolgt in Anlehnung an die *Double Interpolant Method*, die unter anderem in Computer-Animationssoftware eingesetzt wird [5].

Das Vorgehen bei dieser Methode ist schematisch in **Bild 10** dargestellt. Ausgangsbasis bildet die räumliche Spline-Interpolation der Simulationsergebnisse. Mithilfe einer weiteren Spline Interpolation wird die zeitliche Modulation des Verfahrwegs in Abhängigkeit von der Simulationszeit und somit die veränderliche Verfahrgeschwindigkeit

keit abgebildet. Um die endgültige Trajektorie zu erhalten, wird zunächst der Spline der zeitlichen Modulation in der erforderlichen zeitlichen Auflösung ausgewertet. Mit diesen Ergebnissen wird anschließend die räumliche Spline-Interpolation ausgewertet. Das Ergebnis ist die finale Trajektorie mit dem gewünschten Geschwindigkeitsprofil.

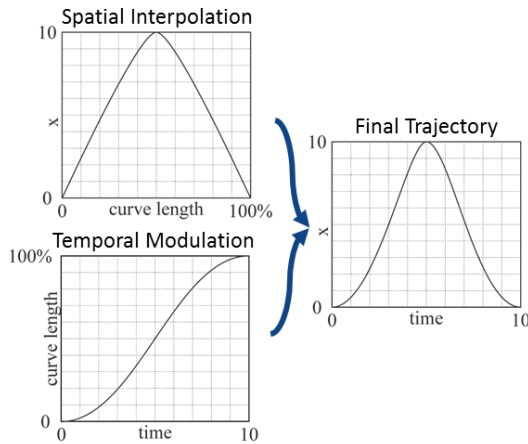


Bild 10 Double interpolant method nach [5]

4.3 Ausführbares PARAGRIP Programm

Im letzten Schritt werden mithilfe von Inverse-Kinematik-Berechnungen aus den finalen Trajektorien die benötigten Arm-Antriebswinkel berechnet. Außerdem werden Signale zur Steuerung der Elektromagnete hinzugefügt.

Die Regionalstrukturen der PARAGRIP Arme sind als passive sphärische Gelenke ausgeführt. Rückstellfedern sorgen dafür, dass sich diese Gelenke in einer definierten Position befinden, wenn kein Objekt gegriffen ist. Um Gegenstände mit korrekt orientiertem Greifer sicher greifen zu können, sind daher spezielle Angreiftrajektorien notwendig, die in [2,4] untersucht wurden und Bestandteil der PARAGRIP Navigator Programmierumgebung sind. Diese Angreifbewegungen sind nicht Bestandteil der Simulation und werden dem endgültigen PARAGRIP Programm an der entsprechenden Stelle hinzugefügt.

4.4 Verifizierung am Teststand

Nachdem ein ausführbares Roboterprogramm erstellt wurde, können simulierte Montagevorgänge am Teststand erprobt und mit der Simulation verglichen werden, wie in Bild 11 dargestellt.

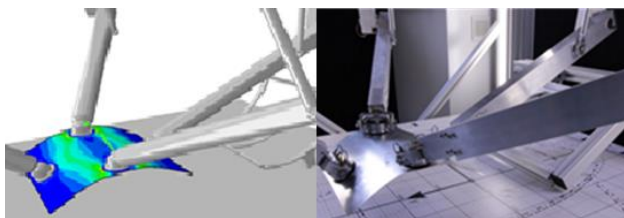


Bild 11 Vergleich von Simulation und Realität

Bei der Untersuchung am Teststand zeigt sich augenscheinlich eine weitgehende Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen. Abweichungen ergeben sich jedoch beispielsweise durch die nicht berücksichtigte Durchbiegung der PARAGRIP Arme am Teststand bei hohen Prozesskräften, sowie durch die Vernachlässigung der Arm-Eigengewichte.

5 Parametrisches Modell des Bauteils

Ein weiterer Schwerpunkt der durchgeführten Analyse ist die Entwicklung einer geeigneten Struktur für ein parametrisches Modell des flexiblen Bauteils. Bei der Erstellung der Modellstruktur wurde entsprechend [6] vorgegangen. Mit dem Modell können die Reaktion des vorverformten, flexiblen Bauteils an beliebigen Punkten entlang der Bauteilkanten abgebildet werden, wenn kleine Änderungen an den TCP Koordinaten auftreten.

Das Modell ist auf Basis realer Messwerte identifizierbar. Ein solches Modell kann daher beispielsweise eingesetzt werden um gezielt Abweichungen der Ist- von der Soll-Kontur des flexiblen Bauteils auszugleichen. Zur Vereinfachung werden im Modell nur die Außenkanten der rechteckigen Platte abgebildet, gemäß Bild 13.

5.1 Kaskadierende Modellstruktur

Um das Bauteilverhalten entsprechend der Anforderungen abzubilden, wird die in Bild 12 dargestellte zweiteilige Modellstruktur genutzt.

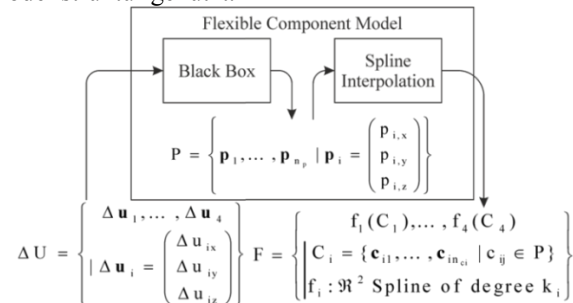


Bild 12 Modellstruktur des parametrischen Modells

Hierbei wird zunächst ein linear-affines *BlackBox* Modell genutzt, das mittels der TCP-Verschiebungen ΔU die Positionen von Stützpunkten P entlang der Bauteilkanten abbildet. Über diese Stützpunkte wird schließlich eine Spline-Interpolation durchgeführt, so dass das Verhalten an jeder Kantenposition abgebildet werden kann. Zur Erprobung dieses Vorgehens wird statt einem realen Bauteil, ein FE-simuliertes Bauteil identifiziert. Messungen werden testweise im FEM Modell durchgeführt.

5.2 Festlegung der Struktur-Parameter

Zur Definition der Anzahl der Stützpunkte als dem maßgeblichen Parameter der Modellstruktur wurde zunächst eine geeignete Anzahl und Verteilung der Spline-Stützpunkte entlang der approximierten Konturen gesucht, wie in Bild 13 dargestellt.

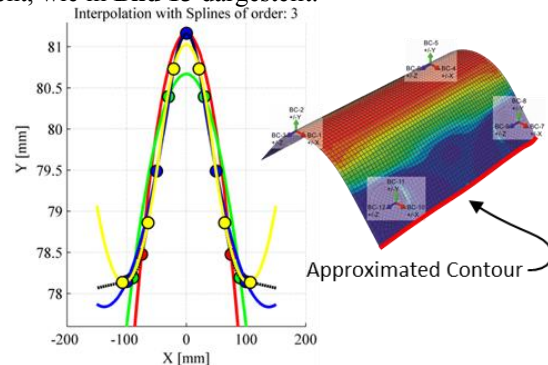


Bild 13 Systemparameter der Spline Interpolation

5.3 Identifikation des Linear-Affinen BlackBox Modells

Das linearisierte Verhalten der Kontur-Stützpunkte \mathbf{p} auf Verschiebungen der Arm TCPs $\Delta \mathbf{u}_j = (\mathbf{u}_{jx}, \mathbf{u}_{jy}, \mathbf{u}_{jz})^T$ hin kann ausgehend von den Ursprungspositionen der Kontur-Stützpunkte ${}^0\mathbf{p}$ beschrieben werden durch

$$\underbrace{\begin{pmatrix} a_{1,1}^i & a_{1,\dots}^i & a_{1,12}^i \\ a_{\vdots,1}^i & \ddots & \vdots \\ a_{n_p,1}^i & \dots & a_{n_p,12}^i \end{pmatrix}}_{\mathbf{A}_i} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} \Delta \mathbf{u}_1 \\ \Delta \mathbf{u}_2 \\ \Delta \mathbf{u}_3 \\ \Delta \mathbf{u}_4 \end{pmatrix}}_{\Delta \mathbf{u}} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ p_{1,i} \\ \vdots \\ 0 \\ p_{n_p,i} \end{pmatrix}}_{{}^0\mathbf{p}_i} = \underbrace{\begin{pmatrix} p_{1,i} \\ \vdots \\ p_{n_p,i} \end{pmatrix}}_{\mathbf{p}_i}, \quad (1)$$

$i \in \{x, y, z\}$

Die Linearisierungs-Matrizen für die einzelnen Koordinaten-Richtungen \mathbf{A}_x , \mathbf{A}_y und \mathbf{A}_z können spaltenweise identifiziert werden. Hierzu werden die Arm TCPs einzeln komponentenweise in positive und negative Richtung bewegt und die Reaktion des Bauteils gemessen. Durch Berechnung des entsprechenden Gradienten jedes einzelnen Stützpunktes für alle Koordinaten-Richtungen lassen sich die entsprechenden Einträge der Matrizen bestimmen.

5.4 Verifizierung des Modells

Zu Testzwecken kann das Verhalten des identifizierten Modells interaktiv überprüft und mit den Simulationsergebnissen verglichen werden. Hierzu existiert das in Bild 14 abgebildete Testprogramm.

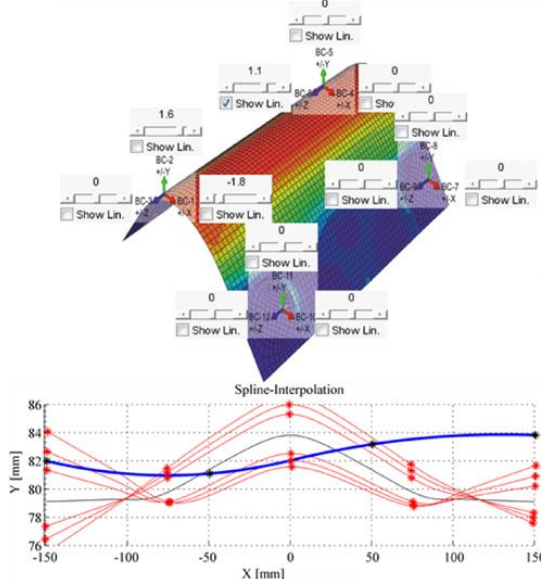


Bild 14 Verifizierung des identifizierten Modells

Das linear-affine parametrische Modell liefert im Bereich kleiner Verformungen geeignete Approximationen, die mit geringer Rechenleistung ausgewertet werden können und somit auch für regelungstechnische Aufgaben geeignet sind. Für größere Verformungen ist das Modell jedoch ungeeignet.

6 Zusammenfassung & Ausblick

Das vorgestellte Verfahren, den gesamten Montageablauf per FEM-Simulation zu virtualisieren, zeigt gute Übereinstimmungen mit den Ergebnissen am Teststand. Das exemplarische Montageszenario konnte erfolgreich umgesetzt werden. Der Montagevorgang lässt sich mithilfe der aus den Simulationsergebnissen berechneten Machbarkeitskriterien effektiv optimieren. Die entwickelten Tools und Plug-Ins helfen, die Zeit zu reduzieren, die für den Datenaustausch zwischen ABAQUS und MATLAB notwendig ist. Der Analyseprozess ist dennoch durch das häufige Durchführen der FEM-Simulationen sehr zeitintensiv.

Das parametrische Bauteilmodell ist geeignet, das Verformungsverhalten der definierten Kontur innerhalb kleiner Auslenkungen der TCPs abzubilden. Es lässt sich anhand von Messwerten identifizieren und kann mit begrenzter Rechenleistung schnell ausgewertet werden.

Um eine bessere Approximation bei weniger Identifikationsparametern zu erhalten, werden derzeit alternative Vorschläge für die Modellstruktur entwickelt. Anschließend soll der Einsatz des Modells in einem Regler erprobt werden, der die Sollkontur eines flexiblen Bauteils auch unter Störungen und bei Bauteiltoleranzen einstellen kann.

7 Literatur

- [1] Riedel, M.: *Flexible Bauteilhandhabung auf Basis einer rekonfigurierbaren parallelkinematischen Struktur. Dissertation*, Aachen. Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2014, Germany, ISBN 978-3-8440-2534-7
- [2] Corves, B.; Riedel, M.; Nefzi, M.: *Grasp Planning for a Reconfigurable Parallel Robot with an Underactuated Arm Structure*. In: Mechanical Science. 2010, S. 33-42, doi:10.5194/ms-1-33-2010
- [3] Corves, B.; Müller, R.; Esser, M.; Hüsing, M.; Janßen, M.; Riedel, M.; Vette, M.: *Reconfigurable Assembly Systems for Handling Large Components*. In: Integrative production technology for high-wage countries. 2012, Berlin, New York: Springer-Verlag. ISBN 978-3-642-21066-2, 2012, S. 946–971
- [4] Mannheim, T.; Riedel, M.; Hüsing, M.; Corves, B.: *A New Way of Grasping: PARAGRIP, The Fusion of Gripper and Robot*. In: Grasping in Robotics, 2013, ISBN 978-1-4471-4663-6 S. 433-464
- [5] Steketee, S. N.; Badler, N. I. (Hrsg.): *Parametric keyframe interpolation incorporating kinetic adjustment and phrasing control*. In: SIGGRAPH 85 conference proceedings. July 22-26 1985, San Francisco. ISBN 0-89791-166-0. S. 255-262
- [6] Walter, E.; Pronzato, L.: *Identification of parametric models from experimental data*. Berlin, New York, Paris: Springer-Verlag, 1997, ISBN 3-540-76119-5

Optimierungsbasiertes Autonomes Fahren: Hindernisvermeidung und Initiallösungsdefinition

Optimization based Autonomous Driving: Obstacle Avoidance and Definition of Initial Solution

Jun.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Schmidt, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Mobile Systeme, 39106, Magdeburg, Deutschland, stephan.schmidt@ovgu.de

M.Sc. Reza Dariani, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Mobile Systeme, 39106, Magdeburg, Deutschland, reza.dariani@ovgu.de

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Mobile Systeme, 39106, Magdeburg, Deutschland, roland.kasper@ovgu.de

Kurzfassung

Dieser Beitrag stellt ein Konzept für einen Bahnplanungsansatz autonomer Fahrzeuge auf Basis der optimalen Steuerung dar. Über eine geeignete Sensorik werden Umgebungsinformationen gesammelt und damit für den aktuellen Bewegungszustand relevanter Hindernisse mittels eines Hindernisbeobachters über den Optimierungshorizont prädiziert. Im Rahmen des Optimierungsprozesses werden diese Informationen genutzt, um mittels des Hindernismoduls eine kollisionsfreie optimale Fahrtrajektorie zu planen. Insbesondere der Definition einer geeigneten Initiallösung kommt in diesem Prozess eine besondere Bedeutung zu, da diese maßgeblich die Qualität der Lösung und die Dauer der Lösungsfindung beeinflusst. Hierzu wird ein Grid-Map basierter Ansatz genutzt, welcher innerhalb des von der Pfadplanung vorgegebenen Sollkurses eine gegenüber statischen Hindernissen kollisionsfreie Initiallösung generiert. Insbesondere das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten und die Verteilung der verschiedenen Aufgabenstellung über unterschiedliche Planungshorizonte hinweg werden hierbei beleuchtet. Die Funktionsfähigkeit des Ansatzes wird anhand einfacher Fahrmanöver demonstriert.

Abstract

This article presents a concept for optimization based path planning for autonomous vehicles. Using suitable sensor systems, environment information is collected and therefore the state of motion of relevant obstacles is predicted over the optimization horizon by means of an obstacle observer. As part of the optimization process this information is used to plan a collision free optimal driving trajectory using the obstacle module. In particular, the definition of an appropriate initial solution is very important, since this significantly affects the quality and duration of the solution. For this purpose, a grid map-based approach is used, which generates an initial solution within the reference path given by a map-based upper planning level. This initial solution is collision free with respect to static obstacles. This article examines the interaction of the individual components, in particular the distribution of the different tasks on different planning horizons. The functionality of the approach is demonstrated using simple driving maneuvers.

1 Einleitung

Moderne Automobile sind mit einer Reihe verschiedener Fahrerassistenzsysteme ausgestattet, die den Fahrer in kritischen Fahrsituationen unterstützen oder ihn von unliebsamen, ermüdenden Fahraufgaben entlasten sollen. Trotz dieser umfangreichen Unterstützung stellt menschliches Versagen aktuell immer noch eine der Hauptursachen für Verkehrsunfälle dar. Während der Fahrer in 75% der Fälle die alleinige Verantwortung als Unfallverursacher trägt, kann außerdem in 95% der Fälle zumindest eine Mitverantwortung identifiziert werden. Im Rahmen des Optimierungsprozesses werden diese Informationen genutzt, um mittels des Hindernismoduls eine kollisionsfreie optimale Fahrtrajektorie zu planen [1]. Um eine weitere Reduzierung der Zahl der Verkehrsunfälle bis hin zur Vision vom unfallfreien Fahren zu erreichen, ist es daher notwendig, den Fahrer immer weiter aus dem Fahrprozess herauszunehmen. Das autonome d.h. fahrerlose Fahren ist daher Gegenstand intensiver Forschungsbemühungen der letzten Jahre [2].

Eine der wesentlichen Herausforderungen bei der Steuerung autonomer Fahrzeuge ist der Bahnplanungsalgorithmus, dessen Aufgabe die Vorgabe einer kollisionsfreien Referenztrajektorie zur Fahrzeugführung ist. Im aktuellen Standardansatz wird hierzu die Referenztrajektorie aus verschiedenen parametrierbaren aber fest vordefinierten Manövern zusammengebaut [3]. Ein Manöver kann hierbei ein parametrierbarer Spline [4] oder auch die Lösung des Fahrzeugdifferentialgleichungssystems für gegebene Eingangsgrößen sein. Durch die Kopplung mit einem Optimierungsalgorithmus wird es möglich aus einer Schar verschiedener potentieller Manöver, einen optimalen Manöversatz nach definierten Gütekriterien auszuwählen. Im Fokus steht hier die Fahrbarkeit der Referenztrajektorie, beispielsweise durch die Gewährleistung eines möglichst kleinen Krümmungsverlaufes [5].

Da nicht jedes Manöver in jedem Fahrzustand möglich oder zulässig ist, ist es zwingend notwendig eine Vorauswahl zu treffen. Das Auswahlverfahren basiert üblicherweise auf einem komplexen Regelapparat, welcher mit

Hilfe von Zustandsautomaten oder neuronalen Netzen abgebildet wird. Als problematisch stellt sich der Umstand dar, dass durch die Vielzahl der möglichen Fahrsituationen die Zahl der zugrundeliegenden Regeln stark anwachsen kann und damit deren eindeutige Abbildung zunehmend schwieriger wird. Sind Situationen gänzlich unbekannt, kann dies zu unvorhersehbaren Verhalten führen.

Ein alternativer, in dieser Arbeit verfolgter Ansatz besteht darin, das Bahnplanungsproblem mit Hilfe der Lösung eines Optimalsteuerungsproblems abzubilden [6]. Als Optimale Steuerung wird eine Funktion \underline{u} bezeichnet, die eine gegebene Zielfunktion $J(\underline{x}, \underline{u})$ unter Differentialgleichungsnebenbedingungen und eventuell zusätzlichen algebraischen Nebenbedingungen minimiert. Auf einen Regelapparat kann gänzlich verzichtet werden. Die Abbildung von Verkehrsregeln erfolgt nur indirekt über die Einführung von Nebenbedingungen in das Optimierungsproblem. Die so erreichte geschlossene mathematische Beschreibung des Bahnplanungsproblems liefert stets ein reproduzierbares Lösungsverhalten und ist damit potentiell auch in der Lage unbekannte Fahrsituationen zu meistern. Vor allem im Hinblick auf die Zulassung von autonomen Fahrzeugen ist dies ein entscheidender Vorteil gegenüber dem Standardansatz. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass das Fahrverhalten durch die Wahl geeigneter Gewichtungsfaktoren in der Zielfunktion über den gesamten Optimierungshorizont beeinflusst werden kann. So kann beispielsweise eine energie- oder komfortoptimale Fahrweise realisiert werden.

2 Bahnplanungsalgorithmus auf Basis der Optimalen Steuerung

Der im Folgenden dargestellte Bahnplanungsalgorithmus basiert im Wesentlichen auf der Lösung eines nichtlinearen Optimalsteuerungsproblems. Dieses bettet sich in ein hierarchisch gegliedertes Gesamtkonzept ein (Bild 1). So steht beispielsweise aus einer übergeordneten kartenbasierten Planungsebene ein Streckenverlauf in Form von kubischen Splines zur Verfügung. Dieser definiert den zulässigen Fahrkorridor. Die Aufgabe des Optimierungsalgorithmus ist die Generierung einer Referenztrajektorie im 2D-Raum inklusive der zugehörigen Stellgrößen innerhalb des Fahrkorridors zur Weitergabe an eine unterlagerte Regelungsebene. Diese stellt das Verfolgen der Idealtrajektorie auch bei äußeren Störungen sicher [7].

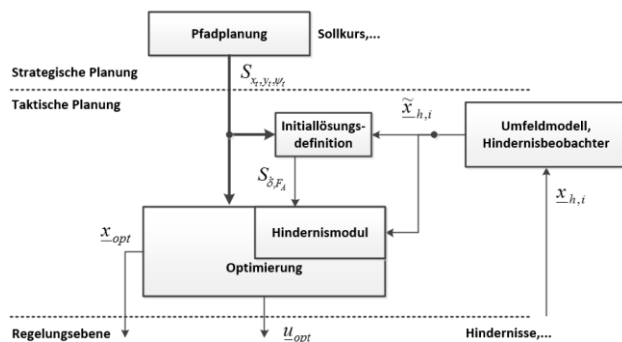


Bild 1 Struktur des Gesamtsystems auf der mittleren Planungsebene

2.1 Optimalsteuerungsproblem

Die Idealtrajektorie ist hierbei die numerische Lösung des Optimalsteuerungsproblems (1-5).

$$\min_{\underline{x}, \underline{u}} J(\underline{x}, \underline{u}) \quad (1)$$

Bezüglich

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}, \underline{u}) \quad (2)$$

$$\underline{g}_u \leq g(\underline{x}, \underline{u}) \leq \underline{g}_o \quad (3)$$

$$\underline{X}_u \leq \underline{x} \leq \underline{X}_o \quad (4)$$

$$\underline{U}_u \leq \underline{u} \leq \underline{U}_o \quad (5)$$

Der automatische Fahrer (1) bewegt sein Fahrzeug (2) innerhalb der Fahrbahnbegrenzungen und weiterer interner oder externer Nebenbedingungen (3) unter Berücksichtigung kritischer Fahrzustände (4) sowie vorhandener Stellgrößenbeschränkungen (5). Dem verwendeten Fahrzeugmodell (Bild 2) kommt besondere Bedeutung zu. Einerseits muss es genügend komplex sein, um das Fahrverhalten detailliert über einen möglichst großen fahrdynamischen Definitionsbereich realistisch abbilden zu können, andererseits erschweren komplexe Modelle die echtzeitfähige Lösung des Optimierungsproblems. Einen guten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeitbedarf stellt das nichtlineare Einspurmodell nach Riekert und Schunck dar [8]. Hierbei handelt es sich um ein vereinfachtes Fahrzeugmodell, welches es erlaubt, die grundlegenden fahrphysikalischen Zusammenhänge bis zu einer Gesamtbeschleunigung von $|a| \leq 0,4 g$ näherungsweise aber plausibel zu beschreiben. Da sich das autonome Fahrzeug aus Sicherheitsgründen stets innerhalb dieses fahrdynamisch stabilen Bereiches bewegen soll, ist die Verwendung dieses vereinfachten Modells zulässig und sinnvoll. Eingänge in das System sind die resultierende Antriebskraft F_A und die Lenkwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}$.

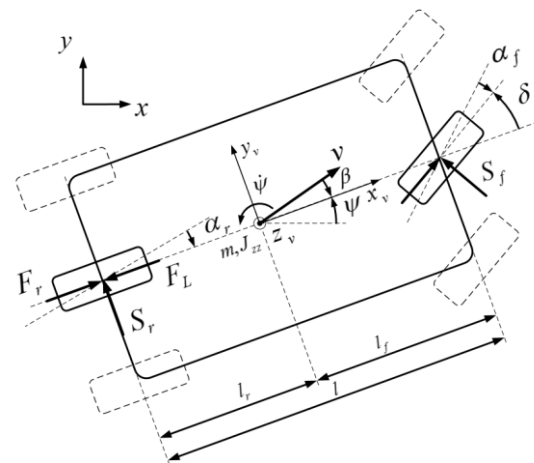


Bild 2 Fahrzeugmodell

Für weiterführende Informationen zum verwendeten Fahrzeug- und Reifenmodell sei auf [8] verwiesen.

Die Bewertung verschiedener alternativer Fahrtrajektorien erfolgt über die Definition der Zielfunktion (1). Zusätzlich zum Hauptziel des eigentlichen Fahrens, d.h. dem zurück-

legen einer möglichst großen Strecke im Optimierungsintervall $[t_n \dots t_{n+1}]$, bietet die verfügbare Straßenbreite genügend fahrdynamischen Spielraum zum Erreichen optionaler Nebenziele. So kann dem Fahrzeug über die Bewertung der notwendigen Antriebskraft oder der auftretenden Querbeschleunigungen eine energie- oder komfortoptimale Fahrweise aufgeprägt werden [7].

Da sich das Fahrzeug innerhalb definierter Fahrbahnbegrenzungen im dynamischen Verkehrsumfeld bewegt, bezieht neben der Aufgabe das gewünschte Fahrverhalten aufzuprägen die zusätzliche Anforderung, das Fahrzeug auf der Fahrbahn zu halten sowie statischen und dynamischen Hindernissen auf der Fahrbahn auszuweichen. Wie bereits angedeutet, steht von einer übergeordneten Planungsebene der Fahrbahnverlauf sowie die verfügbare Fahrbahnbreite B als Spline zur Verfügung. Ausgehend von einem mitbewegten Referenzpunkt auf der Fahrbahn lässt sich so der Querabstand des Fahrzeuges zur Fahrbahnmitte q_o bestimmen und die nichtlineare Nebenbedingung

$$-\frac{B}{2} \leq q_o \leq \frac{B}{2} \quad (6)$$

formulieren, die sich in der Form (3) theoretisch sehr einfach in das Optimierungsproblem einfügen lässt. Weitere zusätzliche algebraische Nebenbedingungen wie beispielsweise die durch den Gültigkeitsbereich des Modells vorgegebene maximale Querbewegung lassen sich in analoger Weise berücksichtigen. Die Lösung von Optimierungsproblemen mit Ungleichungsnebenbedingungen gestaltet sich allerdings relativ aufwändig, da in einem iterativen Verfahren geprüft wird, ob die jeweilige Nebenbedingung aktiv oder inaktiv ist. Dieser Lösungsansatz kann zu unvorhersehbarem Zeitverhalten führen und steht damit in Konflikt mit der Forderung nach Echtzeitfähigkeit des Lösungsverfahrens.

Eine alternative Form der Berücksichtigung von Nebenbedingungen besteht im Hinzufügen eines zusätzlichen Strafanteils in die Zielfunktion. Hierbei wird zur Zielfunktion eine zusätzliche nichtlineare Komponente $P(x)$ addiert, die im einfachsten Fall den quadratischen Abstand zu den Nebenbegrenzungsgrenzen bewertet. Eine Verletzung der Nebenbedingungen wird damit explizit möglich, kann aber durch eine entsprechende Gewichtung des Strafanteils effektiv verhindert werden.

Die Berücksichtigung von statischen und dynamischen Hindernissen erfolgt ebenfalls mit Hilfe von Straffunktionen. Hierzu wird der geometrische Abstand des Fahrzeugmassenschwerpunktes zu einem das Hindernis umgebenden Sicherheitsbereich bewertet. Der Sicherheitsbereich kann als Ellipse beschrieben werden und wird entsprechend der prädictierten Position des Hindernisses innerhalb des Optimierungshorizontes mitbewegt (siehe Abschnitt 3.1).

Ein weiterer wesentlicher Vorteil der Berücksichtigung von Nebenbedingungen mittels Strafanteil in der Zielfunktion besteht darin, dass die Startlösung des Optimierungsproblems nicht mehr exakt allen Nebenbedingungen genügen muss. Die Definition der Startlösung kann daher mit Hilfe des in Abschnitt 3.3 beschriebenen Grid-Map basierten Ansatz erfolgen, der zunächst lediglich die Kollisionsfreiheit bezüglich statischer Hindernisse garantiert.

Zur Lösung des Optimalsteuerungsproblems wurde ein an die konkrete Problemstellung angepasster Lösungsalgorithmus auf Basis des SQP-Lösers NLPQLP entwickelt [7,9].

2.2 Moving-Horizon-Ansatz

Trotz der vereinfachten Formulierung des Bahnplanungsproblems mittels Straffunktionen bleibt die Lösung des Optimalsteuerungsproblems weiterhin numerisch schwierig. Die Dimension des globalen Optimierungsproblems wächst aufgrund der Diskretisierung linear mit der Streckenlänge. Nichtlineare Optimierungsprobleme mit vielen freien Variablen laufen stets Gefahr, dass die Lösung nur mit erheblichen Rechenaufwand gefunden werden kann oder aufgrund von Konvergenzproblemen gänzlich scheitert. Zusätzlich ändern sich durch das dynamische Verkehrsumfeld stets die Nebenbedingungen des Optimierungsproblems. Eine Betrachtung des globalen Optimierungshorizontes in jedem Zeitschritt erscheint daher weder möglich noch sinnvoll. Beim im Bild 3 dargestellten Moving-Horizon-Ansatz erfolgt daher die Zerlegung des globalen Optimierungsproblems in eine Reihe lokaler Teilprobleme mit geeignetem Horizont τ .

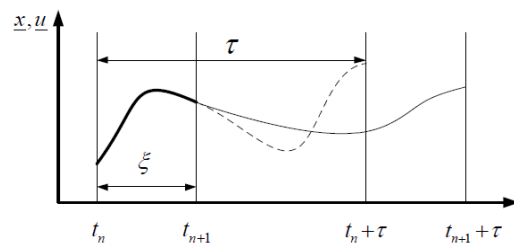


Bild 3 Moving-Horizon-Ansatz

Jedes dieser lokalen Teilprobleme ist mit realisierbarem Rechenaufwand in relativ kurzer Zeit lösbar, da eine vergleichsweise geringe Zahl an Stützstellen benötigt wird und die Subprobleme im Allgemeinen besser konditioniert sind. Mit geeigneten Kontinuitätsbedingungen welche die Stetigkeit der Lösung an den Stützstellen garantieren, können die Teillösungen wieder zur globalen Lösung kombiniert werden. Hierzu wird vom gesamten Planungshorizont nur das Inkrement ξ genutzt, während der Rest verworfen wird. Anschließend wird die Optimierung zum Zeitpunkt $t_{n+1} = t_n + \tau$ neu gestartet. Neben der vereinfachten Lösbarkeit des Optimierungsproblems besteht ein weiterer Vorteil des Moving-Horizon-Ansatz darin, dass dynamische Veränderungen auf der Fahrbahn, sobald sie geeignet detektiert wurden, zeitnah im Optimierungsproblem berücksichtigt werden können. Erst durch das häufige Update des Problems wird die Abbildung von komplexen Fahrmanövern möglich.

Durch geeignete Wahl der Parameter des Moving-Horizon-Verfahrens τ und ξ kann garantiert werden, dass die Lösung des zusammengesetzten Problems Richtung globaler Lösung konvergiert, sich das Bahnplanungsproblem echtzeitfähig lösen lässt und zusätzlich ein häufiges Update auch die Behandlung komplexer Fahrsituationen erlaubt [7].

3 Erweiterung des Gesamtkonzeptes

Der beschriebene Planungsansatz auf Basis der optimalen Steuerung ist bereits in der Lage das Fahrzeug in Bewegung zu setzen und auf einem vordefinierten Kurs zu halten. Zur Abbildung von komplexen Fahraufgaben in einem dynamischen Fahrumfeld sind jedoch einige Erweiterungen notwendig, deren Hauptaufgabe es ist, den Optimierer mit Zusatzinformationen über die Umgebung zu versorgen. Diese Zusatzkomponenten sind das Hindernismodul zur Definition der Strafkomponeute in der Zielfunktion, der Hindernisbeobachter zur Prädiktion des Fahrverhaltens sowie der Initiallöser zur Vorgabe einer möglichst kollisionsfreien Initiallösung (Bild 1).

3.1 Hindernismodul

Zum Ausweichen von Hindernissen stehen aus dem Robotikumfeld eine Reihe von verschiedenen Methoden zur Verfügung, von denen sich einige, wie beispielsweise Potentialfeldmethoden, auch im Rahmen eines Optimalsteuerungsprozesses abbilden lassen [10]. Da die Möglichkeit den Ansatz echtzeitfähig umzusetzen, eine entscheidende Voraussetzung für die spätere Implementierung ist, wurde ein Potentialfeld mit einem Freiheitsgrad, dem Abstand d zu einem das Hindernis umgebenden Sicherheitsbereich, gewählt und als quadratische Straffunktion in das Optimierungsproblem eingefügt. Der Sicherheitsbereich umschließt hierbei die, um die Abmessungen des Ego-Fahrzeuges erweiterte, geometrische Fläche des Hindernisses zuzüglich eines zusätzlichen frei definierbaren Sicherheitsabstandes, siehe Bild 4.

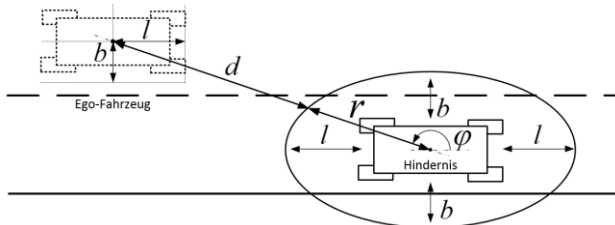


Bild 4 Hindernis auf der Fahrbahn

Für den Sicherheitsbereich kommen verschiedene geometrische Formen in Frage, etwa Kreise, Ellipsen, Rechtecke oder ein Rechtecke mit abgerundeten Ecken. Die Ellipse stellt den hierbei den besten Kompromiss aus Flächenausnutzung und Rechenaufwand dar. Die Ausdehnung des Sicherheitsbereiches r in Richtung des Schwerpunktes des Ego-Fahrzeuges kann sehr effizient in Polarkoordinaten mit Hilfe des Winkels φ ermittelt werden.

Zur Berechnung des Straffunktionsanteils wird der Sicherheitsbereich entsprechend der prädizierten Position des Hindernisses an den Stützstellen des Optimierungshorizontes über den gesamten Horizont mitbewegt. Zusätzlich erfolgt abhängig von der prädizierten Fahrgeschwindigkeit des Hindernisses sowie dessen geschätzter Prädiktionsunsicherheit eine Aufweitung des Sicherheitsbereiches in Längs- und Querrichtung. Die Informationen hierfür kommen ebenso wie die prädizierte Fahrzeugposition aus dem

Hindernisbeobachter und stehen jeweils für den gesamten Optimierungshorizont im Vorfeld zur Verfügung.

3.2 Hindernisbeobachter

Die Grundlage für die Prädiktion des Verhaltens der verschiedenen Hindernisse bilden sowohl lokal am Fahrzeug verbaute Sensorik, wie etwa Radar oder Lidar, als auch externe Sensorik, deren Informationen über Car2X Schnittstellen an das Ego-Fahrzeug übermittelt werden. Es wird im Folgenden davon ausgegangen, dass der aktuelle Fahrzeugzustand, insbesondere die aktuelle Position, Fahrgeschwindigkeit und Orientierung aber auch geometrische Informationen, wie die laterale Ausdehnung der relevanten Hindernisse hinreichend genau gemessen bzw. geschätzt werden können. Zur Anwendung kommen hierbei Algorithmen zur Objekttrennung und -verfolgung auf Basis des Kalman-Filters, wie sie etwa bei Fahrerassistenzsystemen (ACC/FRSA) bereits erfolgreich eingesetzt werden [8]. Als Prädiktionsmodell dient das einfache kinematische Bewegungsmodell (6)

$$\begin{aligned} \dot{x}_h &= \sin(\psi_h) \cdot v_h \\ \dot{y}_h &= \cos(\psi_h) \cdot v_h \\ \dot{v}_h &= a_h \\ I) \dot{\psi}_h &= 0 \text{ bzw. } II) \dot{\psi}_h = \omega_{kurs} \end{aligned} \quad (6)$$

welches es erlaubt, den Fahrzeugzustand des Hindernisses mit als bekannt angenommener Orientierung ψ_h lediglich auf Grundlage der gemessenen Fahrgeschwindigkeit v_h zu schätzen. Es erfolgt hierzu eine grundlegende Klassifikation in rein statische, holonome Systeme, welche ihre initiale Orientierung über den Prädiktionshorizont behalten, und nicht-holonome Systeme, welche sich entlang der Fahrbahnkrümmung bewegen. Die Zuordnung erfolgt lediglich anhand der prädizierten Fahrgeschwindigkeit und erlaubt so eine einfache Unterscheidung in stehende Objekte, Fußgänger bzw. Kraftfahrzeuge.

Der gewählte Ansatz führt allerdings zu einer zunehmenden Unsicherheit der Prädiktion mit steigender Horizontlänge, insbesondere die Annahme einer konstanten Beschleunigung a_h ist möglicherweise für einen längeren Horizont τ nicht haltbar. Zusätzlich ist die gemessene Objektbeschleunigung selbst bereits fehlerbehaftet. Eine Möglichkeit mit diesem Problem umzugehen ist in Bild 5 dargestellt. Hierbei wird die Prädiktion für jedes Hindernis jeweils zweimal durchgeführt, einmal mit einer um 20% erhöhten und einer um 20% verringerten Beschleunigung.

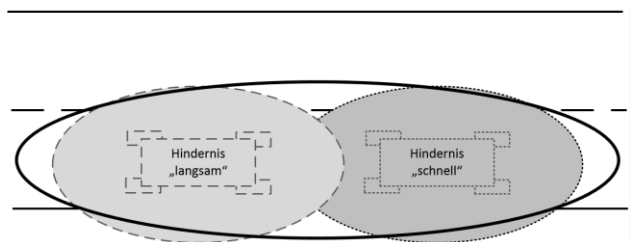


Bild 5 Hindernisellipsen

Dies führt zu insgesamt zwei Hindernisellipsen, die einen gemeinsamen Sicherheitsbereich aufspannen. Dessen Datensatz wird wiederum an das Hindernismodul zur Berechnung der Straffunktionen übergeben. Stationäre Hindernisse finden zusätzlich Berücksichtigung während der Initiallösungsdefinition.

3.3 Initiallösungsdefinition

Die bei der Problemdefinition verwendeten Straffunktionen erlauben prinzipiell eine schlechte Initiallösung. Der Optimierer ist in der Lage die Lösung aus etwaigen Hindernissen wieder heraus zu treiben. Was allerdings zusätzliche Iterationen und damit Rechenzeit kostet. Zudem besteht die Gefahr, bei einer schlechten Initiallösung eine entsprechend schlechte lokale Optimallösung zu finden. Um Bahnplanungsprobleme mit einem sehr kleinen ξ und damit einem häufigen Update zu lösen, muss es das Ziel sein, eine möglichst gute Initiallösung bereitzustellen.

Hierzu wird ein vereinfachtes Verfahren genutzt, dass parallel zum Optimierungsverfahren echtzeitfähig in den gleichen Planungsintervallen gelöst werden kann. Es bieten sich dazu Grid-Map basierte Verfahren an, welche die Umgebung mit Hilfe eines Belegungsgitters beschreiben und dann einen Suchalgorithmus auf dieses anwenden. Ziel muss es sein, die Anzahl der verwendeten Gitterpunkte möglichst zu minimieren, um Rechenzeiteffizient zu arbeiten, da jeder Punkt des Belegungsgitters mindestens einmal bearbeitet werden muss. Da die Fahrspur bekannt ist, kann ein Gitter in natürlichen Koordinaten gewählt werden, welches nur den zur Verfügung stehenden Fahrschlauch beschreibt. Die Größe der einzelnen Zellen wird dynamisch, in Abhängigkeit der zu erwartenden Fahrgeschwindigkeit, angepasst. Stehende Objekte im Fahrschlauch werden dann in das Koordinatensystem des Fahrschlauchs transformiert und als belegte Gitterpunkte markiert. Ein angepasster Wave-Front Algorithmus berechnet anschließend ausgehend von der Zielspalte rückwärts den Abstand vom jeweiligen Gitterpunkt zur Zielspalte. Gitterpunkte, die vor dem zu umfahrendem Objekt liegen und aufgrund einer auf der maximal möglichen Krümmung basierenden Nachbarschaftsdefinition nicht erreicht werden können, werden ebenfalls als belegt und damit nicht befahrbar markiert. Dieses Vorgehen hilft später, lokale Minima vor stehenden Objekten zu vermeiden. Daran anschließend erfolgt die Anwendung eines einfachen Suchalgorithmus auf das Belegungsgitter, welcher die kürzeste Verbindung (Summe der Gittergewichte) vom gegebenen Startpunkt zur Zielspalte sucht. Das Ergebnis ist der in Bild 6 dargestellte Pfad innerhalb des Belegungsgitters. Aus diesem Pfad kann dann mit einem auf der Fahrzeuggeometrie basierendem Ansatz, das zugehörige Lenkwinkelprofil berechnet werden [11]. Die Definition der Antriebskraft erfolgt ausgehend von einer als konstant angenommenen Fahrgeschwindigkeit mit Hilfe eines geeigneten Lastprofils. Die so ermittelten initialen Stellsignale werden als Spline interpoliert und gemeinsam mit der Streckendefinition an den Optimierungsalgorithmus übergeben. Zur Definition eines geeigneten Startpunktes und einer zu erwartenden Fahrgeschwindigkeit wird auf zurückliegende Optimierungsdaten zurückgegriffen.

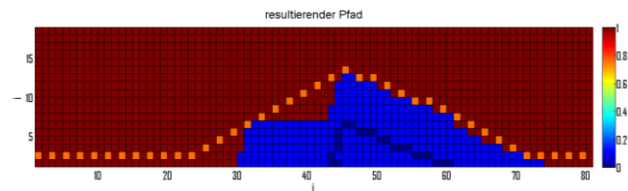


Bild 6 Resultierender Pfad [11]

3.4 Zeitlicher Zusammenhang

Bei der Ausgestaltung der verschiedenen Module gilt es, den durch den Moving-Horizon-Ansatz vorgegebenen zeitlichen Bezug zu beachten. So liefert der Hindernisbeobachter Informationen an das Initialisierungsmodul und das Optimierungsverfahren, während das Initialisierungsmodul wiederum Daten für die Optimierung bereitstellt und gleichzeitig auf Optimaldaten aus der letzten Iteration zurückgreifen muss.

Das Moving-Horizon-Verfahren definiert hierbei über das Updateintervall ξ Zeitscheiben, in denen die zugeordneten Aufgaben jeweils durchgeführt und abgeschlossen werden müssen. Es ergeben sich die im Bild 7 dargestellten zeitlichen Zusammenhänge. Die Optimierung errechnet zum Zeitpunkt t_n eine Fahrtrajektorie für das Intervall $[t_n + \xi; t_n + \xi + \tau]$. Da die Initiallösung Grundvoraussetzung für die Lösung des Optimierungsproblems ist, muss diese im Voraus vorliegen, d.h. das Modul zur Lösung der Initiallösung bearbeitet zum Zeitpunkt t_n das zukünftige Intervall $[t_n + 2\xi; t_n + 2\xi + \tau]$. Die Prädiktion der Hindernisbewegung erfolgt ausgehend vom Erfassungszeitpunkt t_n für das Intervall $[t_n; t_n + 2\xi + \tau]$. Da insbesondere die Initiallösungsdefinition dem Prädiktions- und Regelungsmodul um zwei Planungsintervalle vorauseilt ist es wichtig, ein möglichst kleines ξ anzustreben und damit ein häufiges Update des Problems zu ermöglichen. Dies hilft Fehler, die aus einer mit Unsicherheiten behafteten Umfeldprädiktion resultieren, in ihrer Wirkung auf das Gesamtfahrverhalten deutlich zu reduzieren.

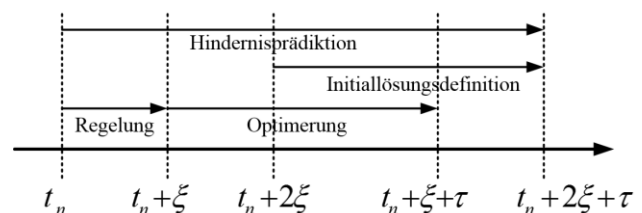


Bild 7 Zeitbezüge der verschiedenen Komponenten

4 Ergebnisse

Die einzelnen beschriebenen Module wurden im Rahmen des Gesamtsystems implementiert, wobei die Initiallösungsdefinition zunächst offline in Matlab/Simulink erfolgt. Eine vollständige Implementierung des Verfahrens innerhalb des Echtzeitframeworks steht noch aus. Dennoch zeigt sich bereits jetzt, dass das Initiallösungsmodul einiges Potential zur Verbesserung des Fahrverhaltens birgt. Bild 7 stellt verschiedene optimierte Fahrtrajektorien während einer Kurvenfahrt auf einer zweispurigen Fahrbahn dar. Die rechte Fahrspur wird dabei durch ein stehendes

Fahrzeug blockiert. Dargestellt sind einmal die Optimallösung ausgehend von einer Initiallösung, die das Fahrzeug entlang der Krümmung der Fahrbahn führt (gepunktet), und alternativ eine Trajektorie welche auf einer Initiallösung basiert, die mit Hilfe des in Abschnitt 3.3 beschriebenen Hindernismoduls erzeugt wurde und von vornherein kollisionsfrei bezüglich des stationären Hindernisses ist. Es gelingt in beiden Fällen eine Kollision des Ego-Fahrzeuges mit dem stationären Hindernis zu vermeiden. Die „schlechte“ Initiallösung führt den Optimierer allerdings in ein Nebenoptimum und führt zu einem ungewollten Stillstand des Fahrzeuges vor dem Hindernis.

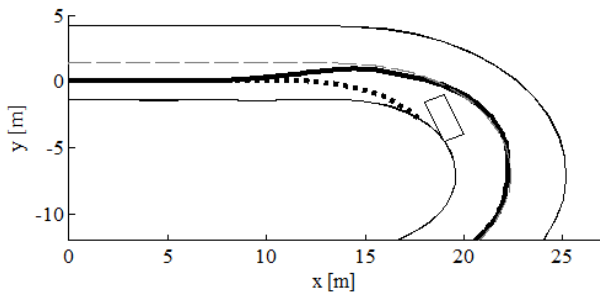


Bild 8 Auswirkungen verschiedener Initiallösungen

Für eine zweite Fahrsimulation wurde das stationäre Hindernis etwas aus der Mitte der Fahrbahn herausgerückt, so dass der Optimierer unabhängig von der Initiallösung in der Lage ist, seine Fahrt fortzusetzen. Die Optimaltrajektorie und der zugehörige Zielfunktionswert, welcher die Qualität der Lösung beschreibt, sind nahezu identisch. Da im Fall der im vornherein kollisionsfreien Initiallösung das „heraus iterieren“ aus dem Hindernis entfällt, konnte über verschiedene Fahrszenarien eine Reduktion der notwendigen Iterationen und damit ein Rechenzeitgewinn von durchschnittlich 22% gegenüber der Vergleichslösung erzielt werden.

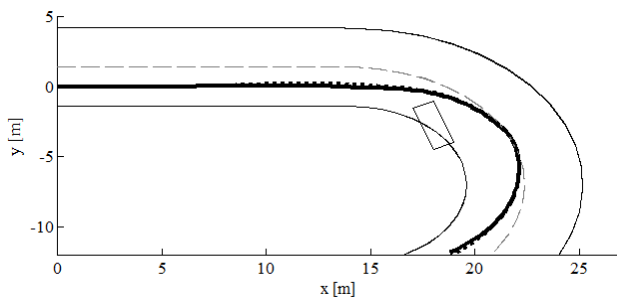


Bild 9 Vergleich der verschiedenen Lösungen

5 Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wurde ein Bahnplanungsverfahren auf Basis der Lösung eines Optimalsteuerungsproblems vorgestellt. Dieses hebt sich durch eine geschlossene mathematische Beschreibung von gängigen Planungsverfahren ab und erlaubt durch den vollständigen Verzicht auf einen hinterlegten Regelapparat ein reproduzierbareres Lösungsverhalten auch in unbekanntnen Fahrsituationen. Im Gegensatz zu rein trajektorienplanenden Ansätzen bei dem die Fahrbarkeit der Trajektorie nachträglich über die Überprüfung

der maximalen Krümmung indirekt gewährleistet wird, ist die Fahrzeugdynamik integraler Bestandteil des Optimalsteuerungsproblems. Anhand verschiedener einfacher Fahrversuche konnte gezeigt werden, dass der vorgestellte Ansatz in der Lage ist Kollisionen mit stationären Hindernissen effektiv zu verhindern und insbesondere das Modul zur Generierung der Initiallösung enormes Potential zur Verbesserung der Lösungsqualität birgt.

Weitere zukünftige Arbeiten umfassen die vollständige Implementierung des Initiallösungsmoduls innerhalb des Lösungsframeworks und dessen Erweiterung auf dynamische Hindernisse. Des Weiteren steht der vollständige Test des Hindernisprädiktionssystems aus.

6 Literatur

- [1] Salmon, P.M.; Regan, M.A.; Johnston, I.: *Human Error and Road Transport: Phase One – A framework for an error tolerant road transport system*. Report Nr. 256, Monash University Accident Research Centre, Victoria, Australia, 2005
- [2] Buehler, M.; Iagnemma, K.; et al.: *The DARPA Urban Challenge*, Springer, Berlin, 2009
- [3] Kelly, A.: *An Intelligent, Predictive Control Approach to the High-Speed Cross-Country Autonomous Navigation Problem*, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, 1995
- [4] Werling, M.: *Ein neues Konzept für die Trajektorien-generierung und –stabilisierung in zeitkritischen Verkehrsszenarien*, KIT, Karlsruhe, 2010
- [5] Lacaze, A.; Moscovitz, Y.; DeClaris, N.; Murphy, K.: *Path planning for autonomous vehicles driving over rough terrain*. Intelligent Control (ISIC), 1998.
- [6] Gerds M.: *Optimal Control of Ordinary Differential Equations and Differential-Algebraic Equations*, University of Bayreuth, Bayreuth, 2007
- [7] Schmidt, S.: *Ein optimales Steuerungs- und Regelungskonzept für autonome Elektrofahrzeuge*, Otto-von-Guericke Universität, Magdeburg, 2013
- [8] Winner, H.: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort*, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2009
- [9] Schittkowski, K.: *NLPQLP: A FORTRAN implementation of a sequential quadratic programming algorithm with distributed and non-monotone line search – user’s guide*, version 3.1, 2010
- [10] Khatib, O.: *Real-Time Obstacle Avoidance for Manipulators and Mobile Robots*, 1985 IEEE International Conference on Robotics and Automation, St. Louis, USA, March 25-28, 1990, pp. 500-505.
- [11] Sibbersen, M.: *Ein System zur Beschreibung und Behandlung von Hindernissen im Rahmen eines Optimalsteuerungsansatzes für autonome Fahrzeuge*, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, 2014

Regelungstechnische Modellierung eines hydraulischen Wegeventils

Control engineering modeling of a hydraulic directional control valve

Artemi Makarow, Jan Braun, Christoph Krimpmann und Torsten Bertram, TU Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, artemi.makarow@tu-dortmund.de

Georg Schoppel und Ingo Glowatzky, Bosch Rexroth AG, 97803 Lohr am Main, Deutschland

Kurzfassung

Hydraulische Wegeventile stellen funktional und räumlich integrierte mechatronische Systeme dar. Während des Betriebes treten ausgeprägte nichtlineare Wechselwirkungen in den einzelnen Ventilkomponenten auf. Folglich wird die genaue Regelung des Ventilkolbens zumeist mit einer komplexen Reglerstruktur und einer hohen Anzahl an Parametern realisiert. Mit einer systematischen Modellbildung soll Wissen über die internen physikalischen Vorgänge erlangt werden, um dieses für die Entwicklung neuartiger Regelungskonzepte zu verwenden. Der Beitrag präsentiert den Analyseprozess aller Wirkzusammenhänge sowie die Modellbildung aller Einzelkomponenten aus regelungstechnischer Sicht mit dem Potenzial zur Echtzeitfähigkeit. Der gesamte Regelkreis einschließlich aller Reglerstrukturen eines hydraulischen Wegeventils wird als Gesamtmodell simuliert. Ein neuartiger Identifikationsprozess, der zu einer hohen Modellgenauigkeit führt und nur eine kleine Anzahl an messbaren Größen benötigt, wird vorgestellt. Die Modellgüte wird auf ungesehenen Messdaten validiert und mit der Modellgüte eines datenbasierten Ansatzes verglichen.

Abstract

Hydraulic directional control valves are highly integrated mechatronic systems. During operation of such a hydraulic valve, strong nonlinear effects occur in all individual components. Hence, for the precise positioning of the valve's piston a complex closed loop controller with a large number of coupled parameters is used. A systematic modeling leads to knowledge of the internal processes, which can be used for the development of new and efficient control strategies. The paper presents the modeling and analysis of all individual components from a control-related perspective to potentially enable real-time control applications. The overall system, including all control structures of the hydraulic directional valve, is simulated with all components in conjunction. A new identification process is developed that yields a sufficient model accuracy starting from a small number of measurable signals. The simulation quality is validated on unseen data and is compared with the simulation performance of a data-based approach.

1 Einleitung

Die detaillierte Modellbildung von mechatronischen Systemen ist für die Anwendung einer Vielzahl von modernen Regelungs- und Zustandsüberwachungskonzepten notwendig. Auf Basis eines Modells können Systemanalysen und -optimierungen durchgeführt werden. Eine systematische Modellierung gibt Aufschluss über die internen physikalischen Wechselwirkungen. Bei hochgradig nichtlinearen Systemen sind für die Regleroptimierung umfangreiche Prototypen-Tests oder eine automatisierte Hardware-in-the-Loop-Optimierung erforderlich [1]. Hier bieten Systemmodelle mit geringem Rechenaufwand die Möglichkeit die Optimierungszeit und den messtechnischen Aufwand zu minimieren [2], indem Experimente simuliert werden anstatt Prototypen-Tests durchzuführen. Fortgeschrittene Regelungskonzepte integrieren Systemmodelle als Zustandsbeobachter oder nutzen diese zur prädiktiven Regelung. Es wird somit eine Echtzeitfähigkeit des Modells vorausgesetzt. Vorhandene Ventilmodelle beschreiben derzeit nicht gleichzeitig oder vollständig alle relevanten Effekte bei einer zugleich geringen Simulationszeit und sind daher nicht für Optimierungs-

aufgaben aus regelungstechnischer Sicht praktikabel. Die semi-empirischen Ansätze [3, 4] benötigen zwar nur kurze Rechenzeiten, allerdings werden diese Modelle stets an einen expliziten Anregungssignalverlauf angepasst, sodass eine Generalisierbarkeit nicht gegeben ist. Die in [3, 4] aufgezeigten Identifikationssignale werden im offenen Kreis mit einer zu groß gewählten Anregungsamplitude aufgenommen, sodass der Ventilkolben unmittelbar nach Beginn der Messung den mechanischen Anschlag erreicht. Diese Messdaten sind für den realen Betrieb des Ventils nicht repräsentativ, da hier der Ventilkolben die mechanischen Anschläge aufgrund der Positionsregelung gewöhnlich nicht erreicht. Darüber hinaus wird die Dynamik von Zustandsgrößen nicht gesondert modelliert. Es kann lediglich ein Zusammenhang zwischen dem gewählten Eingangsstimulus und der Zustandsgröße in Form eines Kennlinienfeldes hinterlegt werden. Eine andere Herangehensweise wird in [5, 6] vorgestellt. Die resultierenden Modelle sollen genutzt werden, um neue Ventilgeometrien zu entwickeln. Hierfür werden sehr komplexe und rechenaufwendige numerische Berechnungsverfahren, wie die Finite-Elemente-Methode (FEM), eingesetzt. Für regelungstechnische Untersuchungen sind diese Modelle da-

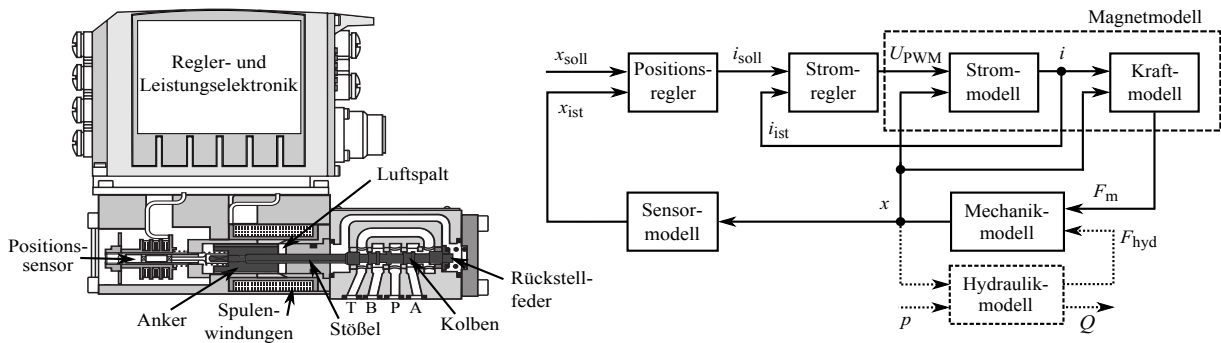


Bild 1 Links: Schnittbild eines hydraulischen Wegeventils basierend auf [7, 8]. Die dunkel eingefärbten Komponenten (Anker, Stößel und Kolben) sind frei gelagert. Rechts: Blockschaubild des hydraulischen Wegeventil-Modells.

her nicht anwendbar. Der wissenschaftliche Neuwert dieses Beitrags lässt sich in zwei Aspekte unterteilen. Zum einen findet eine Modellbildung aus regelungstechnischer Sicht mit dem Potenzial zur Echtzeitfähigkeit und einer hohen Generalisierbarkeit statt. Hierfür werden Modellansätze mit konzentrierten Parametern verwendet. Zum anderen wird der gesamte Regelkreis einschließlich aller Reglerstrukturen des hydraulischen Wegeventils als Gesamtmodell simuliert und das Ergebnis analysiert.

In Kapitel 2 wird das Gesamtmodell vorgestellt, folgend werden die einzelnen Teilmodelle und die dafür verwendeten Identifikationsabläufe in den Kapiteln 3 und 4 beschrieben. Abschließend wird der geschlossene Regelkreis simuliert und mit der Messung des Ventils verglichen.

2 Hydraulisches Wegeventil

Die Analyse aller Wirkzusammenhänge eines Wegeventils vom Typ 4WRPDH6 der Bosch Rexroth AG führt zu der in **Bild 1** dargestellten Struktur. Die Wahl der Teilmodelle richtet sich nach den messbaren Größen. Das Ziel der Regelung ist die Positionierung des Kolbens, der den Volumenstrom in Abhängigkeit des anliegenden Systemdrucks p bestimmt. Wenn ein Volumenstrom Q vom Druckanschluss P zu dem Arbeitsanschluss A geleitet werden soll, muss der Ventilkolben in positive Richtung bewegt werden (nach rechts in Bild 1). Gleichzeitig findet eine Druckentlastung zwischen dem Arbeitsanschluss B und dem Tankanschluss T statt. Die Reglerstruktur besteht aus einem Positionsregler und einem unterlagerten Stromregler. Die Regeldifferenz der Kolbenposition wird in ein Soll-Stromsignal i_{soll} umgerechnet und mit der aktuellen Stromhöhe i_{ist} verglichen. Auf Basis dieser Differenz wird ein pulsweiten-moduliertes Spannungsanregungssignal U_{PWM} am Eingang des Magneten erzeugt. Die Krafteinwirkung des elektromagnetischen Aktors wird über dieses Regelungskonzept eingestellt. Diese ist im allgemeinen direkt abhängig von dem magnetischen Fluss, welcher jedoch nicht messbar ist. Das Magnetmodell wird daher in ein Strom- und ein Kraftmodell unterteilt. Grundsätzlich ändert der Magnet des Ventils seine magnetische Charakteristik in Abhängigkeit der Kolbenposition x , da dessen Bewegung zu einer Luftspaltänderung im Inneren des Magneten führt. Der Kolben erfährt eine Auslen-

kung, sobald die einwirkende Magnetkraft F_m alle Gegenkräfte übersteigt. Um eine Bewegung in beide Richtungen zu ermöglichen, ist die Rückstellkraft der Feder der Magnetkraft F_m entgegengerichtet. Die Bilanz aller Kräfte, die auf den frei gelagerten Teil des Ventils einwirken, wird im Mechanikmodell verarbeitet. Der frei gelagerte Teil besteht dabei aus dem Ventilkolben, dem Magnetanker und dem Magnetstößel und ist in Bild 1 dunkel eingefärbt. Der Positionssensor ist so eingestellt, dass die Kolbenmittelstellung dem Wert $x_{ist} = 0\%$ entspricht. Bereits eine kleine Auslenkung aus dieser hydraulischen Nullposition führt zu einem sofortigen Ölfluss. Ein vollständig geöffneter Arbeitsanschluss entspricht der Sensorausgabe von $x = \pm 100\%$.

Ein hydraulisches Teilmodell wird in diesem Beitrag nicht realisiert, in Bild 1 ist dieses nur gestrichelt dargestellt. Die Verbraucher A und B werden während der Regleroptimierung mechanisch verriegelt. Ein expliziter Ölfluss wird bei der Parametrisierung des Lagereglers nicht betrachtet, da die Anzahl der verschiedenen sich möglich einstellenden Strömungen nicht überschaubar ist. Es ist vielmehr das Ziel, einen robusten Reglerparametersatz zu finden, der für viele Betriebsszenarien eine ausreichende Regelgüte liefert. An dem Druckanschluss P wird jedoch ein definierter Druck p angelegt, um ebenfalls definierte Umgebungsbedingungen zu erzeugen.

3 Strommodell

Die elektromagnetischen Wechselwirkungen werden nach [9] durch die Differentialgleichung

$$U_{PWM} = U_R + U_L = iR + \frac{d\psi(x, i)}{dt} \quad (1)$$

beschrieben. Der verkettete magnetische Fluss ψ ist jedoch eine nicht messbare Größe innerhalb des Magneten. Eine grobe Näherung zur Lösung dieser Differentialgleichung wird in [3, 4, 9] vorgestellt. Der gesamte Spannungsabfall U_{PWM} wird in einen ohmschen Spannungsanteil U_R und einen induktiven Spannungsanteil U_L aufgeteilt. Der induktive Abfall ist unbekannt und muss rekursiv berechnet werden nach

$$U_L(t_j) = U_{PWM}(t_j) - Ri(t_{j-1}). \quad (2)$$

Der Ausdruck t_j steht hierbei für den aktuellen Simulationszeitpunkt. Der Fluss ψ ist das Ergebnis der zeitlichen Integration der Spannung U_L . Die dynamischen Effekte der elektromagnetischen Wechselwirkungen können durch die Näherungsrechnung mit Gleichung 2 nicht berücksichtigt werden. Ein elektrischer Stromfluss i durch die Spulenwindungen des Magneten erzeugt ein sich zeitlich änderndes magnetisches Feld, welches zu Induktionseffekten führt. Die dadurch entstehenden Wirbelströme erzeugen ebenfalls ein dem ursprünglichen entgegengesetztes magnetisches Feld. Derartige Induktionseffekte entstehen sowohl durch den Stromfluss wie auch durch die Bewegung des Ankers und der damit einhergehenden Variation der Luftspaltabmessungen. Aus der Gleichung 2 und den Überlegungen zur Dynamik ergibt sich das Blockschaltbild des Strommodells in **Bild 2**. Der bekannte Ansatz mit einer statischen Nichtlinearität, in Form eines Kennlinienfeldes, wird mit einer linearen Dynamik am Ausgang erweitert. Das Kennlinienfeld, welches den statischen Zusammenhang zwischen den elektromagnetischen Größen beschreibt, ist das Ergebnis einer FEM-Simulation des Magneten. Der aus der zeitlichen Integration resultierende Fluss ψ und die gemessene Position x_{ist} werden zunächst in einen statischen Strom i_{stat} umgerechnet. Für die Identifikation der Parameter der linearen Übertragungsfunktion wird der berechnete Strom i_{stat} als Eingangssignal und der gemessene Strom i_{mess} als Ausgangssignal verwendet. Im weiteren Verlauf ist der berechnete dynamische Strom i_{sim} das Ausgangssignal des Strommodells. Die Struktur des Teilmodells entspricht jetzt einem Hammerstein-Modell, welches häufig zur Modellierung nichtlinearer Systeme verwendet wird. Das beste Ergebnis ergibt sich für eine diskrete Übertragungsfunktion vierter Ordnung ($m = n = 4$). Zur Aufnahme der Identifikationssignale wird dem Ventil eine Soll-Position x_{soll} im technisch relevanten Betriebsbereich vorgegeben und die tatsächliche Position x_{ist} , die pulswellen-modulierte Spannung U_{PWM} und der aktuelle Strom i_{ist} gemessen. Diese Signale werden verwendet, um die Parameter der Übertragungsfunktion und die zusätzlichen Parameter P und K zu ermitteln. Letztere werden zur Vermeidung systematischer Fehler eingeführt, beispielsweise hierfür ist ein ungenau bestimmter ohmscher Widerstand R . Die Identifikation der Parameter P und K wird mit einem evolutionären Algorithmus (EA) realisiert, wie beispielsweise in [10] vorgestellt wird. Dieser sucht das globale Minimum eines definierten Gütekriteriums, welches

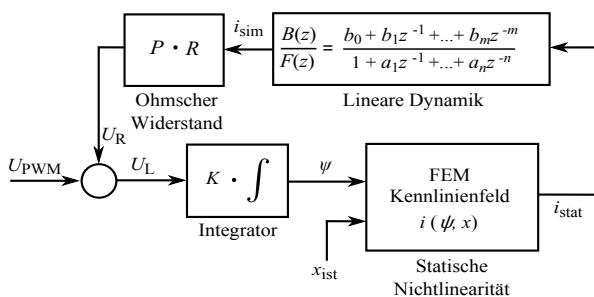


Bild 2 Blockschaltbild des Strommodells mit den freien Parametern P und K .

den simulierten Strom i_{sim} und den gemessenen Strom i_{mess} vergleicht. Der EA beginnt mit einer zufälligen Population, die nachfolgend mit Hilfe der Fitnessfunktion beziehungsweise eines Gütekriteriums bewertet wird. Eine gewisse Anzahl der besten Individuen wird ausgewählt. Diese Eltern-Individuen werden miteinander rekombiniert und anschließend einer Mutation unterzogen. Die resultierenden Nachkommen-Individuen werden erneut mit Hilfe des Fitnessstests bewertet. Der EA wird solange wiederholt, bis ein Abbruchkriterium erreicht ist. Der bekannte Ablauf wird in diesem Beitrag zur Identifikation des Strommodells erweitert. In jedem Iterationsschritt, für jeden Wert von P und K , werden die Parameter \mathbf{a} und \mathbf{b} der Übertragungsfunktion mit dem Gauss-Newton Algorithmus ermittelt. Das Eingangssignal i_{stat} wird dabei ohne die Dynamikkomponente rekursiv berechnet. Anschließend wird das Gesamtmodell einschließlich der Dynamikkomponente simuliert und erst nachfolgend wird das Gütekriterium ausgewertet. Es wird die Differenz zwischen dem gemessenen Signal y und dem simulierten Signal \hat{y} gebildet. Zur Bewertung der Simulationsgüte wird ein relatives Fehlermaß verwendet, um Ergebnisse miteinander vergleichen zu können.

$$NRMSE = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (y_j - \hat{y}_j)^2}}{y_{\max} - y_{\min}} \cdot 100 \% \quad (3)$$

Der Root-Mean-Squared-Error (*RMSE*) wird auf den Wertebereich bezogen und in Prozent angegeben. Der Term N steht für die Anzahl der Messpunkte. Das Simulationsergebnis i_{sim} für ein ungesehenes Positionsprofil im direkten Vergleich zu dem gemessenen Stromsignal i_{mess} ist in **Bild 3** dargestellt. Das Ergebnis für das Identifikationssignal wird nicht gezeigt, dieses hat jedoch ähnlichen Charakter und besteht ebenfalls aus einer Abfolge von Positionsvorgaben an den Positionsregler. Um eine kurze Optimierungszeit zu ermöglichen, ist das Identifikationssignal deutlich kürzer als das Validierungssignal. Die Erweiterung des bekannten Ansatzes mit einer linearen Dynamik am Ausgang führt zu einer signifikanten Verbesserung der Simulationsgüte. Ohne die lineare Dynamik ist nur ein Fehlerwert von minimal $NRMSE = 8,46\%$ im Identifikationsablauf erreichbar. Für die gesamte Simulationszeit von $t_{\text{sim}} = t_7$ in Bild 3 ergibt sich für die Validierungsdaten ein Fehlerwert von $NRMSE = 4,21\%$. In der Arbeit [3] wird explizit eine magnetische Hysterese modelliert, das Anregungssignal liegt dabei jedoch zeitlich mindestens eine Größenordnung oberhalb der längsten Anregungsdauer des pulswellen-modulierten Eingangssignals. Obwohl mit der statischen Nichtlinearität in Bild 2 magnetische Hystereseeffekte nicht abgebildet werden können, ist der Fehler des Simulationsergebnisses $NRMSE < 5\%$. Die Berücksichtigung einer magnetischen Hysterese bei einem pulswellen-modulierten Eingangssignal ist daher nicht zwingend erforderlich.

4 Mechanik- und Kraftmodell

Als Grundlage für die Modellierung der Magnetkraft und der Ventilmechanik dient das Blockschaltbild in **Bild 4**.

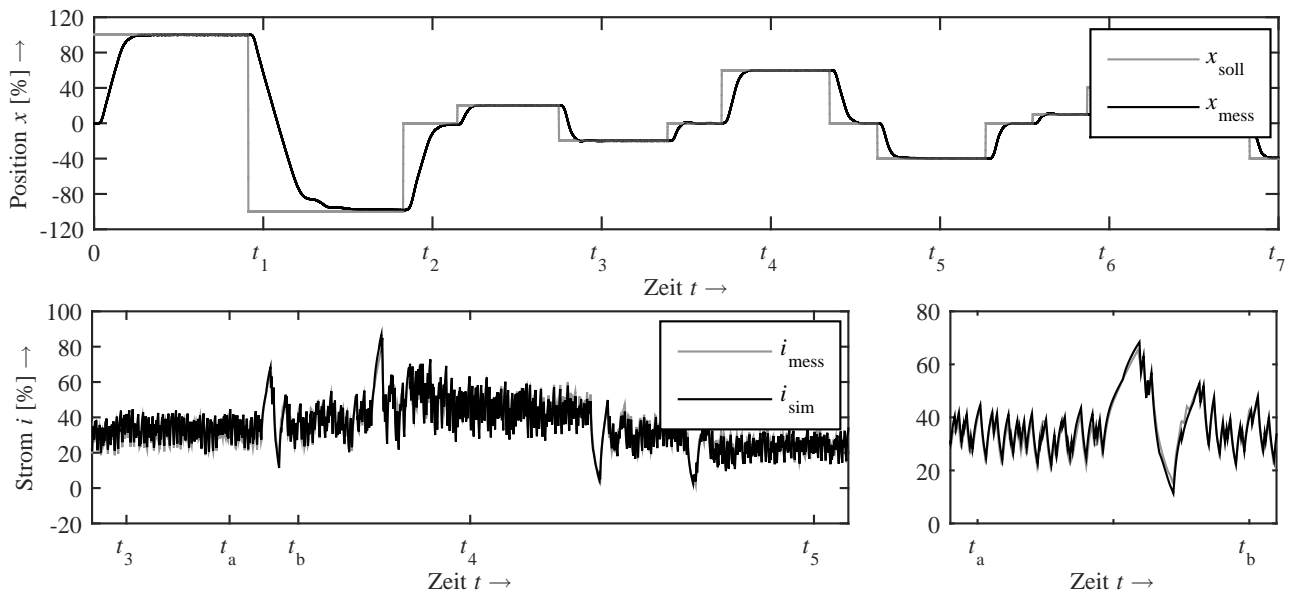


Bild 3 Oben: Vorgegebener Positionsverlauf x_{soll} und gemessener Positionsverlauf x_{mess} . Unten links: Zeitlicher Ausschnitt aus Abbildung oben ($t_3 - t_5$), dargestellt sind der gemessene Stromverlauf i_{mess} und simulierte Stromverlauf i_{sim} für Validierungsdaten. Unten rechts: Zeitlicher Ausschnitt aus Abbildung unten links ($t_a - t_b$).

Die Magnetkraft F_m ist eine nicht messbare Größe. Ein Sensor müsste zur Messung der Magnetkraft F_m bei einem sich bewegenden Ventilkolben parasitäre Krafteinwirkungen wie Massenträgheits- oder Reibungskräfte entkoppeln. Eine Berechnung der Kraft F_m mit der Maxwell'schen Zugkraftformel ist ebenfalls nicht möglich [9], da der Aktor ein Proportionalmagnet und somit kennlinienbeeinflusst ist [7, 8]. Darüber hinaus kann der genaue magnetische Fluss ψ mit dem gewählten Modellansatz nicht simuliert werden. Folglich wird zunächst eine statische Magnetkraft $F_{m,stat}$ mit Hilfe eines Kennlinienfeldes berechnet. Die Kraft steht aus Kraftmessungen für konstante Ströme i und Positionen x zur Verfügung. Eine nachfolgende lineare Dynamik soll die statische Kraft $F_{m,stat}$ in eine dynamische Kraft F_m überführen. In Anlehnung an ein zunächst einfaches Masse-Feder-Dämpfer-System folgt eine Übertragungsfunktion zweiter Ordnung als Mechanikmodell. In einem ersten Schritt wird die Güte für ein mathematisches Modell untersucht. Hierfür werden die letzten zwei Blöcke in Bild 4 zu einer Übertragungsfunktion zusammengefasst und die Parameter für den relevanten Arbeitspunkt mit dem Gauß-Newton-Algorithmus identifiziert. Das Simulationsergebnis für ungesehene Daten ist in **Bild 5** dargestellt. Das beste Ergebnis wird mit einer Gesamtübertragungsfunktion vierter Ordnung erreicht. Für das Gütekriterium ergibt sich ein Wert von $NRMSE = 3,79\%$. Der sichtbare Nachteil dieses Ansatzes ist die fehlende Simulationsgenauig-

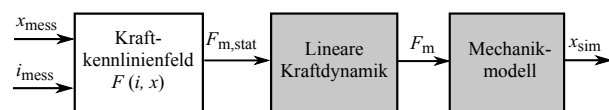


Bild 4 Blockschaltbild des Kraft- und Mechanikmodells. Die dunkel hinterlegten Blöcke besitzen unbekannte Parameter.

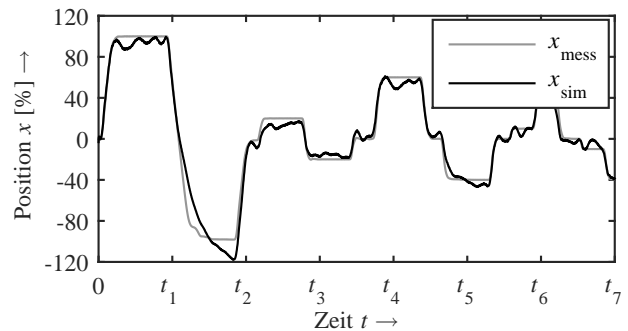


Bild 5 Simulationsergebnis der Modellstruktur nach Bild 4 für ungesehene Daten mit einer einzigen mathematischen Gesamtübertragungsfunktion.

keit bei konstanten Kolbenpositionen. Ferner sind die Parameter der Übertragungsfunktion physikalisch nicht interpretierbar und für eine Systemoptimierung eines Ventils nicht zielführend. Um die physikalische Interpretierbarkeit der Modellparameter zu bewirken und möglichst viele a priori Kenntnisse zu verwenden, wird das Masse-Feder-System in **Bild 6** verwendet. Eine einfache geschwindigkeitsabhängige Dämpfungskraft mit der Dämpfungskonstante d als Reibungsmodell soll den Ver-

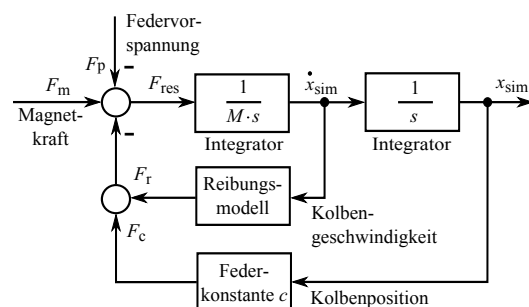


Bild 6 Blockschaltbild des Mechanikmodells

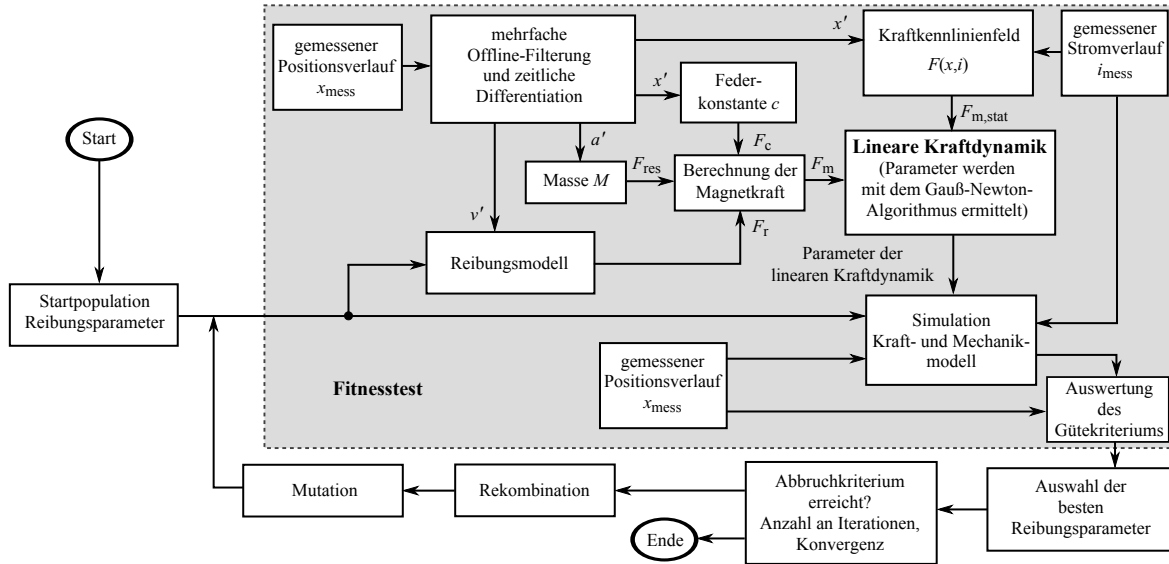


Bild 7 Identifikationsprozess zur Ermittlung der Reibungsparameter und der Parameter der linearen Kraftdynamik in einem Programmablauf.

gleich zu der vorhergehenden Auswertung ermöglichen. Die Federkonstante c , die Kraft der Federvorspannung F_p und die Masse M des frei gelagerten Teils sind bekannt und müssen nicht identifiziert werden. Die Herausforderung des dafür benötigten Identifikationsprozesses ist, dass sowohl die dynamische Eingangsgröße F_m wie die Reibungsparameter unbekannt sind. Zur Kraftermittlung wird in [3, 9] ein Kennlinienfeld vorgeschlagen. In [4] wird ein konstanter Faktor verwendet, um von dem simulierten Strom i_{sim} auf die Magnetkraft F_m zu schließen. Alle Varianten gehen nicht auf die genaue Ermittlung des realen Kraftergangssignals F_m ein und sind nur als grobe Näherung geeignet. Der neuartige Identifikationsprozess in **Bild 7** soll ein Verfahren darstellen, wie die Reibungsparameter und der dynamische Kraftverlauf F_m simultan bestimmt werden können. Insgesamt wird ein EA verwendet, der primär die Reibungsparameter optimiert und die Simulationsgüte für die Modellstruktur in Bild 4 und Bild 6 auswertet. Der dunkelgrau hinterlegte Bereich stellt den Fitnessstest eines EA dar. An dieser Stelle wird jedoch eine Erweiterung des Fitnessstests vorgenommen. In jedem Iterationsschritt des EA, und somit für jeden Reibungsparametersatz, wird die Magnetkraft F_m aus der gemessenen Kolbenposition x_{mess} ermittelt. Eine Abfolge von Signalfilterungen und zeitlichen Differentiationen führt zu der resultierenden Kraft F_{res} . Dabei wird die Offline-Filterung mit einem Savitzky-Golay-Filter dritter Ordnung durchgeführt. Die Reibungsparameter ermöglichen die Berechnung der Reibungskraft F_r . Die statische Kraft $F_{m,stat}$ wird nach Bild 4 berechnet. Zwischen der ermittelten Magnetkraft F_m und der statischen Kraft $F_{m,stat}$ werden die Parameter einer Übertragungsfunktion vierter Ordnung mit dem Gauß-Newton-Algorithmus im relevanten Arbeitspunkt identifiziert. Es wird eine lineare Dynamik eingesetzt, um möglichst wenig Einfluss auf die zu identifizierenden Reibungsparameter zu nehmen. Ein nichtlinearer Ansatz hat das Potenzial, bei stark unnatürlichen Reibungs-

parametern einen ausreichenden Zusammenhang zwischen der Ein- und Ausgangsgröße zu finden. Das Simulationsergebnis für ungesehene Daten ist nahezu identisch zu dem Verlauf in Bild 5. Für das Gütekriterium ergibt sich ein Wert von $NRMSE = 3,66\%$. Der Identifikationsprozess führt folglich zu einer Modellstruktur mit einer hohen Generalisierbarkeit und ermöglicht die Realisierung eines überwiegend physikalischen Modellansatzes. Die Einhaltung der konstanten Kolbenpositionen, die nicht durch mechanische Anschläge entstehen, soll mit einem Stribeck-Reibungsmodell der Form

$$F_r = \text{sign}(\dot{x})(F_h - F_{cou}) \exp\left(-\left|\frac{\dot{x}}{V_s}\right|^\delta\right) + \dot{x}d \quad (4)$$

realisiert werden. Die Haftreibung F_h , die Coulombsche Festkörperreibung F_{cou} , der Anstieg bei der Nullgeschwindigkeit V_s , der Formfaktor δ und die Dämpfungskonstante d sind unbekannt. Sobald die Kolbengeschwindigkeit v den Nullwert schneidet und die Differenzkraft $F_{diff} = F_m - F_c$ betragsweise kleiner ist als die Haftreibung F_h , wird der erste Integrator in Bild 6 auf Null gesetzt und die Haftreibung F_h kompensiert die Differenzkraft F_{diff} . Das Validierungsergebnis ist in **Bild 8** aufgeführt. Für die Simulationsdauer $t_{sim} = t_7$ ergibt sich einen Fehlerwert von nur $NRMSE = 3,37\%$. Der lokale Simulationsfehler ist zwar zeitweise verhältnismäßig groß, beispielsweise bei der Simulationszeit $t_{sim} = t_3$, und würde zu einer starken Abweichung des Ölflussprofils im Vergleich zum realen Ventil führen. Viel wichtiger ist die Tatsache, dass der physikalische Charakter mit den konstanten Positionsniveaus wiedergegeben werden kann. Die Annahme an dieser Stelle ist, dass ein stabil parameterisierter Ventilregler die Ungenauigkeiten in der Simulation kompensieren kann. Daraus folgt, dass eine modellbasierte Reglerparametrisierung gute Startwerte für das reale Ventil liefert.

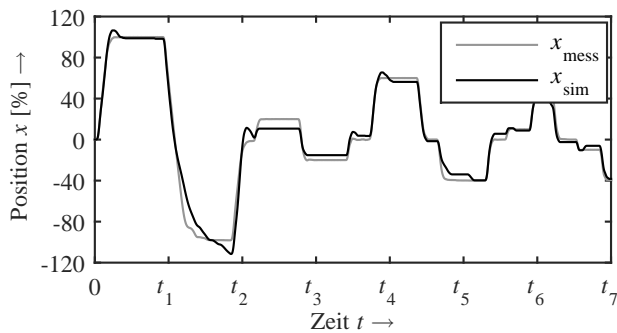


Bild 8 Simulationsergebnis der Modellstruktur nach Bild 4 für ungesehene Daten mit einem Stribeck-Reibungsmodell.

5 Geschlossener Regelkreis

Nachfolgend wird das gesamte Modell einschließlich der Ventilregler nach Bild 1 simuliert. Als Eingangssignale der einzelnen Teilmodelle werden nun ausschließlich simulierte Größen verwendet. Insgesamt wird dem simulierten Regelkreis nur die Soll-Position x_{soll} vorgegeben. Das noch nicht beschriebene Rauschmodell besteht aus einem Autoregressive-Moving-Average-Modell (ARMA). Die Parameter dieses linearen Modells zur Zeitreihenanalyse können mit einem Optimierungsalgorithmus zur Lösung nichtlinearer Minimierungsprobleme identifiziert werden. Obwohl die maximale Rauschamplitude sehr klein ist, ist die Modellierung des Rauschens zweckmäßig. Die Reglerstrukturen weisen zum Teil differenzierende Glieder auf, die sensibel auf Rauschen reagieren. Die Reglerstrukturen und -parameter, die in der Simulation verwendet werden, sind identisch zu den in der digitalen Reglerelektronik des Ventils. In **Bild 9** ist das Ergebnis der simulierten geregelten Position x_{sim} im Vergleich zur realen geregelten Position x_{mess} bei einem definierten Druck p und verriegelten Arbeitsanschlüssen A und B dargestellt. Die Ventilregler regeln den simulierten Positionsverlauf x_{sim} des Gesamtmodells nahezu identisch im Vergleich zum realen Positionsverlauf x_{mess} aus. Folglich bildet das Gesamtmodell alle für die Regelung relevanten physikalischen Vorgänge innerhalb des Ventils ab.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird eine systematische Modellbildung eines hydraulischen Wegeventils vorgestellt. Zur Modellierung der dynamischen nichtlinearen Wechselwirkungen

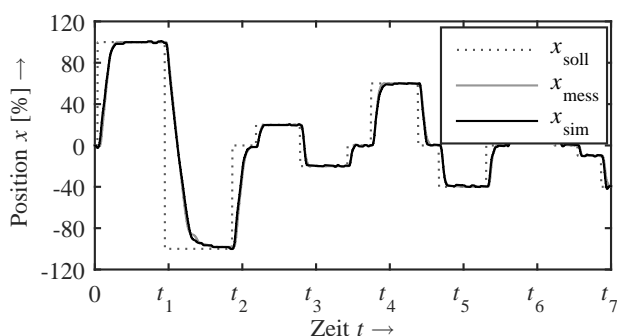


Bild 9 Simulationsergebnis des Gesamtmodells nach Bild 1.

wird eine klassische Hammerstein-Modellstruktur gewählt. Ein neuartiger kaskadierter Identifikationsprozess ermöglicht es, ein überwiegend physikalisch interpretierbares Modell zu identifizieren. Das ermittelte Gesamtmodell zeigt eine sehr hohe Simulationsgüte und Generalisierbarkeit und besteht zugleich auf Basis konzentrierter Elemente. Diese Eigenschaften ermöglichen regelungstechnische Untersuchungen des Ventils in weiteren Arbeiten.

Eine mögliche Erweiterung des Gesamtmodells ist durch die Ergänzung eines hydraulischen Teilmodells gegeben. Die Ventilregler könnten somit für simulierte Betriebsbedingungen getestet werden, die messtechnisch nur mit einem großen Aufwand realisiert werden können.

7 Literatur

- [1] Krettek, J.; Hoffmann, F.; Bertram, T.: *Evolutionary Multiobjective Hardware-in-the-Loop Optimization of a Hydraulic Valve Controller*. 6th International Fluid Power Conference, Band 2, S. 525-537, Dresden, 2008.
- [2] Krettek, J.; Braun, J.; Hoffmann, F.; Bertram, T.: *A Three-Stage Evaluation Scheme for Safe and Efficient Hardware-in-the-Loop-Optimization of Hydraulic Valve Controllers*. Scandinavian International Conference on Fluid Power, Band 2, S. 327-340, Tampere, 2011.
- [3] Vaughan, N. D.; Gamble, J. B.: *The modelling and simulation of a proportional solenoid valve*. In: Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 118(1), S. 120-125, 1996.
- [4] Elmer, K. F.; Gentle, C. R.: *A parsimonious model for the proportional control valve*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 215(11), S. 1357-1363, 2001.
- [5] Erhard, M.; Schoppel, G.; Weber, J.: *Simulation-Based Design of a Direct-Operated Proportional Pressure Relief Valve*. 8th International Fluid Power Conference, Band 1, S. 33-44, Dresden, 2012.
- [6] Fiedler, M.; Helduser, S.; Wehner, D.: *Coupled Simulation for the Virtual Product Development of Electro-Hydraulic Valves*. 7th International Fluid Power Conference, Band 2, S. 431-444, Aachen, 2010.
- [7] Bosch Rexroth AG: *4/4-way servo solenoid directional control valves, directly operated, with electrical position feedback and on-board electronics (OBE) - Type 4WRPEH6*. Datenblatt 2010.
- [8] Bosch Rexroth AG: *High-response valve with integrated digital axis controller (IAC-Multi-Ethernet) - Type 4WRPDH*. Datenblatt 2013.
- [9] Kallenbach, E.-H (Hrsg.): *Elektromagnete: Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung. 4., überarbeitete und erweiterte Auflage*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [10] Deb, K.: *Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms*. Wiley paperback series, 2009.

Modellgestützte Entwicklung von Reglersystemen für Drehfeldmaschinen

von der Simulation zu einem realen System

Von Ralf Linnertz¹, Christoph Weber²

Geregelte Drehfeldmaschinen werden heutzutage mit Hilfe von Feldorientierten Regelungskonzepten realisiert.

Hierzu müssen alle in der Maschine relevanten Wechselstromgrößen in ein rotierendes Koordinatensystem in Gleichstromgrößen überführt werden. Innerhalb des rotierenden Koordinatensystems können damit Gleichstromgrößen durch klassische Methoden ähnlich wie bei einer Fremderregten Gleichstrommaschine geregelt werden.

Studierenden erschließen sich die Sachverhalte der zugrunde liegenden Theorie häufig erst im Rahmen von Vorlesungsveranstaltungen in den Masterstudiengängen der verschiedenen Ingenieurdisziplinen.

Der Einsatz von Matlab/Simulink™ hilft dabei, die oftmals nur auf theoretischer Basis erworbenen Kenntnisse in Simulationen zu vertiefen. Die Lucas Nülle GmbH geht mit einer neu entwickelten Simulink-Toolbox einen entscheidenden Schritt weiter.

Die Toolbox wurde in Zusammenarbeit mit der FH Kiel entwickelt und enthält vorgefertigte kanonische Funktionsblöcke u. a. für die Feldorientierte Regelung von Drehfeldmaschinen.

Diese umfassen neben der reinen Modellierungsmöglichkeit gleichzeitig die Funktionalität zur automatischen Code-Generierung für eine von der Lucas Nülle GmbH entwickelten Leistungselektronischen Hardware, die zusammen mit einem Asynchronmaschinenprüfstand betrieben werden kann. Studierende der Elektrotechnik und Mechatronik gewinnen mit diesem System tiefgehende Fachkompetenzen in dem modellgestützten Entwicklungsprozess und werden in die Lage versetzt, neue Lösungsansätze auf einem eigensicheren System zu erproben.

1 Einleitung

Viele Antriebssysteme werden heutzutage mit Hilfe von Drehzahl- bzw. Lagegeregelter Drehfeldmaschinen realisiert. Das theoretische Fundament stellt die sogenannte Feldorientierte Regelung dar, mit deren Hilfe eine Transformation von Drehfeldgrößen in äquivalente Gleichgrößen gelingt, die ähnlich wie bei einer fremderregten Gleichstrommaschine geregelt werden können [1]. Die Theorie wird in der Regel in Lehrveranstaltungen in den Masterstudiengängen der Elektrotechnik bzw. Mechatronik vermittelt. Die enge Verzahnung von theoretischer und praktischer Ausbildung ist dabei von entscheidender Bedeutung. Dieser Beitrag zeigt auf, wie auf Grundlage der neu entwickelten Toolbox der komplette modellgestützte Entwicklungsprozess

¹ Dipl.-Ing. Ralf, Linnertz , Lucas Nülle GmbH, Kerpen

² Prof. Dr.-Ing. Christoph Weber, FH Kiel, Kiel

zess abgebildet werden kann. Anhand der Auslegung eines geregelten Asynchronmaschinen-systems soll der Funktionsumfang der Toolbox erläutert werden.

2 Modellbibliothek

Für den modellgestützten Entwicklungsprozess ist eine Modellbibliothek entwickelt worden, die sowohl für die reine Simulation als auch für den Codegenerierungsprozess eingesetzt werden kann. Der Vorteil einer solchen Bibliothek liegt darin begründet, dass sich die Studierenden auf die Entwicklung der Funktionen konzentrieren können. In Bild 1 wird ein Teil der Bibliothek gezeigt, der die wichtigsten Koordinatentransformationen und sowie die Raumzeigermodulation enthält.

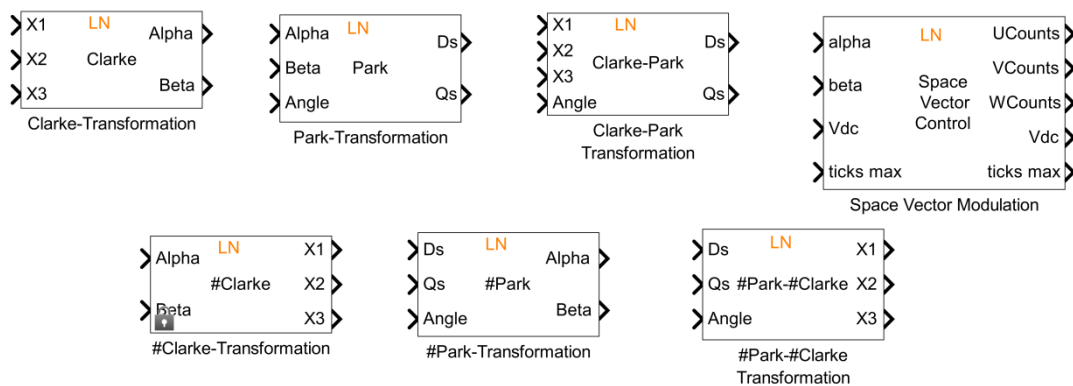


Bild 1 Teil der Modellbibliothek für die wichtigsten Raumzeigertransformationen

Die Funktionsblöcke sind vollständig einsehbar. Studierende wird somit die Möglichkeit gegeben, je nach Vertiefungsprofil eigenständige Lösungen zu entwickeln und sie mit der vorhandenen Lösung zu vergleichen. Um den Rechenaufwand überschaubar zu gestalten, wurden alle Berechnungen in zeitdiskreten „Floating-Point“-Funktionen umgesetzt. Die von der Lucas Nülle GmbH zur Verfügung gestellte Hardware verfügt über einen Digitalen Signalprozessor (DSP) ebenfalls mit einer Floating-Point Unit mit einer Genauigkeit von 32 Bit [2]. Die in der Simulation entwickelten Funktionen können daher für die Implementierung im Steuergerät weiterhin verwendet werden.

Neben den mathematischen Funktionen bietet die Toolbox den vollständigen Zugriff auf alle wichtigen peripheren Schnittstellen des DSP. Es stehen Funktionsblöcke zu Ansteuerung von Analog-Digitalwandlern, Quadraturencodern und zur Pulsweitenmodulation zur Verfügung, die den parallelen Einsatz sowohl in der Simulation als auch später im Codegenerierungsprozess und dem sich anschließenden Funktionstest im Steuergerät eignen. Auf diese Weise können sich die Studierenden mit den wichtigsten Lernschritten vertraut machen, die beim Model-in-the-Loop-, Software-in-the-Loop- und Hardware-in-the-Loop (MiL, SiL, HiL)-Prozess vollzogen werden müssen.

Zum Test der entwickelten regelungstechnischen Funktionen befindet sich in der Toolbox ein

frei parametrierbares Maschinenmodell einer Asynchronmaschine mit Kurzschlussläufer.

Weitere Modelle für Synchronmaschinen zurzeit in Arbeit. Auch hier gilt: Die Modelle sind vollständig einsehbar, so dass die Studierenden leicht Erweiterungen und Änderungen erstellen können.

Zur Überprüfung des ausführbaren Codes im Steuergerät bietet die Toolbox die Möglichkeit, wichtige reglerinterne Prozessgrößen zu beobachten. Hierfür existieren sogenannte Scope-Blöcke, von denen man bis zu 50 Stück in einem Modell verwenden kann. Durch ein ebenfalls unter Matlab lauffähiges Graphical User Interface können dabei immer bis zu 10 Signale z. B. durch eine ereignisgesteuerte Triggerfunktion gleichzeitig dargestellt werden.

3 Der Entwicklungsprozess

Komplexe Funktionen für die Steuergeräteentwicklung werden heutzutage nach dem V-Modell gemäß Bild 2 abgeleitet.

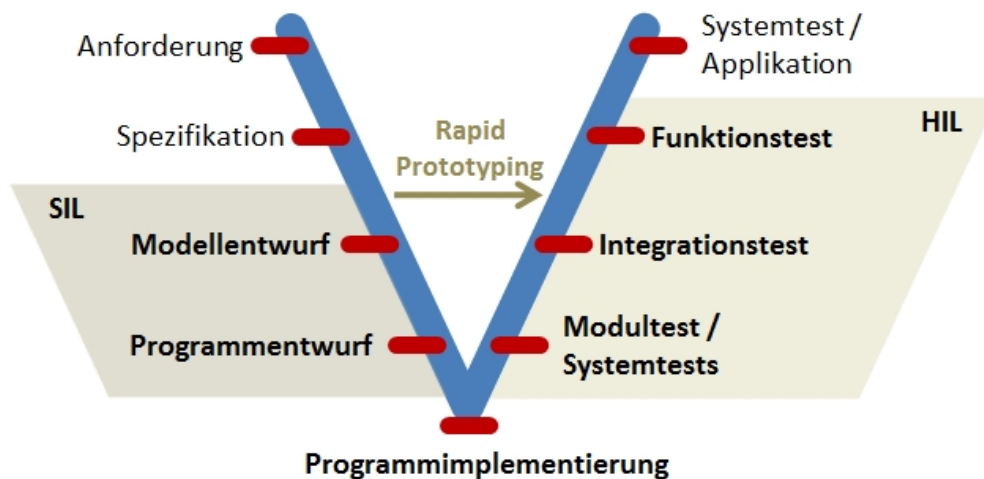


Bild 2 Der Entwicklungsprozess nach dem V-Modell

Ziel dieses Modell ist es, ein strukturiertes Vorgehensmodell für die Entwicklung z. B. von regelungstechnischen Funktionen anzuwenden. In der Folge wird gezeigt, wie durch die die Nutzung der Toolbox ein wesentlicher Teil der Entwicklungsprozesses gewährleistet werden kann.

3.1 Anforderungen/Spezifikation

Es soll ein dynamischer Regler für eine Asynchronmaschine entwickelt werden, der auch für Drehzahlen außerhalb des Nenndrehzahlbereiches eingesetzt werden kann. Für die Modellbildung liegen die bekannten Modellparameter der Asynchronmaschine in Form eines T-Ersatzschaltbildes zur Verfügung. Die Maschine soll im Dreieck mit einer festgelegten Zwi-

schenkreisspannung. Der maximale Drehzahlbereich sowie Lastmomente sind festgelegt. Die in Tabelle 1 aufgeführten Parameter sowie die Verschaltungsart der verwendeten Asynchronmaschinen sollen zur Auslegung des Reglers und diverser Beobachter herangezogen werden. Auf diese Parameter wird in der Folge im Funktionsentwicklungsprozess verwiesen.

Tabelle 1 Maschinenparameter der verwendeten Asynchronmaschine

| | |
|--|----------------------------------|
| Nennleistung P_N : | 0,37kW |
| Polpaarzahl z_p : | 2 |
| Strangspannung im Nennpunkt (Maschine im Dreieck) | 220V |
| Stator-, Rotor- und Hauptinduktivität L_S, L_R', L_H | 1,3867H, 1,3867H, 1,3H |
| Stator- und Rotorwiderstand R_S, R_R' | 20,46 Ω 15,72 Ω |
| Gesamtträgheit J_{ges} | 0,0015kgm ² |

3.2 Modellentwurf

In wird der gesamte Modellentwurf gezeigt, der eine Drehzahlregelung der in Tabelle 1 dargestellten Asynchronmaschine.

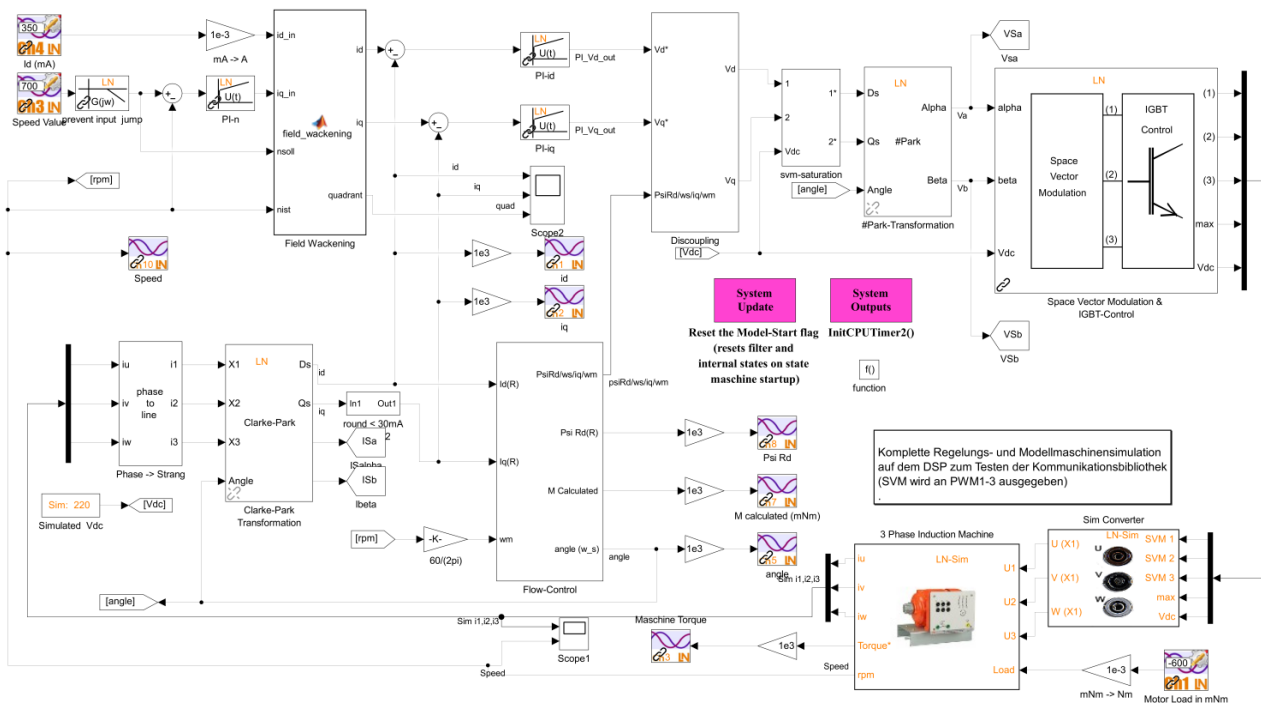


Bild 3 Kompletter Reglerentwurf inklusive Maschinenmodell und Störgröße (Lastmoment)

Der Entwurf enthält neben den erforderlichen Strom- und Drehzahlreglern (als PI-Regler) und den Raumzeigertransformationen auch weitere Funktionen (Feldschwächeberechnung, Fluss- und Netzfrequenzschätzung sowie ein Entkopplungsnetzwerk zur Vermeidung von Querkopplung bei der Ausregelung des Feld- und Momentbildenden Stroms (I_D und I_Q). Beispielhaft soll anhand des Rotorfluss- und Netzfrequenzschätzers aufgezeigt werden, wie einfach sich neue Funktionen implementieren lassen. Des Weiteren sind in dem Modell Parameter- (z. B. Vorgabe der Führungsgröße „Speed Value“ und Signalscopeblöcke enthalten, die für den später Code-Generierungsprozess und die Tests (vgl. Abschnitt 3.4 und 3.5) eine entscheidene Rolle spielen.

Gleichung (1) stellt das Maschinenmodell als Zustandsraummodell im Rotorfluss orientierten Koordinatensystem dar:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_{Sd}(t) \\ i_{Sq}(t) \\ \Psi_{Rd}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_\sigma} & \omega_s & -\frac{L_H}{\sigma L_S L_R T_R} \\ -\omega_s & -\frac{1}{T_\sigma} & -\frac{L_H}{\sigma L_S L_R} z_p \omega_m \\ \frac{L_H}{T_R} & 0 & -\frac{1}{T_R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{Sd}(t) \\ i_{Sq}(t) \\ \Psi_{Rd}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{\sigma L_S} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\sigma L_S} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{Sd}(t) \\ u_{Sq}(t) \end{bmatrix} \quad (1)$$

Bis auf die Winkelgeschwindigkeit des Statornetzes sowie des Rotors ω_s und ω_m lassen sich alle Parameter des Zustandsraummodells durch die Parameter als konstante Größen aus Tabelle 1 zu berechnen.

Es ist leicht zu erkennen, dass der Rotorfluss Ψ_{RD} einfach durch Lösen der dritten Differentialgleichung berechnet werden kann. Ebenso kann die Winkelgeschwindigkeit des Statornetzes aus der Erkenntnis gezogen werden, dass der in Q-Richtung bezogen Rotorfluss in diesem Koordinatensystem „0“ sein muss:

$$\frac{d\Psi_{Rq}(t)}{dt} = \frac{L_H}{T_R} i_{Sq}(t) - (\omega_s - z_p \omega_m) \Psi_{Rd}(t) = 0 \quad (2)$$

Die Umsetzung kann mit Hilfe von kanonischen Funktionsblöcken aus der Toolbox erfolgen. Durch die globale Variabel „Reset in SM-Startup“ werden alle Integration und Halteglieder zu Null gesetzt. Dies verhindert, dass beim Stoppen des Antriebssystems sowie beim Neustart die Maschine ordnungsgemäß auslaufen bzw. anlaufen kann. Des Weiteren werden eigene Intergratortblöcke in Bild 4 verwendet. Diese können z. B. für die Bestimmung des Netzfrequenzwinkels alle Zahlenüberläufe größer 2π abfangen.

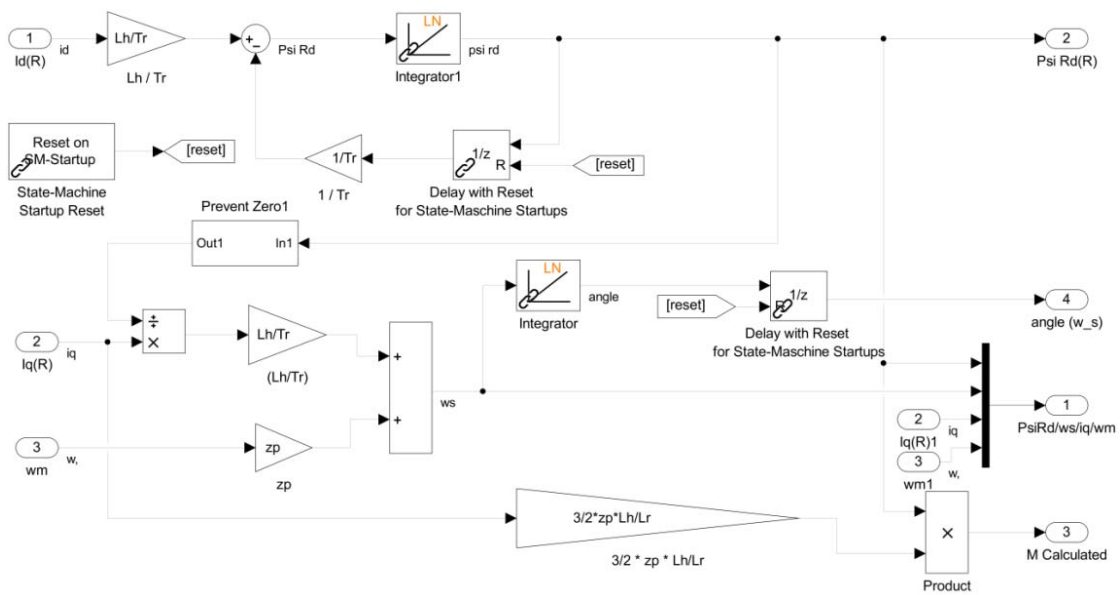


Bild 4 Umgesetzte Lösung für den Fluss- und Netzfrequenzschätzer

Der in

Bild 3 dargestellte Drehzahlregler kann nun im Rahmen von Simulationen ausgelegt und eingestellt werden.

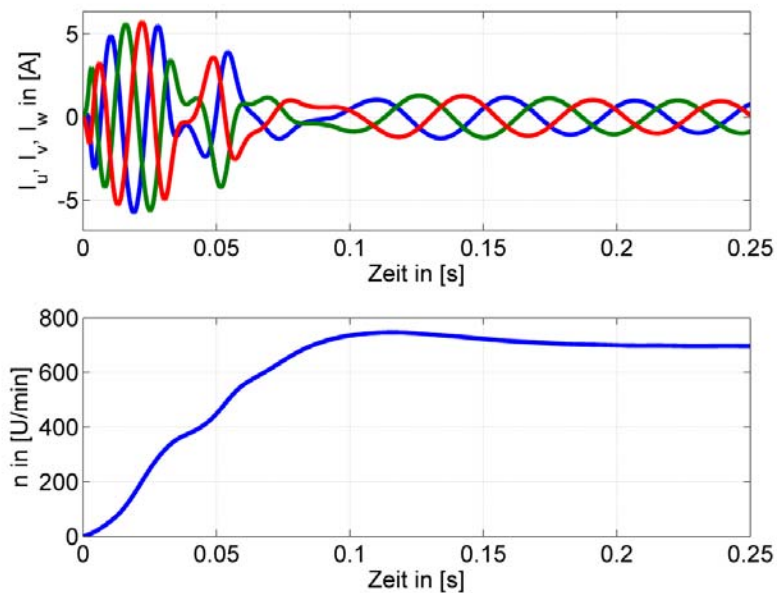


Bild 5 Simulationsergebnisse der Phasenströme sowie der Drehzahl

Das Ergebnis in Bild 5 der Simulation zeigt, dass die gewünschte Drehzahl von 700U/min innerhalb von 200ms erreicht werden kann.

3.3 Programmwurf

Die Toolbox enthält neben wichtigen Funktionsblöcken auch Beispielprojekte als Templates, mit denen die Studierenden einen leichten Einstieg finden. Die Templateprojekte sind sofort unter Matlab/Sumulink lauffähig und können auch zur Codegenerierung für das Steuergerät genutzt werden. Damit liefern sie einen idealen Ausgangspunkt, um in Laborveranstaltungen eigene Reglersysteme zu entwerfen. Beispielhaft wird an dieser Stelle der Programmwurf des bereits in Bild 3 vorgestellten Reglers wiederaufgegriffen.

Der Programmwurf enthält neben einigen processorspezifischen Einstellungen zwei wesentliche Programmbereiche. Der Idle Task enthält das Hauptprogramm. Hierin können alle zeitkritischen Funktionen wie z. B. Zustandsmaschinen abgelegt werden.

Der Hardwareinterruptblock verwaltet alle möglichen Interruptquellen des DSP. In dem in Bild 6 dargestellten Programmwurf wird eine Timerinterruptquelle für den gesamten Regler dargestellt, die periodisch mit 4kHz aufgerufen wird. Das System ist durch weitere Interrupts erweiterbar, etwa um weitere Hardwareschnittstellen (z. B. CAN, UART, SPI, ADC) zu zeitdiskret oder ereignisgesteuert zu verwalten.

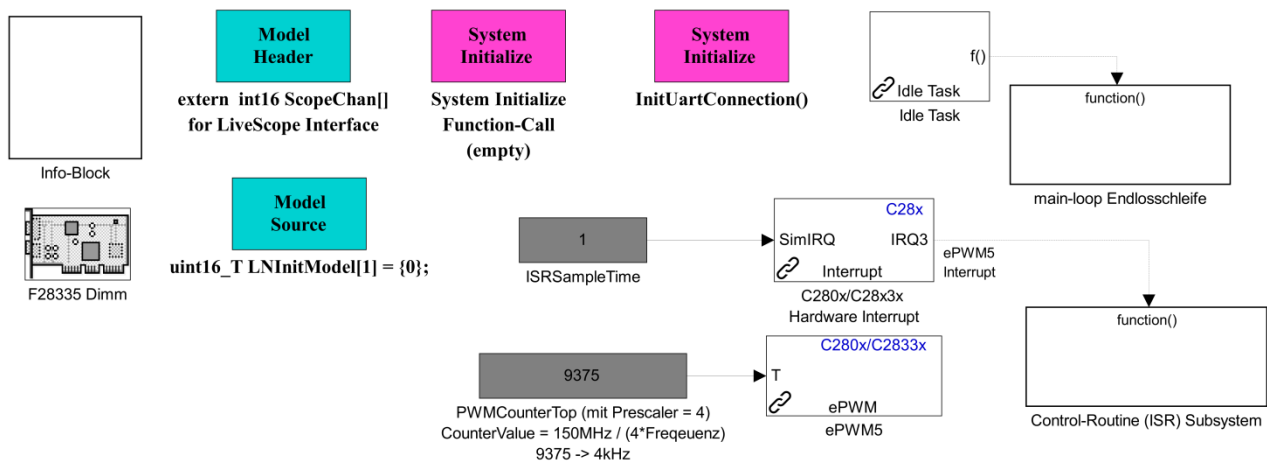


Bild 6 Programmwurf des Reglers mit Idletasks (main loop) und ereignisgesteuerten Tasks

Auf diese Weise können neue Funktionen auf einem hohen Abstraktionsniveau entwickelt werden. Der Embedded Coder unter Matlab/Simulink ermöglicht auch das Einbinden von Matlab-Funktion mit sehr mächtigen mathematischen Funktionen. Dadurch ist es möglich, komplexe neue Funktionen wie auf einem Rapid Prototyping Target zu entwickeln und zu testen.

3.4 Programmimplementierung

Die Codegenerierung und der Flashvorgang erfolgen nach einer Anfangskonfiguration bei der Installation der Toolbox vollautomatisch. Die Studierenden werden im Kommandofenster von Matlab über den Fortgang des Compiler-, den Link und den Flashvorganges informiert. Eine eigenständige Codierung mit Hilfe des Compilers ist nicht mehr erforderlich. Unabhängig davon kann das gesamte Projekt jedoch mit dem Quelltext im Compiler ebenfalls geladen werden und auch dort ausgeführt werden.

3.5 Modul-, Integrations- und Funktionstests in der HiL-Umgebung

Der von Lucas Nülle zur Verfügung gestellte Prüfstand besteht neben der Leistungselektronik für die Asynchronmaschine auch aus einer Lastmaschine, die im 4-Quadrantenmode arbeiten kann. Beide Maschinen können über eine Kupplung, auf der ein Quadraturencoder angebracht ist, miteinander gekoppelt werden. Der aus der Bibliothek erzeugte Code wird standardmäßig in das RAM des DSP geladen. Im Flash befindet sich ein weiteres von Lucas Nülle zur Verfügung gestelltes Standardprogramm, das in der Grundlagenausbildung der Ingenieurwissenschaften eingesetzt werden kann. Auf diese Weise kann der gesamte Laborversuch vielseitig eingesetzt werden. Die Leistungselektronische Hardware ist durch umfangreiche hardwaretechnische Sicherheitsmaßnahmen vor Fehlbedienungen geschützt. Den Studierenden bietet die Toolbox darüber hinaus weitere für den Prozessorbetrieb wichtige Managementfunktionen. So besteht z. B. die Möglichkeit, eigene Fehlerfälle zu generieren, durch die gesamte Anlage in den sicheren Betrieb versetzt wird. Dies hat Vorteile, wenn bei einer falschen Auslegung des Reglers unzulässig hohe Drehzahlen in der Maschine erreicht werden können.

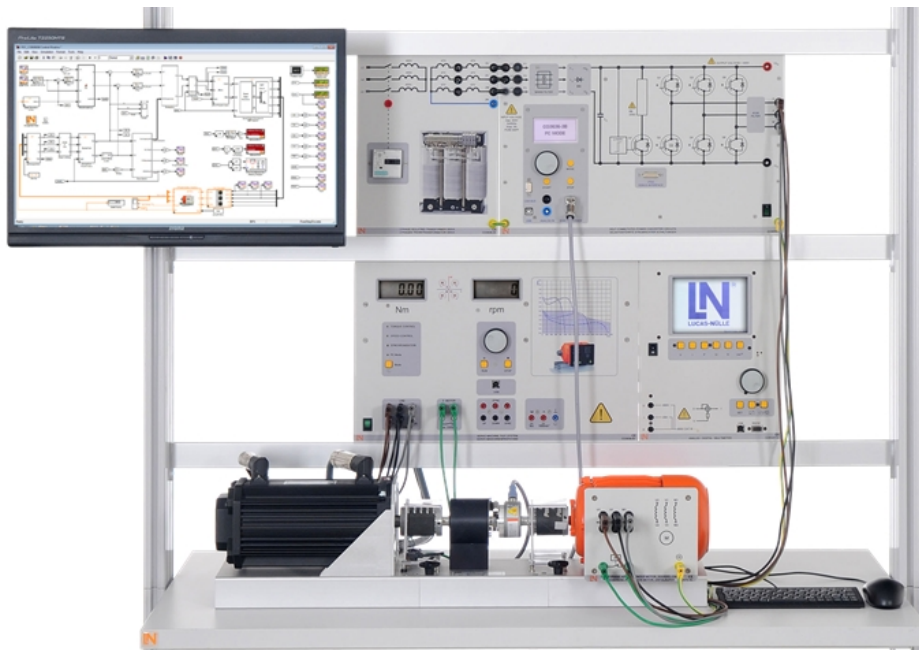


Bild 7 Kompletter Prüfstand mit Lastmaschine zur Einstellung dynamischer Lastprofile

Zur Überwachung und zum Test der entwickelten Funktionen bietet die Toolbox sehr komfortable Möglichkeiten zur Diagnose an.

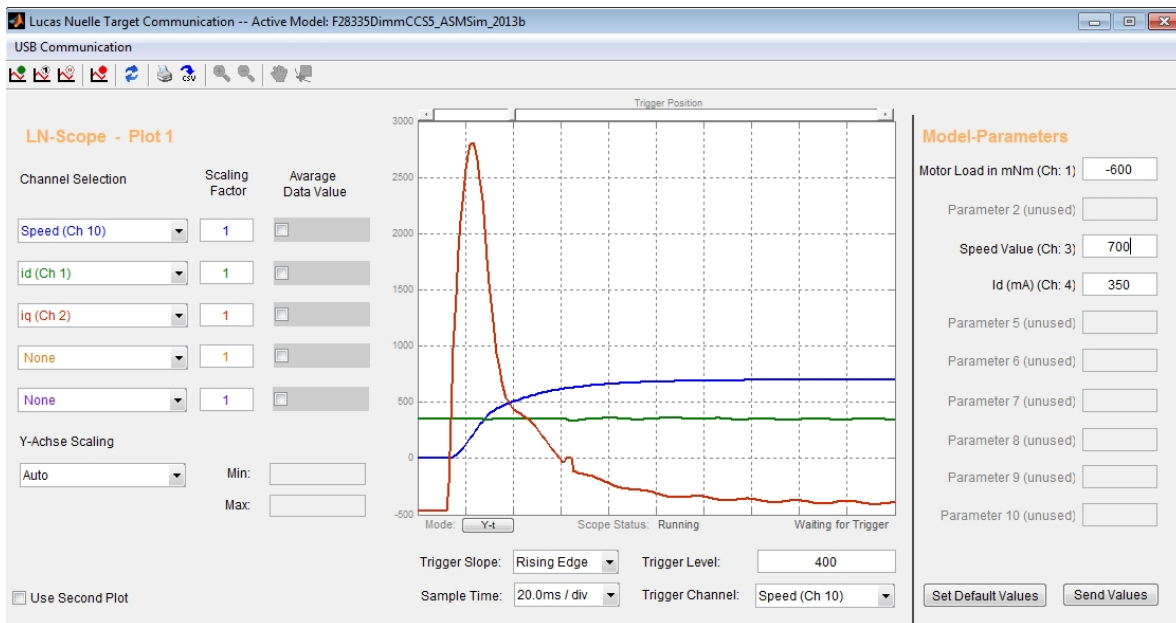


Bild 8 Graphical User Interface zur Darstellung reglerinterner Größen zur Laufzeit

Durch ein im Funktionsumfang der Toolbox enthaltenes Scope, das unter Matlab gestartet werden kann, können bis zu 50 reglerinterne Signale zur Laufzeit dargestellt werden. Dadurch wird die Fehlersuche bzw. die Nachweisphase drastisch erleichtert. Auf die in Bild 3 dargestellten Parameterblöcke können ebenfalls über das Matlab-Scope zugegriffen werden. Dies kann z. B. zum Ändern der Führungsgröße oder zum Reglerparameterabgleich genutzt werden.

4 Zusammenfassung

Das vorgestellte neue Leistungselektronische System für die Regelung von Drehstromantrieben bietet Studierenden vollkommen neue Möglichkeiten, sich mit dem aus den Vorlesungsinhalten erworbenen Kenntnissen auseinanderzusetzen. Die vorgefertigten Funktionsblöcke und Diagnosemöglichkeiten erlauben einen raschen Einstieg in die komplexe Theorie der Feldorientierten Regelung. Der sich daraus einstellende Lernerfolg wirkt sich motivierend Studierenden aus. Anders als bei sog. Rapid Prototyping Targets wie z. B. die Mikroautobox von dSPACE wird der automatisch generierte Code auf einem handelsüblichen Prozessor geladen. Damit wird der Ansatz zu einer seriennahen Lösung verfolgt [3]. Die dabei entwickelten und getesteten Funktionen liegen auch als C-Code vor und können auf anderen Zielsystemen integriert werden.

Neben dem Einsatz für Lehrveranstaltungen in den Masterstudiengängen kann die Toolbox auch für Forschungsvorhaben eingesetzt werden, um z. B. neue regelungstechnische Systeme zu erproben.

5 Literaturliste

[1] Schröder, D., „Elektrische Antriebe Regelung von Antriebssystemen“, Springer, 3. Auflage, 2009

[2] Delfino Microprocessor (F28335), Datasheet Texas Instruments,
<http://www.ti.com/product/tms320f28335>

[3] MicroAutobox, Infoseite dSPACE,
<http://www.dspace.com/de/gmb/home/products/hw/micautob.cfm>

Flachheitsbasierte Vorsteuerung eines elastisch-gekoppelten elektrischen Antriebssystems unter Verwendung von Trapezprofilen

Flatness-based Feed-Forward Control of a Flexible Coupled Electric Drive Using S-Curve Profiles

Daniel Beckmann, M. Sc., Leibniz Universität Hannover, Institut für Mechatronische Systeme, 30167 Hannover, Deutschland, daniel.beckmann@imes.uni-hannover.de

Moritz Schappler, M. Sc., Leibniz Universität Hannover, Institut für Regelungstechnik, 30167 Hannover, Deutschland, schappler@irt.uni-hannover.de

Dipl.-Ing. Matthias Dagen, Leibniz Universität Hannover, Institut für Mechatronische Systeme, 30167 Hannover, Deutschland, matthias.dagen@imes.uni-hannover.de

Prof. Dr.-Ing. Tobias Ortmaier, Leibniz Universität Hannover, Institut für Mechatronische Systeme, 30167 Hannover, Deutschland, tobias.ortmaier@imes.uni-hannover.de

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird ein flachheitsbasierter Ansatz zur Bedämpfung abtriebsseitiger Schwingungen in elastischen mechatronischen Antriebssystemen vorgestellt. Anders als in bisherigen Arbeiten werden in diesem Beitrag trapezförmige Trajektorien anstatt der häufig verwendeten Polynomprofile benutzt. Der hier beschriebene Ansatz erfüllt die nötigen Voraussetzungen der Trajektorien zur Nutzung in der flachheitsbasierten Vorsteuerung, berücksichtigt die physikalischen Randbedingungen in einfacher Weise und liefert gleichzeitig dynamische Trajektorien. Die Leistungsfähigkeit und Robustheit der Methoden wird experimentell an einem Prüfstand verifiziert.

Abstract

This paper discusses flatness-based control approaches to reduce oscillations on the load side of mechanical motion systems. Choosing a suitable trajectory is one essential step in implementing a flatness-based control. Existing approaches use slow polynomials or mathematically complex Gevrey-functions to achieve the necessary differentiability. Our approach combines the oscillation reduction of flatness-based control and the dynamic and simplicity of higher order S-curve trajectories generated by a convolution based algorithm. The performance and robustness of the presented methods is experimentally validated with a linear flexible motion system.

1 Einleitung

Der Zielkonflikt zwischen immer dynamischeren Bewegungsprozessen bei gleichzeitig geringem Schwingungsverhalten ist seit mehreren Jahren ein aktuelles Thema in Forschung und Entwicklung. Zur Schwingungsdämpfung existieren zahlreiche Beiträge aus den letzten Jahrzehnten. Häufig werden Zustandsregler eingesetzt, um lastseitige Schwingungen zu dämpfen, z.B. in [2], [5]. Da häufig nicht alle Zustände messbar sind, müssen Beobachter eingesetzt werden. Sind Beobachter und Zustandsregler korrekt eingestellt, dämpft dieses Verfahren zuverlässig lastseitige Schwingungen. Die Entwurfsschritte können allerdings sehr langwierig sein.

Eine weitere Methode, um lastseitige Schwingungen zu bedämpfen ist das Input-Shaping [2]. Dabei wird mit Hilfe der Schwingungsfrequenz und Dämpfung ein Shaper ausgelegt. Durch diesen Shaper wird das ursprüngliche Sollsignal geführt und es entsteht ein neues Sollsignal, welches die Schwingungsfrequenz des Systems nicht mehr anregt. Ist die Schwingungsfrequenz genau bekannt, kommt es theoretisch zur kompletten Auslöschung der Schwingung. Es existieren robuste Input-Shaping-Verfahren, die einen Fehler in der Frequenz zulassen, wodurch eine Rest-

schwingung bleibt. Prinzipbedingt ist das veränderte Sollsignal abhängig von der auftretenden Systemschwingung. Für den einfachsten Input-Shaper (Zero-Vibration-Shaper) ist die minimale Zeit für einen Arbeitspunktwechsel auf die halbe Periodendauer der Schwingung begrenzt. Bei robusten Input-Shapern (z.B. Zero-Vibration-Derivative) verlängert sich die Zeit auf eine Periodendauer.

Seit einigen Dekaden hat sich zur lastseitigen Schwingungsdämpfung zusätzlich die sog. flachheitsbasierte Vorsteuerung etabliert [8]. Damit ist es möglich, durch eine Art inverses Systemmodell die Schwingungen auf der Lastseite zu reduzieren. Der Arbeitspunktwechsel ist bei der flachheitsbasierten Vorsteuerung nicht abhängig von der auftretenden Schwingungsfrequenz. Allerdings sind die Voraussetzungen zum Entwurf solcher Vorsteuerung etwas komplexer. Näheres dazu wird in Abschnitt 2.1 beschrieben.

Ein Vergleich zwischen Input-Shaping und flachheitsbasierten Vorsteuerung ist beispielsweise in [10] erfolgt. Dabei wird beim flachheitsbasierten Entwurf statt einer Polynomtrajektorie eine Spline-Trajektorie eingesetzt, um Nachteile der Polynome zu egalisieren. Die Autoren kommen zu dem Ergebnis, dass bei ihrer Anwendung die Ergebnisse von Input-Shaping und flachheitsbasierter Vor-

steuerung nahezu identisch sind. Die Spline-Trajektorien sind allerdings rechenaufwendig und Grenzwerte sind nicht trivial zu berücksichtigen.

In diesem Beitrag wird daher ein Verfahren vorgestellt, mit dem dynamische trapezförmige Trajektorien zur Nutzung der flachheitsbasierten Vorsteuerung einfach berechnet werden können und gleichzeitig alle nötigen Randbedingungen eingehalten werden.

Der Beitrag gliedert sich wie folgt: Abschnitt 2 beschreibt kurz die Methoden zur flachheitsbasierten Vorsteuerung (Abschnitt 2.1) und zur verwendeten faltungsbasierten Trajektoriengenerierung (Abschnitt 2.2). In Abschnitt 3 wird der Teststand und dessen Modellierung erläutert. Die erzielten Ergebnisse sind Gegenstand von Abschnitt 4. Der Beitrag schließt mit einer Zusammenfassung (Abschnitt 5).

2 Methoden

2.1 Flachheitsbasierte Vorsteuerung

Ist ein System der Ordnung n differentiell flach, so existiert eine Transformation zwischen einem sog. flachen Ausgang \mathbf{y}_f des Systems (und dessen zeitlichen Ableitungen), dem Zustandsvektor \mathbf{x} und dem Systemeingang \mathbf{u} :

$$\mathbf{x} = \varphi_0 \left(\mathbf{y}_f, \dot{\mathbf{y}}_f, \dots, \mathbf{y}_f^{(n)} \right), \quad (1)$$

$$\mathbf{u} = \varphi_1 \left(\mathbf{y}_f, \dot{\mathbf{y}}_f, \dots, \mathbf{y}_f^{(n+1)} \right). \quad (2)$$

Wird ein Bewegungsprofil (inklusive der zeitlichen Ableitungen) für den flachen Ausgang vorgegeben, resultiert mittels der Funktionen φ_0, φ_1 der zeitliche Verlauf der Eingangsgröße sowie des gesamten Zustandsvektors. Wird eine schwingungsfreie Trajektorie für den flachen Ausgang geplant und das Schwingungsverhalten des Systems korrekt modelliert, so liefert die Transformation die dafür nötigen zeitlichen Verläufe für den Systemeingang \mathbf{u} und Zustandsvektor \mathbf{x} , sodass keine Schwingungen am flachen Ausgang entstehen.

Wie bereits in [4] beschrieben, hängt die Anzahl der nötigen zeitlichen Ableitungen von der Systemordnung ab. Im Falle eines Systems zweiter Ordnung wird wenigstens ein vierfach stetig differenzierbares Positionsprofil (C^4 Trajektorie) zum Einsatz der flachheitsbasierten Vorsteuerung empfohlen. Die Wahl der Trajektorie ist damit ein essentieller Schritt zur Ausnutzung der Vorteile der flachheitsbasierten Vorsteuerung. Aufgrund ihrer einfachen Berechnung und Berücksichtigung von Randbedingungen werden häufig Polynomprofile eingesetzt [8]. Allerdings können aufgrund dieser Randbedingungen Polynome sehr langsame Positionsprofile zur Folge haben. Ein weiterer Ansatz für differenzierbare Trajektorien zur flachheitsbasierten Vorsteuerung ist in [11] beschrieben, die sog. Gevrey-Funktionen. Diese Funktionen sind unendlich oft stetig differenzierbar und eignen sich daher für die Nutzung in der flachheitsbasierten Vorsteuerung. Allerdings ist für die Berechnung ein nicht triviales Integral zu lösen. Weiterhin sind andere geometrische Profile denkbar (z.B. Sinus-Quadrat), da diese auch unendlich oft stetig differenzierbar

sind. Hierbei müssen die Grenzwerte der zeitlichen Ableitungen iterativ überprüft werden.

Um die beschriebenen Nachteile zu kompensieren, wird ein faltungsbasiertes Verfahren zur Trajektorienberechnung nach [7] gewählt, welches im folgenden Abschnitt kurz beschrieben wird.

2.2 Faltungsbasierte Trajektoriengenerierung

Mit Hilfe der in [7] vorgestellten Methoden ist eine einfache Möglichkeit gegeben, Trapezprofile verschiedener Ordnung unter Berücksichtigung physikalischer Randbedingungen einfach zu generieren. Dabei findet eine sukzessive Anwendung der Faltungsoperation im Zeitbereich statt, um die Trajektorien zu berechnen. Der Algorithmus startet mit der Vorgabe der zu überwindenden Strecke Δs sowie der maximal möglichen Geschwindigkeit v_{\max} . Daraus bestimmt sich das erste Geschwindigkeitsprofil $v_0(t)$ wie folgt:

$$v_0(t) = \begin{cases} \operatorname{sgn}(\Delta s) v_{\max}, & 0 \leq t \leq t_0 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases}, \quad (3)$$

$$t_0 = \frac{|\Delta s|}{v_{\max}}. \quad (4)$$

Die erste Funktion $h_1(t)$ zur Faltung ist eine Rechteckfunktion, die wie folgt definiert ist:

$$h_1(t) = \begin{cases} 1/t_1, & 0 \leq t \leq t_1 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases}, \quad (5)$$

$$t_1 = \frac{v_{\max}}{a_{\max}}. \quad (6)$$

Die zeitliche Faltung zwischen $v_0(t)$ und $h_1(t)$ ergibt das neue Geschwindigkeitsprofil $v_1(t)$. Aufgrund der Eigenschaften der Faltungsoperationen ist das neue Geschwindigkeitsprofil im Zeitbereich $0 \leq t \leq t_0 + t_1$ ungleich null, die maximale Geschwindigkeit ist immer noch v_{\max} und der integrierte Weg von $v_1(t)$ ist Δs [7]. Das Geschwindigkeitsprofil $v_1(t)$ ist nun ein Trapezprofil mit der Beschleunigungszeit t_1 . Nach dem obigen Prinzip wird nun die nächste zu faltende Funktion $h_2(t)$ mit Hilfe der Zeit

$$t_2 = \frac{a_{\max}}{r_{\max}} \quad (7)$$

bestimmt, wobei r_{\max} der maximale Ruck ist. Wird nun erneut die Faltung von $h_2(t)$ und $v_1(t)$ durchgeführt, ergibt sich für $v_2(t)$ ein verschliffenes Trapezprofil (siehe **Bild 1**). Verallgemeinert können nun die Zeitbereiche t_k wie folgt bestimmt werden:

$$t_k = \frac{v_{\max}^{(k-1)}}{v_{\max}^{(k)}}, \quad k = 0, 1, \dots, n, \quad (8)$$

wobei $v_{\max}^{(k)}$ die zeitlichen Ableitungen der Maximalwerte repräsentiert und $v_{\max}^{(0)} = v_{\max}$ und $v_{\max}^{(-1)} = |\Delta s|$ gilt. Weiterhin muss für die Zeitbereiche laut [7] folgende Unglei-

chung gelten:

$$t_j \geq \sum_{k=j+1}^n t_k \quad \text{für} \quad j = 0, \dots, n. \quad (9)$$

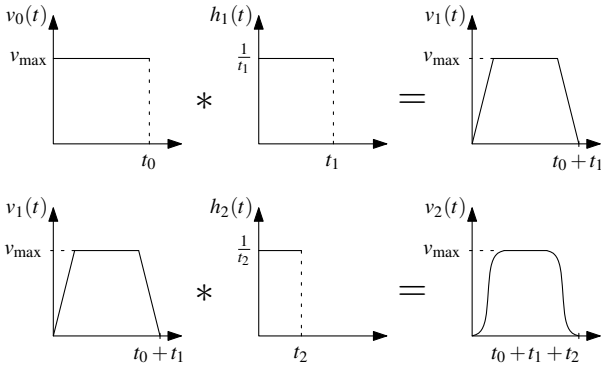


Bild 1 Schematische Darstellung der Trajektoriengenerierung mittels Faltungsoperationen

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass mit dieser Methode Trapezprofile in beliebiger Ordnung unter Angabe der Grenzwerte generiert werden können. Werden die Grenzwerte für $n = 2$ definiert, entsteht ein zwei-fach stetig differenzierbares Positionsprofil. Um eine physikalische Interpretierbarkeit der Grenzwerte zu gewährleisten, wird ein C^2 Profil mit Δs , v_{\max} , a_{\max} und der Zeit t_2 erstellt. Dabei ist t_2 durch (7) definiert und bezeichnet die Zeit zum Erreichen der maximalen Beschleunigung a_{\max} . Nach dem Verfahren sind für eine C^4 stetige Trajektorie die weiteren Grenzwerte $v_{\max}^{(3)}$ und $v_{\max}^{(4)}$ nötig. Äquivalent dazu werden hier die Zeiten t_3 und t_4 verwendet. Zur Berechnung der Faltungsoperationen wird die rekursive, zeitdiskrete Form aus [7] verwendet.

3 Prüfstand und Modellierung

3.1 Prüfstand

Zur Validierung der Verfahren dient ein experimenteller Prüfstand (siehe **Bild 2**). Das System besteht aus einem Riemenantrieb mit einer Lastmasse, die über eine Blattfeder mit dem Verfahrensschlitten befestigt ist. Die Linearachse wird direkt über einen Synchronmotor (MCS12L20, Fa. Lenze) angetrieben und mittels eines Servoumrichters (Servo Drive 9400 HighLine, Fa. Lenze) geregelt. Die interne Reglerstruktur des Servoumrichters besteht aus einer P/PI Kaskadenregelung für Motorposition und -geschwindigkeit (differenzierte, gefilterte Motorposition). Zusätzlich ist eine Geschwindigkeits- und Drehmomentenvorsteuerung möglich.

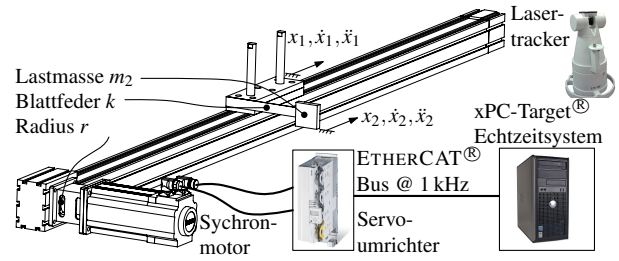


Bild 2 Struktur des Prüfstands bestehend aus einer Linearachse mit montierter Blattfeder, Synchronmotor, Servoumrichter, Lasertracker und Echtzeitrechner

Aufgrund des mechanischen und elektrischen Aufbaus besitzt der Prüfstand die folgenden physikalischen Grenzen: $s_{\max} = 1,7 \text{ m}$, $v_{\max} = 3,26 \text{ m s}^{-1}$ und $a_{\max} = 31,35 \text{ m s}^{-2}$. Zur Implementierung der flachheitsbasierten Vorsteuerung wird in diesem Beitrag ein Mathworks xPC-Target System genutzt (ähnlich zu [6]). Der Echtzeitrechner schickt Positions- und Geschwindigkeitssollwerte sowie Drehmomentvorsteuerungswerte in einem Takt von 1 kHz über eine echtzeitfähige EtherCAT Schnittstelle an den Servoumrichter.

Zur Beurteilung der lastseitigen Schwingungen wird ein Lasertracker (LTD700, Fa. Leica) verwendet. Die Genauigkeit liegt laut Herstellerangaben bei $\pm 25 \mu\text{m}$ und die Auflösung bei $1 \mu\text{m}$. Die lastseitige Position wird mit einer Abtastfrequenz von 100 Hz aufgezeichnet.

3.2 Modellierung

Ein Riemenantriebssystem besitzt eine wegabhängige Federsteifigkeit [9], die allerdings in diesem Aufbau über den gesamten Weg ca. 1000 mal größer als die lineare Federsteifigkeit der Blattfeder ist. Daher wird dieser nichtlineare Einfluss in der Modellierung vernachlässigt. Weiterhin wird auf die Modellierung der Eigendämpfung verzichtet, da die Abklingkonstante dieses Aufbaus sehr viel kleiner als eins ist. Mit diesen Annahmen kann das mechanische System als linearer Zweimassenschwinger mit Reibung modelliert werden. Die dynamischen Gleichungen ergeben sich daraus wie folgt:

$$\frac{M_M}{r} - F_R(\dot{x}_1) = m_1 \ddot{x}_1 + k(x_1 - x_2), \quad (10)$$

$$0 = m_2 \ddot{x}_2 - k(x_1 - x_2), \quad (11)$$

wobei M_M das Motormoment und r den Radius der Antriebsrolle darstellt. Die Reibkraft F_R am Schlitten wird durch Coulomb'sche (Parameter μ_c) und viskose (Parameter μ_v) Reibung modelliert (wie in [1]). Die übrigen Parameter sind die antriebsseitige Masse m_1 (inklusive umgerechneter Trägheiten von Motor und Umlenkrolle), die lastseitige Masse m_2 und die Federkonstante k der Blattfeder. Die Federkonstante wurde über einen Ausschwingversuch und der bekannten Masse m_2 bestimmt. Die Koeffizienten der Reibkraft wurden durch ein Least-Squares-Verfahren (wie in [1]) und des vereinfachten mechanischen Modells

$$\frac{M_M}{r} = (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + \underbrace{\mu_v \dot{x}_1 + \mu_c \operatorname{sgn}(\dot{x}_1)}_{F_R} \quad (12)$$

identifiziert.

Mit Hilfe des Zustandsvektors $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dot{x}_1, \dot{x}_2)^T$, dem messbaren Ausgang $y = x_1$ und dem Systemeingang $u = r^{-1} M_M$ werden (10) und (11) in folgende Zustandsraumdarstellung transformiert:

$$\dot{x}_1 = x_3, \quad (13)$$

$$\dot{x}_2 = x_4, \quad (14)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{u - F_R(x_3)}{m_1} - \frac{k}{m_1} (x_1 - x_2), \quad (15)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{k}{m_2} (x_1 - x_2), \quad (16)$$

$$y = x_1. \quad (17)$$

Wie bereits in [8] gezeigt, ist für solch ein System die Lastposition x_2 der flache Ausgang. Dies wird über die Berechnung dessen zeitlicher Ableitungen gezeigt:

$$\xi_1 = y_f = x_2, \quad (18)$$

$$\xi_2 = \dot{y}_f = \dot{x}_2 = x_4, \quad (19)$$

$$\xi_3 = \ddot{y}_f = \dot{x}_4 = \frac{k}{m_2} (x_1 - x_2), \quad (20)$$

$$\xi_4 = \dddot{y}_f = \frac{k}{m_2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = \frac{k}{m_2} (x_3 - x_4), \quad (21)$$

$$\xi_5 = \overset{(iv)}{y}_f = \frac{k}{m_2} (\dot{x}_3 - \dot{x}_4), \quad (22)$$

$$= f(u, x_1, x_2, m_1, m_2, k, F_R(x_3)). \quad (23)$$

Durch diesen Umstand können nun die Gleichungen (18) bis (21) nach dem Zustandsvektor aufgelöst werden:

$$x_1 = \Psi_1(\xi_1, \xi_3, m_2, k), \quad (24)$$

$$x_2 = \xi_1, \quad (25)$$

$$x_3 = \Psi_2(\xi_2, \xi_4, m_2, k), \quad (26)$$

$$x_4 = \xi_2. \quad (27)$$

Mit dem gefunden Zusammenhang (24) bis (27) und der Auflösung von Gleichung (23) nach dem Eingang u folgt:

$$u = \Psi_u(\xi_i, m_1, m_2, k, F_R(\xi_i, m_2, k)), \quad i = 1, \dots, 5. \quad (28)$$

Anhand von Gleichung (24) ist ersichtlich, dass sich mit Hilfe der Position und Beschleunigung des flachen Ausgangs (ξ_1, ξ_3) sowie der Funktion Ψ_1 und der Parameter m_2 und k die antriebsseitige Position x_1 berechnen lässt. Selbiges gilt für die antriebsseitige Geschwindigkeit x_3 (vgl. (26)) mit der Funktion Ψ_2 , den selben Parametern sowie der Geschwindigkeit und dem Ruck des flachen Ausgangs (ξ_2, ξ_4). Zur Berechnung des Eingangs u (vgl. (28)) benötigt die Funktion Ψ_u und zusätzlich den Parameter m_1 sowie die zeitliche Ableitung des Rucks des flachen Ausgangs (ξ_5).

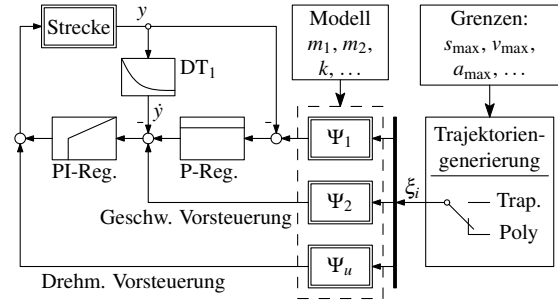


Bild 3 Struktur der Positionsregelung erweitert mit der flachheitsbasierten Vorsteuerung

Die klassische Reglerstruktur wird um die berechnete flachheitsbasierte Vorsteuerung aus Gleichung (24), (26) und (28) erweitert (siehe **Bild 3**). Zur Beurteilung der Ergebnisse wird als Vergleich die klassische Vorsteuerung mittels Geschwindigkeit und einfachem mechanischen Modell (12) verwendet.

4 Ergebnisse

Der Ergebnisteil gliedert sich wie folgt: In Abschnitt 4.1 werden zunächst die experimentellen Ergebnisse unter Verwendung der klassischen Polynomprofile präsentiert. Im sich anschließenden Abschnitt 4.2 werden die faltungs-basierten Trajektorien untersucht und die Unterschiede diskutiert.

Zum Vergleich werden mit jedem Trajektorientyp (Polynom oder faltungsbasiert) drei Positionierungen (P1, P2 und P3) durchgeführt:

- P1: C^2 Profil mit klassischer Vorsteuerung (vgl. (12))
- P2: wie P1, nur mit C^4 Profil
- P3: C^4 Profil mit flachheitsbasierter Vorsteuerung (vgl. (24), (26), (28) und Bild 3)

Alle drei Positionierungen besitzen den Endwert von 1,6 m und werden jeweils zehn mal wiederholt. Abschließend wird in Abschnitt 4.3 die Robustheit gegenüber Parametervariation beschrieben.

4.1 Polynomtrajektorien

Die Polynomkoeffizienten und die Verfahrzeit t_e eines C^2 Profils resultieren aus der maximalen Geschwindigkeit v_{\max} sowie aus den weiteren Randbedingungen für eine Rast-in-Rast Bewegung ($v(t=0) = v(t=t_e) = 0$ und $a(t=0) = a(t=t_e) = 0$) [3]. Für ein C^4 Profil müssen zwei weitere Ableitungen an Start und Zielposition null sein. Der Grad eines solchen C^4 Polynomprofils liegt daher bei neun. Mit den gegebenen Randbedingungen ergeben sich die Verfahrzeiten von 0,861 s (für C^2) und 1,130 s (für C^4). Durch die begrenzende maximale Geschwindigkeit erreichen beide Polynomprofile mit ca. 11 ms^{-2} nur ein Drittel der möglichen Beschleunigung.

Das Ausschwingverhalten der Lastmasse am Ende der Positionierbewegungen dient als Bewertungskriterium und ist für die Polynomprofile (C^2 und C^4) in **Bild 4** dargestellt.

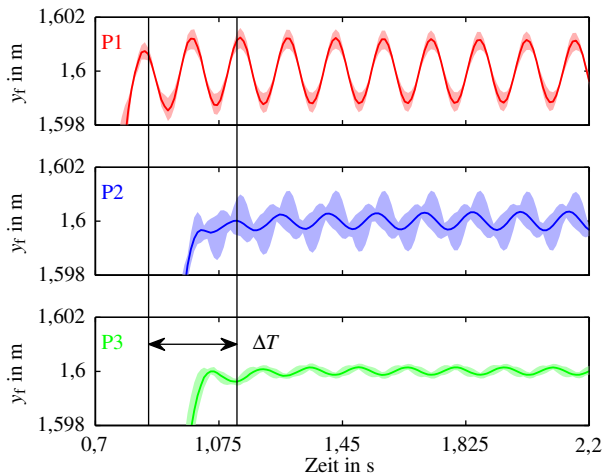


Bild 4 Ergebnisse der drei Positionierbewegungen (dicker gezeichnet: Mittelwert, dünner gezeichnet: Standardabweichung)

Ersichtlich ist, dass die erste Positionierbewegung (P1) die schnellste ist, aber auch die größten Vibrationen an der Lastmasse erzeugt (Spitze-Spitze Wert von ca. 2,47 mm). Die Standardabweichung über die zehn Versuche ist sehr klein (kleiner 0,5 mm). Wird die C^4 Trajektorie mit der klassischen Vorsteuerung (P2) verwendet, so ist zu erkennen, dass der Mittelwert der Schwingungen bereits reduziert wird (Spitze-Spitze Wert von ca. 0,69 mm). Die Standardabweichung ist gegenüber der C^2 Trajektorie höher, was auf einen höheren Einfluss von Reibung bei kleinen Geschwindigkeiten (z.B. pre sliding) zurückzuführen ist. In der Positionierung P3 wird die flachheitsbasierte Vorsteuerung und das C^4 Profil verwendet. Die auftretenden Lastschwingungen können weiter reduziert werden (Spitze-Spitze Wert von ca. 0,29 mm). Zusätzlich ist die Reproduzierbarkeit durch die flachheitsbasierte Vorsteuerung verbessert.

Durch die flachheitsbasierte Vorsteuerung und dem C^4 Polynomprofil werden die lastseitigen Schwingungen um ca. 88 % reduziert. Um den Vorteil der flachheitsbasierten Vorsteuerung zu nutzen, wird mit diesen Randbedingungen eine um 30 % höhere Verfahrdauer (siehe ΔT in Bild 4) akzeptiert. Im folgenden Abschnitt werden die faltungs-basierten Trajektorien untersucht.

4.2 Faltungs-basierte Trajektorien

Mit Hilfe der faltungs-basierten Trajektorien entsteht mehr Variabilität in der Generierung der Profile. Es wird ein Profil generiert, welches dem C^2 Polynomprofil in seiner Verfahrdauer ähnelt. Wie bereits in Abschnitt 2.2 beschrieben, ist für ein C^2 Profil zusätzlich zu Δs , v_{\max} und a_{\max} , die Zeit t_2 nötig. Um eine ähnliche Verfahrdauer wie beim C^2 Polynomprofil zu gewährleisten, wird $t_2 = 190$ ms gewählt. Damit eine C^4 Trajektorie entsteht, müssen die weiteren Zeiten t_3 und t_4 definiert werden. Wird t_2 beibehalten, so verlängert sich das C^4 Profil automatisch durch die Wahl von t_3 und t_4 . Um eine Vergleichbarkeit der Verfahrdauer zu gewährleisten, können die Zeiten t_2, \dots, t_4 unter Berücksichtigung der Ungleichung (9) beeinflusst werden. Die Zeiten werden daher wie folgt gewählt: $t_2 = 100$ ms, $t_3 = 60$ ms

und $t_4 = 30$ ms. Die Unterschiede in den beschriebenen Trajektorien (Polynom C^2 , faltungs-basiert C^2 und C^4) sind in Form der Beschleunigung und des Rucks in **Bild 5** dargestellt. Die Unterschiede in Position und Geschwindigkeit sind kaum erkennbar.

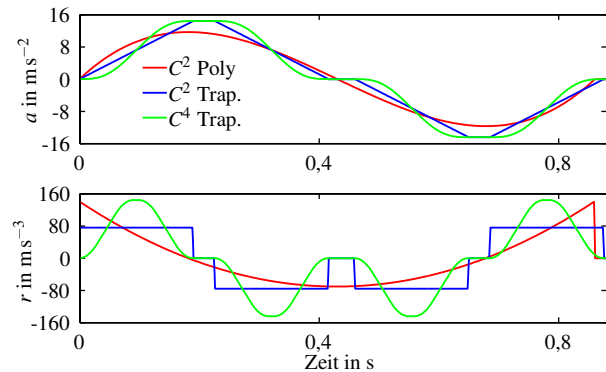


Bild 5 Vergleich des C^2 Polynomprofils (rot), C^2 und C^4 faltungs-basiert (blau, grün) in Beschleunigung und Ruck

Zunächst ist ersichtlich, dass die beiden faltungs-basierten Trajektorien eine höhere Beschleunigung, von ca. 14 ms^{-2} gegenüber dem Polynomprofil erreichen. Der kurzzeitig höhere Ruck beim faltungs-basierten C^4 Profil wird aufgrund der gleichbleibenden Verfahrdauer akzeptiert.

Erneut werden die lastseitigen Schwingungen mit den faltungs-basierten Trajektorien nach obigem Schema miteinander verglichen. Die Ergebnisse sind in **Bild 6** dargestellt.

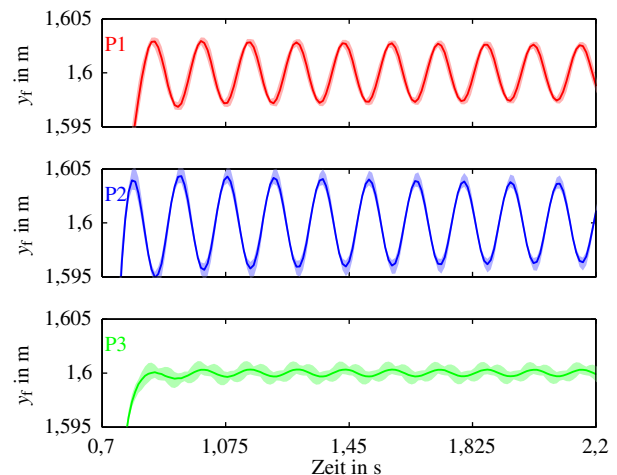


Bild 6 Ergebnisse der drei Positionierbewegungen (dicker gezeichnet: Mittelwert, dünner gezeichnet: Standardabweichung)

Es ist zu erkennen, dass die erste Positionierung (P1) eine ca. zwei mal so hohe Schwingung wie die C^2 Polynomtrajektorie aufweist. Dies ist den längeren Bereichen mit konstantem Ruck geschuldet. Die resultierenden lastseitigen Schwingungen unter Verwendung der zweiten Positionierbewegung (P2) sind hierbei noch höher, da aufgrund der gleichen Verfahrdauer ein höherer Ruck erforderlich ist. Wird aber die flachheitsbasierte Vorsteuerung mit vorherigem Profil verwendet (P3), kann die Schwingung deutlich reduziert werden.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass durch die flachheitsbasierte Vorsteuerung und die faltungs-basierte C^4

Trajektorie die lastseitigen Schwingungen gegenüber der faltungs-basierten C^2 Trajektorie um ca. 89 % geringer sind. Dennoch besitzen beide Trajektorien die gleiche Verfahrdauer und die C^4 Trajektorie weist sogar einen höheren Ruck auf. Im Vergleich zur C^2 Polynomtrajektorie wird die Schwingung um ca. 74 % reduziert und beide Trajektorien besitzen nahezu die gleiche Verfahzeit.

Aufgrund physikalischer Randbedingungen (z.B. maximale Geschwindigkeit) sind Polynomprofile häufig sehr langsam. Trotzdem erreichen sie mit Hilfe der flachheitsbasierten Vorsteuerung die geringsten Schwingungsamplituden. Wenn die Positionierzeit eine geringere Rolle als die Ausschwingamplitude spielt, sollten Polynomprofile verwendet werden. Wird eine kürzere Positionierzeit und gleichzeitig wenig Ausschwingamplitude gefordert, sollten die hier dargestellten Trapezprofile verwendet werden. Durch die schnellere Positionierzeit wird aber ein höherer Ruck im Antrieb in Kauf genommen. Hierbei ist daher je nach Anwendungsfall ein Kompromiss zu suchen.

4.3 Robustheit gegenüber Parametervariation

In diesem Abschnitt wird beispielhaft für eine Parameteränderung die in der Vorsteuerung eingestellte Federsteifigkeit verändert. Dabei werden nur zu große Werte der Federsteifigkeit angenommen, da zu niedrige Werte die Drehmomentgrenze des Prüfstands überschreiten. Die Auswirkung von vier unterschiedlichen Federsteifigkeiten sind in **Bild 7** dargestellt.

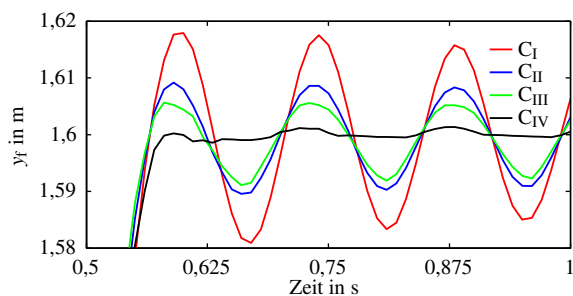


Bild 7 Ergebnis der Ausschwingamplitude bei unterschiedlichen Parameterwerten der Federsteifigkeit

Im mit C_I bezeichneten Fall handelt es sich um das vereinfachte mechanische Modell ohne die Modellierung der Federsteifigkeit. Die Fälle C_{II} und C_{III} bezeichnen jeweils eine um 100 % bzw. 50 % zu groß eingestellte Federsteifigkeit. Bei korrekt identifizierter Federsteifigkeit (C_{IV}) sind nahezu keine Schwingungen erkennbar. Im Falle von zu hoher Steifigkeit sind die auftretenden Schwingungen deutlich höher. Allerdings sind die Amplituden sogar bei doppelter Federsteifigkeit immer noch deutlich geringer als bei dem vereinfachten mechanischen Modell.

5 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird die Nutzung von Trapezprofilen höherer Ordnung in einer flachheitsbasierten Vorsteuerung zur Schwingungsreduktion vorgestellt. Damit ist beim verwendeten Beispielsystem eine Reduktion der lastsei-

tigen Schwingungsamplitude nach einem Bewegungsvorgang um 74 % möglich, verglichen mit einer gleich langen Polynomtrajektorie. Weitere Vorteile der Methode sind die gleichzeitige Einhaltung aller Systemgrenzwerte, die echtzeitfähige Berechnung der Trajektorien und die Robustheit gegen falsch eingestellte Parameter.

6 Literatur

- [1] ABDELLATIF, H. und B. HEIMANN: *On Compensation of Passive Joint Friction in Robotic Manipulators: Modeling, Detection and Identification*. In: *2006 IEEE International Conference on Control Applications*, Seiten 2510 – 2515, Oktober 2006.
- [2] BECKER, A. und J. GISSLER: *Reduktion von Schwingungen in elektromechanischen Antriebssystemen*. In: *Tagungsband SPS/IPC/Drives*, Nürnberg, November 2014. VDE Verlag.
- [3] BIAGIOTTI, L. und C. MELCHIORRI: *Trajectory planning for automatic machines and robots*. Springer, Berlin, 2008.
- [4] FLIESS, M., J. LEVINE und P. ROUCHON: *A simplified approach of crane control via a generalized state-space model*. In: *Proceedings of the 30th IEEE Conference on Decision and Control*, 1991, Seiten 736 – 741 vol.1, Dezember 1991.
- [5] GRÜNBAKER, E., J. WEISSBACHER und A. HOLZLEITNER: *Unterdrückung von Laststörungen in schwingfähigen Systemen unter der Verwendung virtueller Sensorik*. In: *Tagungsband SPS/IPC/Drives*, Nürnberg, November 2013. VDE Verlag.
- [6] HANSEN, C., J. KOTLARSKI und T. ORTMAIER: *Experimental validation of advanced minimum energy robot trajectory optimization*. In: *2013 16th International Conference on Advanced Robotics (ICAR)*, Seiten 1 – 8, November 2013.
- [7] LEE, G., J. KIM und Y. CHOI: *Convolution-Based Trajectory Generation Methods Using Physical System Limits*. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 135(1), Oktober 2012.
- [8] LEVINE, J.: *Analysis and Control of Nonlinear Systems*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2009.
- [9] PERNEDER, R.: *Handbuch Zahnriementchnik*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2009.
- [10] POST, B. K., A. MARIUZZA, W. J. BOOK und W. SINGHOSE: *Flatness-Based Control of Flexible Motion Systems*. In: *ASME Dynamic Systems and Control Conference*, Seiten 843 – 850, Arlington, Virginia, Januar 2011.
- [11] RUDOLPH, J.: *Flatness Based Control of Distributed Parameter Systems*. Steuerungs- und Regelungstechnik. Shaker, 2003.

Probabilistische Berechnung von Zeitreserven

Probabilistic computation of time-based criticality measures

Dr. Andreas von Eichhorn, BMW Group, 80788 München, andreas.an.eichhorn@bmw.de

Dr. Peter Zahn, BMW Forschung und Technik, 80992 München, peter.zahn@bmw.de

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

Kurzfassung

Die Bewertung der Kritikalität von Fahrsituationen erfolgt in vielen Fahrerassistenzsystemen anhand zeitbasierter Größen, wie beispielsweise der Time-to-crash oder der Reaktionszeitreserve. In vielen Fällen können die Zustände, die für die Berechnung benötigt werden, nicht exakt bestimmt werden. Dieser Aspekt ist insbesondere bei Car-2-X Anwendungen relevant. Hier lokalisieren sich die Fahrzeuge satellitengestützt, z.B. über GPS, und übertragen ihre Position drahtlos an die umgebenden Verkehrsteilnehmer. Aufgrund der Unsicherheiten bei der Lokalisierung kann auch die Kritikalität nur mit einer variierenden Genauigkeit bestimmt werden. Dieser Beitrag betrachtet echtzeitfähige Methoden zur Approximation der Wahrscheinlichkeitsverteilung von Zeitreserven am Beispiel der Zeitlücke. Es wird der Umgang mit zwei problemspezifischen Herausforderungen behandelt: Dem eingeschränkten Definitionsbereich sowie der nichtlinearen Transformation von Wahrscheinlichkeitsdichten bei der Berechnung von Zeitreserven. Hierbei findet die Methode der skalierten Unscented Transformation Anwendung, welche mittels Monte-Carlo-Simulation evaluiert wird.

Abstract

In many Advanced Driver Assistance Systems criticality is assessed by time-based measures, for example by the time-to-crash or the remaining reaction time for the driver. In many cases the states which are required for calculation cannot be measured exactly. This is of particular relevance for applications based on Vehicle-2-X communications. Here vehicles determine their position with satellite based systems like GPS and transmit it via wireless communication to surrounding traffic participants. As a result of the uncertainty in localization the criticality can only be determined with varying precision. This contribution considers real-time capable methods for the approximation of the probability density of time-based measures based on the example of the time gap. Therefore it has to be dealt with two specific issues: The limited domain of definition as well as the nonlinear transformation of probability densities when calculating time-based measures. The method of the scaled Unscented Transform is applied and evaluated using the Monte-Carlo method.

1 Einleitung

Moderne Assistenzsysteme sind in der Lage, kritische Fahrsituationen zu erkennen und im Falle einer drohenden Kollision durch einen geeigneten Eingriff die Schwere der Kollisionsfolgen zu mindern oder die Kollision vollständig zu vermeiden. Die Bewertung der Kritikalität einer Fahrsituation erfolgt häufig anhand zeitbasierter Größen. Bekannte Beispiele sind die Time-to-crash (TTC) oder die Reaktionszeitreserve Time-to-React (TTR) (vgl. u.a. [3, 8]).

In vielen Fällen können die Eingangsgrößen, die für die Berechnung dieser Größen benötigt werden, nicht exakt ermittelt werden. Insbesondere bei Anwendungen, die auf der drahtlosen Kommunikation zwischen Fahrzeugen (Car-2-X) basieren, spielt dieser Aspekt eine entscheidende Rolle. Für diese Anwendungen ist die Lokalisierung in einem globalen Koordinatensystem notwendig, welche häufig satellitengestützt über GNSS-Dienste wie z.B. GPS erfolgt. Aufgrund der Unsicherheiten bei der Lokalisierung kann auch die Kritikalität nur mit einer beschränkten Genauigkeit bestimmt werden. Erschwerend kommt hinzu, dass der Grad der Ungenauigkeit variieren kann und u.a. von

dem Lokalisierungssystem selbst oder von orts- und zeitabhängigen Einflussgrößen abhängt. Ein bekannte Herausforderung sind Straßenschluchten, in welchen wegen der Abschattungen durch Gebäude weniger Satelliten zur Lokalisierung zur Verfügung stehen.

Aber nicht nur bei der satellitengestützten Lokalisierung ist mit variierenden Unsicherheiten zu rechnen. Auch bei der Fusion mehrerer Sensoren muss mit einer variierenden Genauigkeit bei der Erfassung von Objekten gerechnet werden, je nachdem von welchem Sensor ein Objekt erfasst wird. In beiden Fällen kann das Ausmaß der Unsicherheit anhand von a-priori Informationen abgeschätzt werden, z.B. anhand der Anzahl der verfügbaren Satelliten oder der bekannten Sensoreigenschaften.

Um die aus der Messung resultierenden Ungenauigkeiten bei einem Systemeingriff zu berücksichtigen, werden die Messwerte als Normalverteilung mit bekanntem Erwartungswert und Standardabweichung modelliert (Abbildung 1, linke Seite). Die Berechnung der Zeitreserven durch eine nichtlineare Funktion f stellt eine Transformation der Eingangsdaten dar. Somit können auch die Zeitreserven durch eine im Allgemeinen nicht normalverteilten

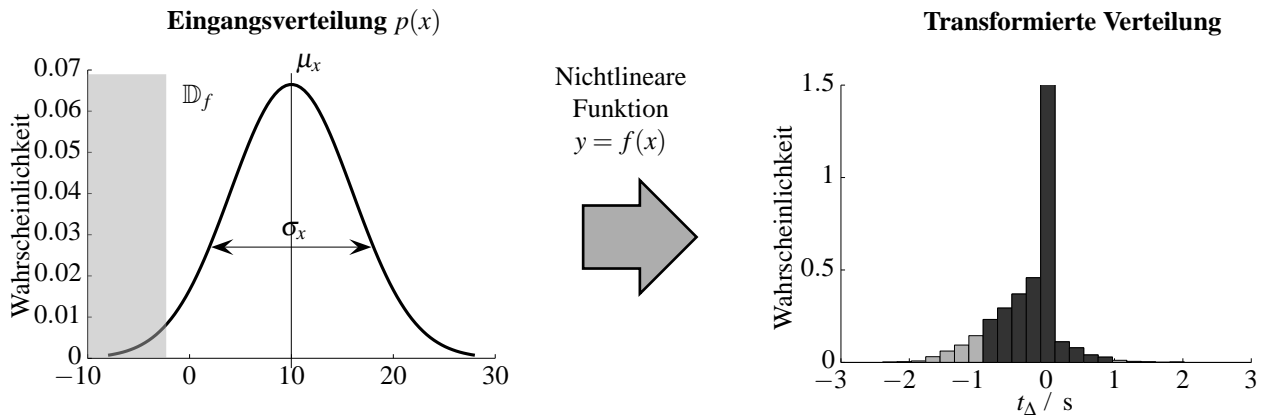


Abbildung 1 Transformation der Verteilung der Eingangsdaten durch eine nichtlineare Funktion.

Wahrscheinlichkeitsverteilung beschrieben werden (Abbildung 1, rechte Seite). Um eine echtzeitfähige Berechnung dieser resultierenden Verteilung zu ermöglichen wird auf eine Approximationslösung zurückgegriffen. In der Literatur wird für diesen Zweck häufig die Methode der "Unscented Transformation" (UT) angewendet [1, 5]. Hierbei wird die Funktion f im Erwartungswert und an mehreren Stützstellen in dessen Umgebung ausgewertet.

Die Berechnung von Zeitreserven ist mit Singularitäten verbunden, wie in Abschnitt 2 noch deutlich wird. Mit anderen Worten besitzt f einen eingeschränkten Definitionsbereich (in Abbildung 1, linke Seite, grau dargestellt). Basierend auf einer derartigen Funktion f kann die ursprüngliche Ausprägung der UT nicht angewendet werden, da nicht sichergestellt werden kann, dass alle Auswertung von f definiert sind. Einen Ausweg bietet die sogenannte skalierte UT, welche in diesem Beitrag angewendet wird.

Der weitere Verlauf dieses Beitrags gliedert sich wie folgt: Zunächst wird in Abschnitt 2 die Zeitlücke eingeführt, als Beispiel für ein zeitbasiertes Kriterium zur Bewertung der Kritikalität von Kreuzungssituationen. In Abschnitt 3 wird beschrieben, wie die Anwendung dieses Kriteriums auch bei unsicheren Eingangsdaten möglich wird. Anschließend wird in Abschnitt 4 betrachtet, wie mit Hilfe der skalierten UT die hierfür benötigte Wahrscheinlichkeitsverteilung der Zeitlücke bestimmt wird. Abschnitt 5 fasst die Ergebnisse zusammen.

2 Bewertung der Kritikalität

Die Bewertung der Kritikalität erfolgt anhand der in Abbildung 2 dargestellten Kreuzungssituation. Die Abbildung zeigt das Ego- und Fremdfahrzeug. Für beide Fahrzeuge wird anhand des aktuellen Bewegungszustands eine Bahn vorhergesagt, auch Fahrschlauch genannt. Die Schnittfläche der Bahnkurven wird als Kollisionsbereich bezeichnet und ist in der Abbildung grau gekennzeichnet.

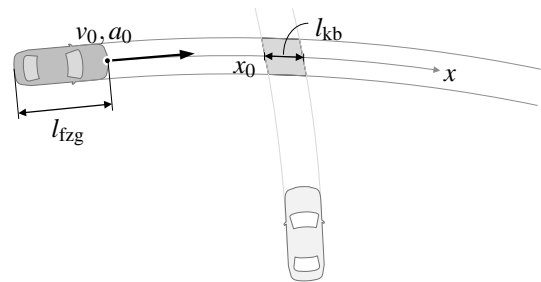


Abbildung 2 Schematische Darstellung zweier kreuzender Fahrzeuge mit den Zuständen eines Fahrzeugs, die zur Ermittlung der Zeitlücke t_{Δ} benötigt werden.

Die Verkehrsteilnehmer passieren den Kollisionsbereich in einer zeitlichen Abfolge. Der zeitliche Unterschied, um den sich die Verkehrsteilnehmer verpassen, wird als Zeitlücke t_{Δ} bezeichnet. Dabei gilt es zwischen der tatsächlichen und der prädizierten Zeitlücke zu unterscheiden. Erstgenannte Größe wird im Nachgang zu einer sich real ereigneten Situation bestimmt und eignet sich deshalb nicht als Eingriffskriterium für ein Assistenzsystem. Zweitgenannte Größe wird im Vorfeld durch Annahmen über die zukünftige Bewegung der Verkehrsteilnehmer bestimmt und wird hier betrachtet.

Eine Zeitlücke von 0s entspricht einer Kollision. Neben tatsächlichen Kollisionen mit anderen Verkehrsteilnehmern werden hier auch Situationen mit $|t_{\Delta}| > 0$ als kritisch erachtet, aus zwei Gründen: Einerseits, da die tatsächliche Bewegung der Verkehrsteilnehmer von der angenommen abweichen kann. Dann weicht auch die tatsächliche von der prädizierten Zeitlücke ab und fällt in ungünstigen Fällen betragsmäßig kleiner aus. Andererseits werden im allgemeinen Verständnis auch Beinahe-Kollisionen als kritisch erachtet und sollten im Straßenverkehr vermieden werden. Ein Eingriff durch ein Fahrerassistenzsystem in Form einer Warnung oder eines Bremseneingriffs kann somit schon dann als sinnvoll erachtet werden, wenn der Betrag der prädizierten Zeitlücke einen gewissen Schwellwert $t_{\Delta, \min}$ unterschreitet.

Die Zeitlücke t_{Δ} ermittelt sich aus den insgesamt vier prädizierten Ein- und Austrittszeiten der beider Fahrzeuge in

den Konfliktbereich. Es wird für beiden Fahrzeuge die Annahme einer konstant beschleunigten Bewegung in Längsrichtung getroffen. Dies führt zu einer quadratischen Bewegungsgleichung mit zwei ggf. komplexwertigen Lösungen. Die Eintrittszeit in den Konfliktbereich t_{ein} ist die größere der Lösungen, die die Nebenbedingung einer positiven Initialgeschwindigkeit erfüllt. Sie bestimmt sich nach

$$t_{\text{ein}} = \frac{1}{a_0} \underbrace{\left(-v_0 + \sqrt{v_0^2 + 2a_0 x_0} \right)}_{=: f_t(x_0, v_0, a_0)}. \quad (1)$$

Dabei bezeichnet x_0 den Abstand der Fahrzeugfront zum Konfliktbereich, welcher vor dem Erreichen des Konfliktbereichs als positiv definiert wird. Die Größen v_0 bzw. a_0 bezeichnen die aktuelle Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung in Längsrichtung (siehe auch Abbildung 2). Werden die Zustandsgrößen des Egofahrzeugs eingesetzt, ergibt sich die Eintrittszeit des Egofahrzeugs $t_{\text{ego,ein}}$, analog dazu lässt sich die Eintrittszeit $t_{\text{obj,ein}}$ des Fremdfahrzeugs ermitteln.

Die Austrittszeit t_{aus} aus dem Konfliktbereich bestimmt sich analog zu t_{ein} , mit dem Unterschied, dass der Fahrschlauch des Fremdfahrzeugs nun mit der gesamten Fahrzeuglänge l_{fzg} durchquert wird. Weiter bezeichnet l_{kb} die Strecke, die zusätzlich zu x_0 zurückgelegt werden muss, um den Fahrschlauch des jeweils anderen Fahrzeugs zu verlassen (siehe Abbildung 2). Die Austrittszeit ergibt sich dann zu

$$t_{\text{aus}} = f_t(x_{\text{aus}}, v_0, a_0) \quad (2)$$

mit f_t nach (1) und

$$x_{\text{aus}} = x_0 + l_{\text{fzg}} + l_{\text{kb}}. \quad (3)$$

Erneut lässt sich die beiden Austrittszeiten $t_{\text{ego,aus}}$ und $t_{\text{obj,aus}}$ für Ego- und Fremdfahrzeug durch Einsetzen der jeweiligen Zustandsgrößen bestimmen.

Die Zeitlücke wird dann als Null definiert, wenn sich beide Fahrzeuge zu einem beliebigen zukünftigen Zeitpunkt gleichzeitig im Kollisionsbereich aufhalten. Andernfalls wird sie aus der Differenz aus der Austrittszeit des ersten und der Eintrittszeit des zweiten Fahrzeugs bestimmt. Die Differenz wird hier derart gebildet, dass sie positiv ist, wenn das Egofahrzeug den Konfliktbereich nach dem Fremdfahrzeug erreicht.

Aus der Berechnung der Ein- und Austrittszeiten geht hervor, dass jede der vier betrachteten Zeiten komplexwertig sein kann. Dies entspricht anschaulich gesprochen dem Fall, dass ein Fahrzeug vor oder in dem Konfliktbereich zum Stillstand kommt. Die Zeitlücke t_{Δ} ist nur dann definiert, wenn beide Fahrzeuge den Konfliktbereich erreichen, also wenn beide Eintrittszeiten reell sind. Die Austrittszeiten hingegen können komplexwertig sein: Kommt ein Fahrzeug innerhalb des Konfliktbereichs zum Stillstand, ist die Zeitlücke genau dann reell und von Null verschieden, wenn das jeweils andere Fahrzeug den Konfliktbereich verlassen hat, bevor das betrachtete Fahrzeug eintritt. Andernfalls wird t_{Δ} zu Null, ebenso wie für den Fall, dass beide Austrittszeiten komplexwertig sind.

Legt man diese Überlegungen zu Grunde, ergibt sich die Zeitlücke t_{Δ} auf der Definitionsmenge $\mathbb{D}_{t_{\Delta}}$ mit folgender Fallunterscheidung

$$t_{\Delta} = \begin{cases} t_{\text{ego,ein}} - t_{\text{obj,aus}}, & \text{if } t_{\text{obj,aus}} \in \mathbb{R}, t_{\text{ego,ein}} > t_{\text{obj,aus}} \\ t_{\text{ego,aus}} - t_{\text{obj,ein}}, & \text{if } t_{\text{ego,aus}} \in \mathbb{R}, t_{\text{obj,ein}} > t_{\text{ego,aus}} \\ 0, & \text{sonst,} \end{cases} \quad (4)$$

$$\mathbb{D}_{t_{\Delta}} = \{ \{t_{\text{ego,ein}}, t_{\text{obj,ein}}\} \in \mathbb{R}^2, \{t_{\text{ego,aus}}, t_{\text{obj,aus}}\} \in \mathbb{C}^2 \}.$$

Durch den Vergleich des Betrags der Zeitlücke mit einem Schwellwert $t_{\Delta, \text{min}} \geq 0$ kann geprüft werden, ob die beiden Fahrzeuge auf Kollisionskurs sind. Dies stellt eine Voraussetzung für die Existenz der eingangs beschriebenen Kriterien TTC oder TTR dar.

3 Probabilistische Betrachtung

Im Folgenden wird betrachtet, wie mit Hilfe der Zeitlücke eine Situation bewertet werden kann, auch dann, wenn die Eingangsdaten nicht exakt bekannt sind. Auch wenn sich die weiteren Betrachtungen auf die Zeitlücke beschränken, kann das nun beschriebene Vorgehen in analoger Weise verwendet werden, um die Verteilung von komplexeren Kriterien wie z.B. der TTC oder TTR zu ermitteln.

3.1 Modellierung der Unsicherheiten

Um die aus der Messung resultierenden Unsicherheiten zu berücksichtigen wird angenommen, dass der Abstand zum Konfliktbereich x_0 von Ego- und Fremdfahrzeug nicht exakt bekannt ist. Die Fehler in der Messung werden als voneinander unabhängige, mittelwertfreie Normalverteilungen modelliert. Für die Abstände lautet der Vektor der Erwartungswerte $\boldsymbol{\mu}_x$ und die Kovarianzmatrix $\boldsymbol{\Sigma}_x$ somit

$$\boldsymbol{\mu}_x = (x_{\text{ego},0}, x_{\text{obj},0})^T \quad (5)$$

$$\boldsymbol{\Sigma}_x = \begin{pmatrix} \sigma_{\text{ego},x}^2 & 0 \\ 0 & \sigma_{\text{obj},x}^2 \end{pmatrix} \quad (6)$$

Nun lässt sich für den Abstand x_0 derjenige Bereich bestimmen, in welchem eine gültige Funktionsauswertung möglich ist. Für die Eintrittszeit t_{ein} lautet dieser

$$\mathbb{D}_{t_{\text{ein}}} = \begin{cases} [-\frac{1}{2} \frac{v_0^2}{a_0}, \infty), & \text{wenn } a_0 > 0 \\ (-\infty, -\frac{1}{2} \frac{v_0^2}{a_0}], & \text{wenn } a_0 < 0. \end{cases} \quad (7)$$

Aus Anwendungssicht ist besonders der Bereich positiver Abstände relevant, wenn sich ein Fahrzeug vor der Kreuzung befindet. In (7) zeigt sich, dass positive Abstände bei positiver Beschleunigung a_0 vollständig enthalten sind. Diese werden umso weiter eingeschränkt, je weiter die Beschleunigung im Negativen liegt.

3.2 Eingriffskriterium

Bei der deterministischen Betrachtung ist eine notwendige Voraussetzung für das Vorliegen einer kritischen Situation, dass der Betrag der Zeitlücke einen vordefinierten Schwell-

wert $t_{\Delta,\min}$ unterschreitet

$$|t_{\Delta}| < t_{\Delta,\min}. \quad (8)$$

In der Gegenwart von Unsicherheiten kann die Zeitlücke nicht exakt bestimmt werden, stattdessen liegt sie als Wahrscheinlichkeitsverteilung vor. Um diese Unsicherheiten zu berücksichtigen, wird bei der probabilistischen Betrachtung gefordert, dass das Unterschreiten der Schwelle mit einer Mindestsicherheit p_{conf} erkannt wird [6]

$$p(|t_{\Delta}| < t_{\Delta,\min}) > p_{\text{conf}}. \quad (9)$$

Für die probabilistische Bewertung muss also die Verteilung von t_{Δ} bestimmt werden. Diese geht aus der Transformation der Unsicherheiten aus Abschnitt 3.1 durch die Funktion (4) hervor. Obwohl hier mit der Zeitlücke ein vergleichsweise einfaches Kriterium betrachtet wird, weist dieses bereits mehrere nichtlineare Eigenschaften auf: Es besitzt einen eingeschränkten Definitionsbereich, ist auf diesem abschnittsweise definiert (vgl. (4)) und enthält nichtlineare Terme (vgl. (1)). Diese Eigenschaften müssen bei der probabilistischen Betrachtung mit geeigneten Maßnahmen berücksichtigt werden.

Bei dem vorliegenden Problem ist die Forderung (9) folglich nicht vollständig. Aufgrund des beschränkten Definitionsbereichs muss zusätzlich gefordert werden, dass die Zeitlücke definiert ist. Dies führt zu

$$p(|t_{\Delta}| \leq t_{\Delta,\min}, t_{\Delta} \in \mathbb{R}) > p_{\text{conf}}. \quad (10)$$

Unter Anwendung des Satz von Bayes lässt sich die linke Seite von (10) in zwei Faktoren aufteilen, welche getrennt voneinander bestimmt werden können

$$\underbrace{p(t_{\Delta} \in \mathbb{R})}_{p_1} \cdot \underbrace{p(|t_{\Delta}| \leq t_{\Delta,\min} | t_{\Delta} \in \mathbb{R})}_{p_2}. \quad (11)$$

Die beiden Faktoren p_1 und p_2 finden sich in Abbildung 1 wieder: Der erste Faktor p_1 entspricht dem Anteil der Verteilung der Eingangsdaten, der sich im Definitionsbereich befindet und somit außerhalb des grau skizzierten Bereichs. Der zweite Faktor p_2 entspricht dem Anteil der resultierenden Verteilung auf der rechten Seite, der in einem definierten Intervall liegt und entspricht dem dunkelgrauen Anteil des Histogramms.

Der Faktor p_1 lässt sich anhand der bekannten Verteilung der Eingangsdaten bestimmen. Die Zeitlücke ist dann definiert, wenn Eintrittszeiten von Ego- und Fremdfahrzeug reell sind, also bei nicht negativen Termen unter der Wurzel von (1)

$$p_1 = p(t_{\text{ego,ein}} \in \mathbb{R}, t_{\text{obj,ein}} \in \mathbb{R}) \quad (12)$$

$$= p((v_{\text{ego},0}^2 + 2a_{\text{ego},0}x_{\text{ego},0} \geq 0), \\ (v_{\text{obj},0}^2 + 2a_{\text{obj},0}x_{\text{obj},0} \geq 0)). \quad (13)$$

Unter der Annahme der statistischen Unabhängigkeit des Messfehlers von $x_{\text{ego},0}$ und $x_{\text{obj},0}$ können die beiden Faktoren für das Ego- und Fremdfahrzeug getrennt voneinander in analoger Art und Weise bestimmt werden. Für das Bei-

spiel des Egofahrzeugs und $a_{\text{ego},0} < 0$ führt dies zu

$$p(v_{\text{ego},0}^2 + 2a_{\text{ego},0}x_{\text{ego},0} \geq 0) = \\ \Phi\left(-\frac{1}{2} \frac{v_0^2}{a_0} \mid x_{\text{ego},0}, \sigma_{\text{ego},x}^2\right). \quad (14)$$

Dabei bezeichnet $\Phi(x|\mu, \sigma^2)$ die kumulative Verteilungsfunktion der Normalverteilung, die sich aus dem Integral über die normalverteilte Wahrscheinlichkeitsdichte mit Erwartungswert μ und Varianz σ^2 ergibt

$$\Phi(x|\mu, \sigma^2) = \int_{-\infty}^x \mathcal{N}(z|\mu, \sigma^2) dz. \quad (15)$$

Für die Auswertung von $\Phi(x|\mu, \sigma^2)$ existieren effiziente Implementierungen.

Die Ermittlung des Faktors p_2 aus (11) gestaltet sich aufwändiger, da dieser von der resultierenden Verteilung abhängt. Als Folge der Fallunterscheidung in (4) lässt sich diese nur schlecht durch eine einzelne Normalverteilung approximieren, wie auch die Betrachtung der rechten Seite von Abbildung 1 anschaulich verdeutlicht. Es ist hilfreich, zunächst die komplementäre Wahrscheinlichkeit von p_2 zu betrachten und diese anschließend in einen (echt) positiven und negativen Abschnitt $t_{\Delta,p}$ bzw. $t_{\Delta,n}$ aufzuteilen, um die Betragsklammern aufzulösen

$$p_2 = 1 - p(|t_{\Delta}| > t_{\Delta,\min}) \quad (16)$$

$$= 1 - p(t_{\Delta,n} < -t_{\Delta,\min}) - p(t_{\Delta,p} > t_{\Delta,\min}). \quad (17)$$

Aus der Definition in (4) wird ersichtlich, dass die Zeitlücke immer nur dann (echt) positiv bzw. negativ ist, wenn entweder der erste bzw. der zweite Fall der Fallunterscheidung eintritt. Die beiden Verteilungen $t_{\Delta,p}$ und $t_{\Delta,n}$ werden nun getrennt voneinander mit der Methode der skalierten UT bestimmt. Die transformierende Funktion ist der jeweilige Fall der Fallunterscheidung.

4 Approximation der transformierten Verteilung

Die Unscented Transformation ermöglicht es, die Eigenschaften einer Verteilung zu approximieren, wenn diese durch eine nichtlineare Funktion f transformiert wird. Die UT findet u.a. im sogenannten Unscented Kalman Filter Anwendung [5], welcher den konventionellen Kalman Filter für nichtlineare Systeme erweitert. In dieser, wie in vielen weiteren Anwendungen, wird die ursprüngliche Verteilung häufig durch die ersten beiden zentralen Momente charakterisiert, in Form des Vektors der Erwartungswerte μ_x und der Kovarianzmatrix Σ_x . Es ist das Ziel, die entsprechenden Größen μ_y bzw. Σ_y der resultierenden Verteilung zu schätzen.

In Anlehnung an [5] besteht die UT aus den folgenden Schritten:

1. Bestimmen der Sigmapunkte \mathbf{x}_i , auch Integrationsstützpunkte genannt.
2. Auswerten der Funktion f an den Sigmapunkten.
3. Bestimmen der Gewichtungsfaktoren w_i .

4. Bestimmen von Erwartungswert und Standardabweichung der resultierenden Verteilung durch Bilden von gewichteten Summen aus Gewichtungsfaktoren w_i und Funktionsauswertungen $f(\mathbf{x}_i)$.

In einer gebräuchlichen Form der UT werden $2d + 1$ Sigmapunkte verwendet, wobei d der Anzahl der unsicheren Zustände entspricht,

$$d = \dim(\boldsymbol{\mu}) \quad (18)$$

Einer der Sigmapunkte \mathbf{x}_0 wird so gewählt, dass seine Lage mit dem Erwartungswert $\boldsymbol{\mu}_x$ überein stimmt. Die weiteren Sigmapunkte werden in Abhängigkeit der Kovarianzmatrix symmetrisch auf beiden Seiten des Erwartungswerts platziert. Hierbei kann nicht sichergestellt werden, ob alle Sigmapunkte innerhalb des Definitionsbereichs liegen.

4.1 Skalierte UT

Die skalierte UT (vgl. [4]) erweitert das Vorgehen der UT dahingehend, dass die Entfernung der Sigmapunkte vom Erwartungswert durch einen skalaren Faktor u beeinflusst werden kann. Die Lage des zentralen Sigmapunkts \mathbf{x}_0 bleibt davon unberührt. Eine gebräuchliche Konfiguration für die weiteren $2d$ Punkte lautet in der Generator-Notation von Lerner [7]

$$\mathbf{x}_i = \mathbf{A}[\pm u] + \boldsymbol{\mu}_x, \quad i = 1, \dots, 2d \quad (19)$$

Hierbei ist \mathbf{A} die Cholesky-Zerlegung der Kovarianzmatrix $\boldsymbol{\Sigma}_x$ und $[\pm u]$ der sogenannte Generator, der die Stützpunkte an den Stellen $\pm u$ der Koordinatenachse platziert. Ausgeschrieben führt dies zu folgender Punktmenge

$$\begin{aligned} [\pm u] &= \{\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_{2d}\} = \\ &= \{(+u, 0, \dots)^T, (-u, 0, \dots)^T, \\ &\quad (0, +u, \dots)^T, (0, -u, \dots)^T, \dots, \\ &\quad (0, \dots, 0, -u)^T\}. \end{aligned} \quad (20)$$

Die Funktionsauswertungen an den Stützstellen \mathbf{x}_i werden mit y_i bezeichnet

$$y_i = f(\mathbf{x}_i), \quad i = 0, \dots, 2d. \quad (21)$$

Die Gewichtungsfaktoren w_i ergeben sich zu

$$w_0 = 1 - \frac{d}{u^2} \quad (22)$$

$$w_i = \frac{1}{2u^2}, \quad i = 1, \dots, 2d \quad (23)$$

Damit werden die ersten beiden zentralen Momente der resultierenden Verteilung wie folgt approximiert

$$\mu_y = \sum_{i=0}^{2d} w_i y_i \quad (24)$$

$$\sigma_y^2 = \sum_{i=0}^{2d} w_i y_i^2 - \mu_y^2. \quad (25)$$

4.2 Wahl des Skalierungsfaktors

Wie oben beschrieben, besitzt die skalierte UT den Freiheitsgrad u zur Skalierung der Sigmapunkte. Umso größer u gewählt wird, desto weiter entfernen sich die Sigmapunkte

von dem Erwartungswert $\boldsymbol{\mu}_x$. In der Literatur werden unterschiedliche Vorschläge für eine geeignete Parametrierung von u diskutiert: In [5] wird $u = \sqrt{3}$ vorgeschlagen, da dadurch unter gewissen Annahmen höhere Momente der resultierenden Verteilung besser geschätzt werden. Hingegen wird bei [7] argumentiert, dass die Güte der Approximation für eine bestimmten Wahl von u von den Eigenschaften der Funktion f abhängt, weshalb keine allgemeingültige, beste Wahl für u bestimmt werden kann. In der vorliegenden Arbeit soll der Freiheitsgrad durch den Parameter u dazu genutzt werden, um sicherzustellen, dass sämtliche Auswertung von f gültig sind.

Es wird dazu der größtmögliche Wert des Skalierungsfaktors u_{\max} gesucht, für welchen alle Stützpunkte innerhalb des Definitionsbereichs liegen. Diese Forderung lässt sich als Optimierungsproblem formulieren:

$$\begin{aligned} u_{\max} &= \text{Maximiere } u \\ &\text{unter der Nebenbedingung } \mathbf{x}_i \in \mathbb{D}_f \end{aligned}$$

Für das Beispiel der Zeitlücke lässt sich dieses im Allgemeinen nichtlineare Optimierungsproblem analytisch lösen. Unter Verwendung des Definitionsbereichs aus (7) in Kombination mit (19) ergibt sich der maximal zulässige Wert x_{\max} für den Abstand x_0 . Dieser lautet z.B. für $a_0 < 0$ und t_{ein}

$$x_{\max} = -\frac{1}{2} \frac{v_0^2}{a_0}. \quad (26)$$

Werden die Größen für Ego- und Fremdfahrzeug eingesetzt erhält man u_{\max} wie folgt

$$u_{\text{ego,max}} = (x_{\text{ego,max}} - x_{\text{ego,0}}) / \sigma_{\text{ego,x}} \quad (27)$$

$$u_{\text{obj,max}} = (x_{\text{obj,max}} - x_{\text{obj,0}}) / \sigma_{\text{obj,x}} \quad (28)$$

$$u_{\max} = \min(u_{\text{ego,max}}, u_{\text{obj,max}}). \quad (29)$$

Solange der Skalierungsfaktor u im Intervall $(0, u_{\max}]$ gewählt wird, liegen alle Funktionsauswertungen im Definitionsbereich.

4.3 Anwendungsbeispiel

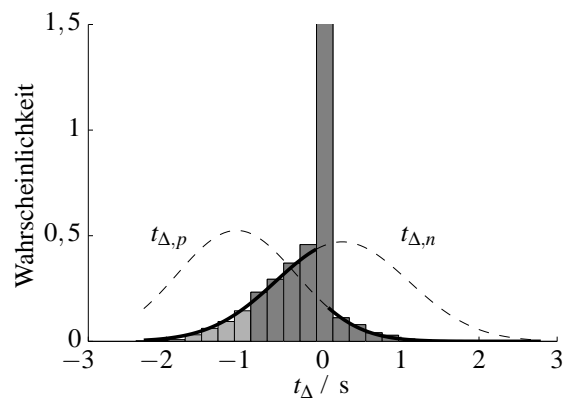


Abbildung 3 Wahrscheinlichkeitsdichte der Zeitlücke t_{Δ} mit der Approximation des negativen bzw. positiven Abschnittes $t_{\Delta,n}$ bzw. $t_{\Delta,p}$ durch eine Normalverteilung.

Im Folgenden wird das beschriebene Verfahren anhand ei-

nes Anwendungsbeispiels evaluiert, siehe Abbildung 3. Als Referenz dient eine Monte-Carlo Simulation mit 10^5 Auswertungen der Zeitlücke, welche in der Abbildung als Histogramm dargestellt ist. Für einen Großteil der Samples tritt in diesem Szenario eine Kollision auf, was zu einer Häufung der Samples bei $t_{\Delta} = 0$ s führt. Es besteht eine gewisse Wahrscheinlichkeit, dass das Ego-Fahrzeug den Konfliktbereich verlässt, bevor das Fremdfahrzeug diesen erreicht ($t_{\Delta} < 0$ s). Gleichzeitig kann nicht ausgeschlossen werden, dass die Fahrzeuge den Konfliktbereich konfliktfrei in umgekehrter Reihenfolge passieren ($t_{\Delta} > 0$ s).

Die Approximation der Verteilung von $t_{\Delta,n}$ bzw. $t_{\Delta,p}$ mit dem beschriebenen Verfahren ist gestrichelt eingezeichnet. Hierfür werden jeweils 5 Funktionsauswertungen benötigt. Für die Bestimmung der in (17) benötigten Größen wird jeweils der als durchgezogene Linie eingezeichnete Abschnitt der Verteilung ausgewertet. Der Abbildung kann entnommen werden, dass dieser durchgezogene Anteil den positiven bzw. negativen Abschnitt der tatsächlichen Verteilung der Zeitlücke augenscheinlich gut beschreibt.

4.4 Diskussion

Das beschriebene Vorgehen ermöglicht es, die Wahrscheinlichkeitsverteilung der Zeitlücke zu schätzen. Für die Approximation wird die Zeitlücke mit Hilfe der skalierten UT mehrmals in der Umgebung des Erwartungswerts der Eingangsdaten ausgewertet. Im Vergleich zu einer Monte-Carlo Simulation lässt sich bei vergleichbarer Approximationsgüte die Anzahl der Funktionsauswertungen wesentlich reduzieren. Dadurch wird die Grundlage für eine echtzeitfähige Umsetzung auf einem Seriensteuergerät geschaffen.

Die hier durchgeführte Evaluierung widmet sich der Frage, ob das vorgeschlagene Approximationsverfahren eine gute Näherung der tatsächlichen Verteilung darstellt. Für eine Evaluierung hinsichtlich der Frage, inwiefern eine probabilistische Betrachtung die Güte einer Fahrerassistenzfunktion gegenüber einer rein deterministischen Betrachtung erhöht, sei auf [2] verwiesen.

Die Skalierbarkeit der UT ermöglicht eine Anwendung in vielen Fällen, unterliegt aber auch bestimmten Limitierungen. Die Approximationsgüte wird dann herabgesetzt, wenn der Definitionsbereich eines Zustands maßgeblich eingeschränkt ist. Auch dann, wenn andere Zustände keinen Beschränkungen unterworfen sind, wird die Funktion f durch die in diesem Fall notwendige, hohe Skalierung nur noch lokal in der Umgebung von μ_x ausgewertet. Abhilfe schafft hier die Verallgemeinerung der UT mit Hilfe der Methode der exakten Monome [7], welche die Approximation der resultierenden Verteilung auf ein Integrationsproblem zurück führt. Dann kann mittels eines geeigneten Integrationsverfahrens auch in diesen Fällen eine genaue Näherung erreicht werden [2]. Weiter wird es dadurch möglich, bei Bedarf die Anzahl der Funktionsauswertungen zu steigern, um die Approximationsgüte zu steigern oder höhere Momente der resultierenden Verteilung zu schätzen.

Wird das beschriebene Verfahren auf komplexere Kriterien wie die TTC oder TTR angewendet, können viele der

vorgeschlagenen Schritte in analoger Art und Weise angewendet werden. Jedoch ist davon auszugehen, dass die Suche des zulässigen Skalierungsfaktors u_{\max} wegen komplexeren Definitionsbereichen mit einer numerischen Optimierung erfolgen muss. Da es sich lediglich um eine eindimensionale Optimierung handelt, kann erwartet werden, dass die Echtzeitfähigkeit dadurch nicht gefährdet wird.

5 Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wird ein Verfahren vorgeschlagen, das eine echtzeitfähige Approximation der Wahrscheinlichkeitsverteilung von zeitbasierten Kriterien zur Bewertung der Kritikalität von Verkehrssituationen ermöglicht. Dadurch wird es möglich, die aus der Messung resultierenden Unsicherheiten bei der Situationsbewertung zu berücksichtigen. Das Verfahren wird am Beispiel der Zeitlücke zweier kreuzender Fahrzeuge beschrieben. Aufgrund des beschränkten Definitionsbereichs der Zeitlücke wird die Verwendung der skalierte UT vorgeschlagen. Dadurch ist eine Anwendung auch dann noch möglich, wenn die Funktionsauswertungen der unskalierten Variante nicht definiert sind. Mit Hilfe einer Monte-Carlo Simulation wird eine hohe Approximationsgüte bei einer gleichzeitig niedrigen Anzahl an Funktionsauswertungen nachgewiesen.

6 Literatur

- [1] BERTHELOT, A., A. TAMKE, T. DANG und G. BREUEL: *A novel approach for the probabilistic computation of Time-To-Collision*. In: *Intelligent Vehicles Symposium*, 2012.
- [2] EICHHORN, A.: *Querverkehrsassistentz unter Berücksichtigung von Unsicherheiten aus Sensorik und Prädiktion*. Doktorarbeit, Universität Duisburg-Essen, 2014.
- [3] HILLENBRAND, J.: *Fahrerassistenz zur Kollisionsvermeidung*. Doktorarbeit, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Universität Karlsruhe, 2007.
- [4] JULIER, S.J.: *The scaled unscented transformation*. In: *Proceedings of the 2002 American Control Conference*, Band 6, Seiten 4555–4559. IEEE, 2002.
- [5] JULIER, S.J. und J.K. UHLMANN: *Unscented filtering and nonlinear estimation*. *Proceedings of the IEEE*, 92:401–422, 2004.
- [6] KARLSSON, R., J. JANSSON und F. GUSTAFSSON: *Model-based statistical tracking and decision making for collision avoidance application*. In: *American Control Conference, 2004. Proceedings of the 2004*, Band 4, Seiten 3435–3440 vol.4, June 2004.
- [7] LERNER, U.: *Hybrid Bayesian Networks for Reasoning about Complex Systems*. Doktorarbeit, Stanford University, 2002.
- [8] TAMKE, A., T. DANG und G. BREUEL: *A Flexible Method for Criticality Assessment in Driver Assistance*. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, 2011.

Planung der Inbetriebnahme mechatronischer Prototypen auf Basis einer disziplinübergreifenden Systemmodellierung

Commissioning Planning for Mechatronic Prototypes based on a Domain-spanning System Model

Alexander Weisske¹, Peter Iwanek², Anja Czaja³, Sarah Flottmeier⁴, Prof. Dr. Ansgar Trächtler⁵, Roman Dumitrescu⁶
Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, ^{1,4,5}Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik, ^{2,3}Seniorprofessur Gausemeier, ⁶Fraunhofer IPT Projektgruppe Entwurf mechatronischer Systeme
Fürstenallee 11, 33102 Paderborn
{alexander.weisske, peter.iwanek, sarah.flottmeier, anja.czaja, ansgar.traechtler}@hni.upb.de,
roman.dumitrescu@ipt.fraunhofer.de

Kurzfassung

Die Entwicklung mechatronischer Systeme beruht auf dem engen Zusammenwirken der Fachdisziplinen Mechanik, Elektrik/Elektronik, Regelungstechnik und Softwaretechnik. Dabei nimmt die Komplexität durch die wachsende Anzahl verschiedener Komponenten zu. Die erhöhte Komplexität wirkt sich auf die Entwicklung aus und hat großen Einfluss auf die Inbetriebnahme des ersten Labormusters bzw. Prototypen. Bei der Inbetriebnahme müssen die mechatronischen (Teil-) Systeme und deren fachdisziplinspezifischen Eigenschaften berücksichtigt werden, um Fehler zu finden bzw. zu vermeiden. In diesem Betrag wird ein methodisches Vorgehen zu Vorbereitung und Durchführung der Inbetriebnahme vorgestellt, dabei wird speziell auf die Planung der Inbetriebnahme eingegangen. Auf Basis des Systemmodells im Sinne des Model-Based Systems Engineerings (MBSE) werden Funktionsprüfungen und deren Reihenfolge bei der Inbetriebnahme festgelegt sowie Funktionen zur Analyse mit Verhaltens- bzw. Dynamikmodellen ausgewählt. Mit Hilfe von Softwarewerkzeugen wird das Systemmodell konsistent um Planungselemente der Inbetriebnahme erweitert und es werden Daten zur Erstellung von Checklisten extrahiert. Das Vorgehen wird anhand eines hydraulischen Hexapoden eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands zur Achserprobung näher erläutert.

Abstract

The development of mechatronic systems is based on the close interaction of several engineering disciplines. Due to the increasing variety and quantity of components, the development and the commissioning planning are characterized by a high complexity, especially for early prototypes. To detect and avoid errors, mechatronic subsystems and their specific system attributes need to be considered in the commissioning planning. This paper presents a methodology for the preparation and implementation of commissioning, with special focus on the commissioning planning. Based on the system model, functional tests and the commissioning order are specified. Furthermore functions are selected to be analysed with behaviour and dynamic models. Software tools are used to consistently enhance the system model by additional information elements regarding the commissioning. The enhanced model allows to extract data to generate commissioning-checklists. The procedure is illustrated by a hydraulic hexapod which is part of a hardware-in-the-loop test bed.

1 Einleitung

Erzeugnisse des Maschinenbaus und verwandter Branchen waren lange Zeit durch mechanische Komponenten geprägt. Dies hat sich in den letzten Jahren durch die Integration von elektronischen und softwaretechnischen Komponenten stark gewandelt. Heutige maschinenbauliche Produkte sind in der Regel mechatronische Systeme, deren Entwicklung das enge Zusammenwirken der Fachdisziplinen Mechanik, Elektrik/Elektronik, Regelungstechnik und Softwaretechnik erfordert. Die daraus folgende erhöhte Systemkomplexität erschwert die Entwicklung sowie die Inbetriebnahme (IBN) der ersten Labormuster bzw. Prototypen. In Bezug auf die IBN untersuchter Systeme bestehen folgende Risiken: eine zeitliche Verzögerungen durch aufwendige Fehlersuchen, erhöhte Kosten durch Beschädigungen von Bauteilen (z. B. aufgrund einer fehlerhaften

Ansteuerung) und eine geringe Qualität der Inbetriebnahme durch nicht erkannte Fehler oder Fehlkonfigurationen. Besonders die Sicherheit ist ein kritischer Faktor, da es sich um Prototypen handelt, die erstmals in Betrieb gesetzt werden. Um Risiken zu verringern und gleichzeitig die Planbarkeit der Inbetriebnahme zu erhöhen, bedarf es eines Ansatzes, der das Wissen aus den Entwicklungsphasen für die IBN verfügbar macht und eine systematische Inbetriebnahme ermöglicht.

2 Entwicklung mechatronischer Systeme

Die Entwicklung fortschrittlicher mechatronischer Systeme kann nicht mehr aus dem Blickwinkel einer einzelnen Fachdisziplin betrachtet werden. Die etablierten fachdisziplinenorientierten Methodiken stoßen hier an ihre Grenzen, da sie nicht das Zusammenwirken der beteiligten Diszipli-

nen betrachten. Ein Ansatz, der diesem Anspruch gerecht wird, ist das Model-Based Systems Engineering (MBSE). Model-Based Systems Engineering stellt ein disziplinübergreifendes Systemmodell in den Mittelpunkt der Entwicklung. Dabei schließt MBSE das Vorhandensein von anderen Modellen des Systems, insb. von disziplinspezifischen, nicht aus, sondern bindet diese über geeignete Schnittstellen ein.

Das V-Modell der VDI-Richtlinie 2206 „Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme“ [1] beschreibt ein generisches Vorgehen zur Entwicklung mechatronischer Systeme. Auf Basis des Entwicklungsauftrags wird im Systementwurf das disziplinübergreifende Lösungskonzept des Systems beschrieben. Auf dieser Grundlage erfolgt die Ausarbeitung im disziplinspezifischen Entwurf. In der Systemintegration werden die Ergebnisse zu einem Gesamtsystem integriert. Der Entwurfsfortschritt wird durch eine fortlaufende Eigenschaftsabsicherung überprüft. Orientiert am V-Modell wird das Systemmodell im Systementwurf erarbeitet und ist über die verschiedenen Konkretisierungsstufen konsistent zu halten. Es bietet die Grundlage für die Kommunikation und Kooperation der an der Entwicklung beteiligten Experten über den gesamten Systementwurf. Je nach Entwicklungsfortschritt kann es zur frühzeitigen Systemanalyse, z.B. zur Untersuchung von Schnittstellen und Kompatibilitäten zwischen Systemkomponenten dienen. Bei der Entwicklung und IBN eines ersten neuartigen Prototypen ist dieses von hoher Bedeutung, da das Systemerfahrungswissen noch nicht stark ausgeprägt ist.

Eine geeignete Spezifikationstechnik für ein solches Systemmodell wurde im Sonderforschungsbereich (SFB) 614 „Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus“ am Heinz Nixdorf Institut in Paderborn entwickelt und im Projekt ENTIME- Entwurfstechnik intelligente Mechatronik erweitert. Die Spezifikationstechnik **CONSENS** – „CONceptual design Specification technique for the ENgineering of complex Systems“ ermöglicht die fachdisziplinsübergreifende Beschreibung mechatronischer Systeme. Diese gliedert sich in acht unterschiedliche Aspekte, die zusammen ein System kohärenter Partialmodelle bilden (Umfeldmodell, Anwendungsszenarien, Funktionen, Wirkstruktur, Anforderungen, Verhalten, Gestalt, Zielsystem). Mit Hilfe der Aspekte werden alle Gesichtspunkte des Systems berücksichtigt und allgemeinverständlich beschrieben [2], [3]. Im Rahmen der im Beitrag vorgestellten Methodik sind insbesondere folgende Aspekte relevant:

Anwendungsszenarien (Use-Cases) beschreiben eine situationsspezifische Sicht auf das in der Prinziplösung definierte System und dessen Verhalten. Sie bestehen aus einem Steckbrief und Verweisen auf alle für das Szenario relevanten Elemente.

Funktionen: Dieser Aspekt beinhaltet eine hierarchische Aufgliederung der Funktionalität des Systems. Eine Funktion ist der allgemeine und gewollte Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen mit dem Ziel, eine Aufgabe zu erfüllen. Funktionen werden durch Lösungsmuster bzw. deren Konkretisierungen (Elemente) realisiert.

Eine Untergliederung in Subfunktionen erfolgt so lange, bis zu den Funktionen sinnvolle Lösungsmuster gefunden werden.

Wirkstruktur: In der Wirkstruktur werden die Systemelemente, deren Merkmale sowie die Beziehungen der Systemelemente zueinander beschrieben. Ziel ist die Abbildung des grundsätzlichen Aufbaus und der prinzipiellen Wirkungsweise des Systems. Systemelemente repräsentieren Systeme, Module, Bauteile oder Softwarekomponenten. Stoff-, Energie- und Informationsflüsse sowie logische Beziehungen beschreiben die Wechselwirkungen zwischen den Systemelementen.

Eine rechnerinterne Abbildung des Systemmodells mit CONSENS kann u.a. durch verschiedene UML /SysML - Werkzeuge erfolgen. Hierfür wurde exemplarisch ein SysML4CONSENS-Profil für den Sparx Enterprise Architect (EA) erarbeitet, welches eine CONSENS-konforme Modellierung ermöglicht. Das methodische Vorgehen von CONSENS wurde so mit der Modellierungssprache SysML und dem Softwarewerkzeug Enterprise Architect kombiniert [4].

3 Methodik zur Inbetriebnahme

Die im Systemmodelle abgebildeten Aspekte beschreiben den neuen mechatronischen Prototypen. Wie und in welcher Reihenfolge dessen Funktionen in Betrieb zu nehmen sind und ob zusätzliche (Sicherheits-) Funktionen benötigt werden, ist offen. Im Folgenden wird ein Ansatz zum systematischen Vorgehen bei der IBN des Prototypen vorgestellt.

3.1 Ablauf und Einordnung der Methodik

Ziele der Methodik sind unter anderem: Anleitung zum strukturierten Vorgehen bei der IBN, Unterstützung bei der Ermittlung von Unvollständigkeits- und Fehlern in der Software sowie die Erhöhung der Sicherheit bei der IBN.

Hierzu wurde die Inbetriebnahme in die **Phasen Vorbereitung** und **Durchführung** unterteilt. Erstere beginnt spätestens mit der Fertigung und Montage des ersten Labormusters bzw. des Prototypen. Es werden Ziele und Rahmenbedingungen der IBN definiert. Die Durchführungsphase beginnt im Anschluss an die Vorbereitung und endet mit dem Erreichen der zuvor definierten Ziele.

Die **Vorbereitung** der Inbetriebnahme gliedert sich in die Abschnitte *Planung* und *Rechnerunterstützung*. Im Rahmen der Planung werden zunächst überprüfbare Ziele und Anforderungen an die IBN festgelegt. Anschließend werden Anweisungen für Funktionsprüfungen erarbeitet, die Reihenfolge der Funktionsprüfungen festgelegt und Funktionen für die modellbasierte bzw. rechnerunterstützte IBN ausgewählt (siehe Abschnitt 3.2). Während der Rechnerunterstützung werden die ausgewählten Funktionen anhand der aus dem abgeschlossenen Entwurf vorhandenen Verhaltensmodelle des Systems und der Umgebung näher untersucht. Die Inbetriebnahme bzw. Prüfung der Funktion, wie in der Planungsphase festgelegt, am Rechnermodell durchgeführt. So können frühzeitig Fehler und/oder Unvollständigkeits- der Software erkannt werden. Je nach

Anforderungen an die modellbasierten Funktionsprüfungen werden ebenfalls Hardwareausfälle simuliert und Überwachungsalgorithmen sowie Sicherheitsfunktionen integriert. Die Phase Rechnerunterstützung endet nach der Aktualisierung/Erweiterung der Arbeitsanweisungen zur Durchführung der IBN. Dabei werden die Simulationsergebnisse, vorgenommenen Änderungen und Einstellungen dokumentiert. Das Ergebnis der Vorbereitungsphase sind Arbeitsanweisungen für Prüfungen aller Systemfunktionen und in Bezug auf die IBN modellbasiert untersuchte Teilfunktionen mit zusätzlichen Sicherheitsfunktionen.

3.2 Planung der Inbetriebnahme

Im Folgenden wird die Planungsphase der Vorbereitung der IBN detailliert vorgestellt.

Zu Beginn der Planung werden Anforderungen an die IBN festgelegt. Diese entsprechen nicht zwangsweise den Anforderungen der System-/ Produktentwicklung. So können bspw. Erweiterungen, die Regler- und Softwareoptimierung oder die Eigenschaftsabsicherung Ziele übergeordneter Makrozyklen des V-Modells bzw. der Systemintegrationsphase nach der ersten IBN des Prototypen sein.

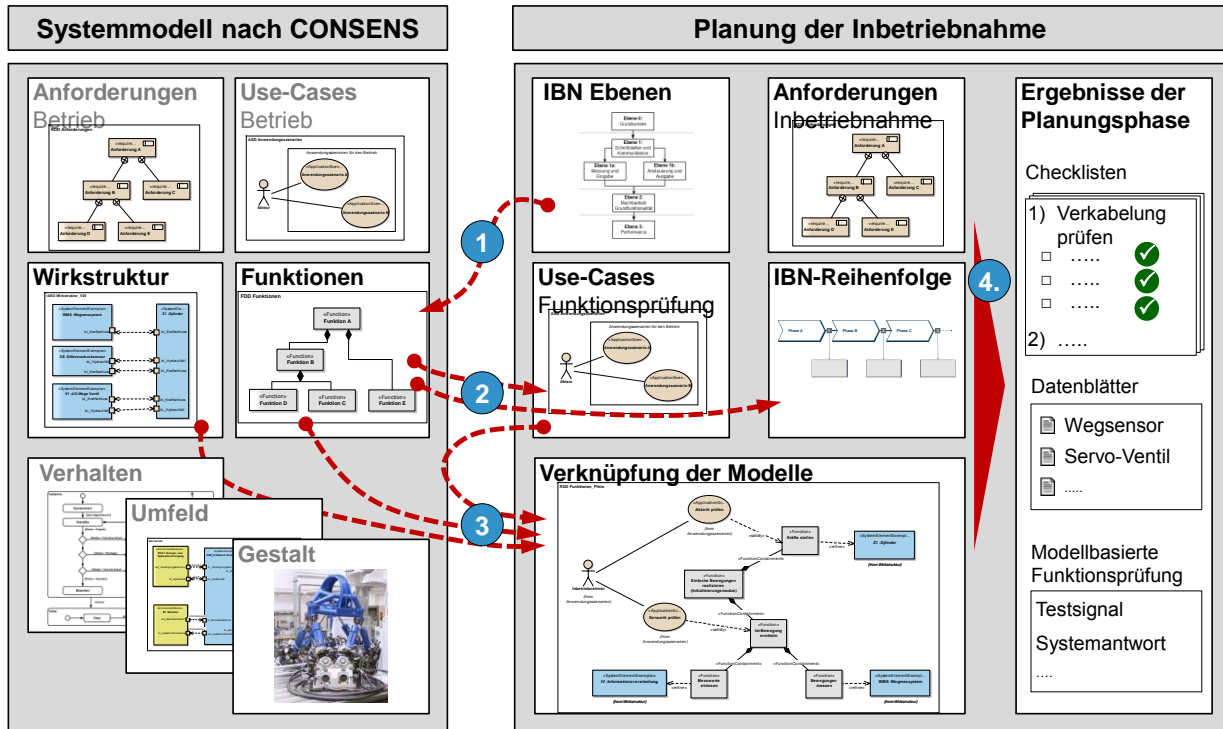


Bild 1 Übersicht zum Vorgehen bei der Planung der Inbetriebnahme

Die **Durchführung** der Inbetriebnahme besteht im Idealfall primär aus der Abarbeitung der Anweisungen der Funktionsprüfungen gemäß der festgelegten Reihenfolge. Die Durchführung teils sich ein weitere Phasen auf, die für jede Funktionsprüfung ausgeführt werden. Nach einem *Einrichten*, in dem die Prüfbedingungen geschaffen und ggf. externe Messtechnik vorbereitet wird, folgt die *Funktionsprüfung*. In der *Dokumentation* werden der Prüfverlauf und dessen Ergebnisse beschrieben. Treten Fehler auf oder kann die jeweilige Funktion zunächst nicht hergestellt werden, können das Systemmodell sowie die disziplinspezifisch erstellten Verhaltensmodelle zur Ursachenermittlung/-Behebung eingesetzt werden. Im Rahmen der Dokumentation werden die Modelle um die zur Problembhebung vorgenommenen Änderungen an der Hard- oder Software des Prototypen erweitert. Die Auswirkungen der Änderungen auf die Gesamtsystementwicklung, auf die weitere IBN und noch ausstehende Funktionsprüfungen werden analysiert. Sofern notwendig, werden Schritte aus der IBN-Vorbereitung wiederholt. Nachdem alle Systemfunktionen gemäß der Anforderungen aus der Planung erfolgreich überprüft bzw. hergestellt wurden, ist die Inbetriebnahme abgeschlossen.

Der Kern des Ansatzes zur IBN Planung ist die Durchführung der IBN entlang der Funktionen des Prototypen. Die Funktionen, Systemelemente (bzw. Komponenten) und deren Zusammenwirken sind bereits in der Funktionshierarchie und der Wirkstruktur des disziplinenübergreifenden Systemmodells beschrieben. In Bild 1 (links) sind die für die IBN relevanten Aspekte des Systemmodells nach CONSENS hervorgehoben.

Zur systematischen Planung lässt sich die IBN von Funktionen und deren Komponenten in **vier IBN-Ebenen**, welche sich an der Struktur mechatronischer Systeme orientieren, einteilen. Den Ebenen sind Ansätze zur Prüfung der jeweiligen Funktionskategorie zugeordnet, um die Planung von Funktionsprüfungen zu erleichtern. Folgenden Ebenen werden definiert:

Ebene 0 umfasst die Inbetriebnahme des *Grundsystems*, z.B. von mechanischen oder hydraulischen Verbindungen. Es sind unter anderem Sichtprüfungen, Überprüfungen von Anzugsmomenten, etc. vorzunehmen. **Ebene 1** beinhaltet zunächst die IBN von *Schnittstellen* und der *Kommunikation*. Dazu gehört speziell die Überprüfung der Verbindungen der Informationsverarbeitung zu Sensoren, Aktoren

und anderen Rechnersystemen. Hier ist ein korrektes Mapping von Hard- und Softwareschnittstellen sicherzustellen. Ebenfalls der Ebene 1 zugeordnet sind *Messungen und Eingaben* (Ebene 1a) sowie *Ansteuerungen und Ausgaben* (Ebene 1b), bei denen z.B. Sensoren und Aktoren zu kalibrieren sind. Bei der Ansteuerung von Aktoren, ist die Analyse des Systemverhaltens anhand von Dynamik- bzw. Verhaltensmodellen in der Rechnerunterstützungsphase vorgesehen. Ergibt die Analyse ein erhöhtes Risiko, sind ggf. Sicherheitsfunktionen zu integrieren. **Ebene 2** sieht die Überprüfung der *Machbarkeit und Grundfunktionalität* vor. Es werden Steuerungen und Regelungen getestet, wobei die Dynamik bzw. Performance zunächst im Hintergrund steht. Die zur Funktionsprüfung durchzuführenden Ansteuerungen der Aktorik bzw. Soll-Wertvorgaben der Regler sind modellbasiert zu untersuchen. Sicherheitsfunktionen wie z.B. Überwachungen und Fehlerdiagnosen [5] sind zu implementieren. **Ebene 3** berücksichtigt die Anforderungen an die *Performance*. Wie zuvor ist die Funktion modellbasiert zu prüfen und es sind Sicherheitsfunktionen zu integrieren, um Sicherheitsrisiken zu minimieren. Die beschriebenen Ebenen bauen aufeinander auf. Bei der Prüfung einer Funktion sind untergeordnete ebenfalls Ebenen zu berücksichtigen.

Nach Aktualisierung des Systemmodells werden in vier Schritten Unterlagen für die IBN zusammengestellt, diese sind durch die Nummerierung in Bild 1 dargestellt. **Schritt 1:** Es findet die Zuordnung einer IBN-Ebene zu jeder Systemfunktion der Funktionshierarchie statt. In **Schritt 2** werden die Prüfungen der Funktionen anhand von Anwendungsszenarien definiert, diese ähneln formal denen aus dem Systemmodell, beziehen sich jedoch konkret auf den fertig entworfenen Prototypen. Ein Prüfscenario kann dabei die Inbetriebnahme mehrerer Funktionen, speziell einer Funktion und deren Unterfunktionen beinhalten. In der Summe beschreiben die erstellten Anwendungsszenarien die Überprüfung des gesamten Systems. Nachfolgend wird die Reihenfolge der Prüfungen bzw. Inbetriebnahme festgelegt. **Schritt 3:** Anschließend werden die vorliegenden Daten miteinander verknüpft. Dieses beinhaltet die Zuordnung zwischen den Funktionen der aktualisierten Funktionshierarchie und den Systemelementen (Komponenten) der aktualisierten Wirkstruktur sowie die Verkettung der IBN-Anwendungsszenarien mit den Funktionen. Das zugehörige Schaubild dieser Datenverknüpfung (Bild 1, Verknüpfung) enthält alle Aspekte der Funktionsprüfung: Die in Betrieb zu nehmenden Funktionen, die beteiligten Systemelemente und die Beschreibung der durchzuführenden Arbeiten in Form der Anwendungsszenarien. Weiterhin ermöglicht die Verknüpfung der Daten die Identifikation von Funktionen und Systemelementen für die ggf. noch keine Überprüfung geplant ist. **Schritt 4** beinhaltet die Detaillierung der Funktionsprüfungen. Aus den Szenarien und den Systemelementen wird der Prüfablauf in Form von Checklisten für die Durchführung der Inbetriebnahme erzeugt. Notwendige Dokumente wie Datenblätter, Diagramme, etc. werden hinzugefügt. Bei Funk-

tionen, die mit der IBN-Ebene 1b, 2 oder 3 gekennzeichnet sind, wird zusätzlich die modellbasierte Funktionsprüfung geplant. Dabei wird definiert welche Anregungssignale bzw. Soll-Werte verwendet werden, welche Störungs- oder Fehlerfälle zu untersuchen und welche zusätzlichen Sicherheitsfunktionen zu integrieren sind. Zusätzlich wird untersucht inwiefern die vorhandenen Verhaltensmodelle für die jeweilige modellbasierte Funktionsprüfung z.B. in Hinblick auf die Modellierungstiefe [6] geeignet sind. Mit den Ergebnissen der IBN-Planung sind die Prüfungen der Systemfunktionen und deren Reihenfolge definiert. Abschließend erfolgt die Abschätzung des Zeit- und des Ressourcenbedarfs für die Planung sowie die Durchführung der Inbetriebnahme.

4 Anwendung der Methodik zur Planung der Inbetriebnahme

Die beschriebene Methodik wurde bei der IBN eines Hexapoden, der Teil eines Achsprüfstands ist, angewendet. Im Folgenden wird die Planungsphase für das Anwendungsbeispiel vorgestellt.

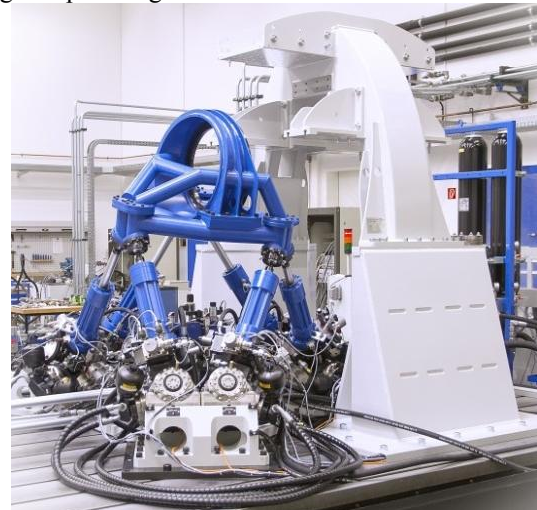


Bild 2 Achsprüfstand des Heinz Nixdorf Instituts

4.1 Anwendungsbeispiel: Achsprüfstand für PKW-Achsen

Um mechatronische PKW-Achsen effizient erproben zu können, wurde am Heinz Nixdorf Institut ein Konzept zur HiL-Simulation entwickelt [7]. Der entsprechende Prüfstand ermöglicht das Aufbringen von Kräften und Momenten bzw. Wegen und Winkeln an einer Seite des Radträgers in allen sechs Freiheitsgraden. Dazu wird eine parallelkinematische Anregungseinheit in Form eines hydraulischen Hexapoden verwendet (vgl. Bild 2). Die andere Seite wird mit einem Hydraulikzylinder in einem Freiheitsgrad angeregt.

Der Hexapod wird über eine Messnabe mit der einen Seite des Achsprüflings verbunden, so dass Reaktionskräfte gemessen werden können.

Der Hexapod ist wie folgt aufgebaut: Sechs Hydraulikzylinder werden von je zwei Servoventilen angesteuert. Zur Positionsregelung [8] müssen die Zylinderwege und die

Differenzdrücke gemessen werden. Zusätzlich stehen Messungen der Schieberwege der Ventile zur Verfügung. Für die Inbetriebnahme wird eine vereinfachte Regelung in Form einer Einzelaktorregelung eingesetzt.

4.2 Systementwurf

Bei der Konzipierung wird gemäß der Spezifikationstechnik CONSENS vorgegangen. Anwendungsszenarien wie *HiL-Simulation*, *Achsmontage*, *Erprobung des freien Hexapoden* und *Achse vermessen* beschreiben das Einsatzgebiet. Die Wechselwirkungen des Prüftands mit dem Prüfling, dem Hallenboden, dem Benutzer sowie Leistungsversorgung werden im Umfeldmodell analysiert. Aus dem Umfeldmodell, den Anwendungsszenarien und gemessenen Straßenanregungen einer Achse werden Anforderungen an die Leistungsdaten wie z.B. Kräfte, Momente und Bandbreite des Prüftands aufgestellt.

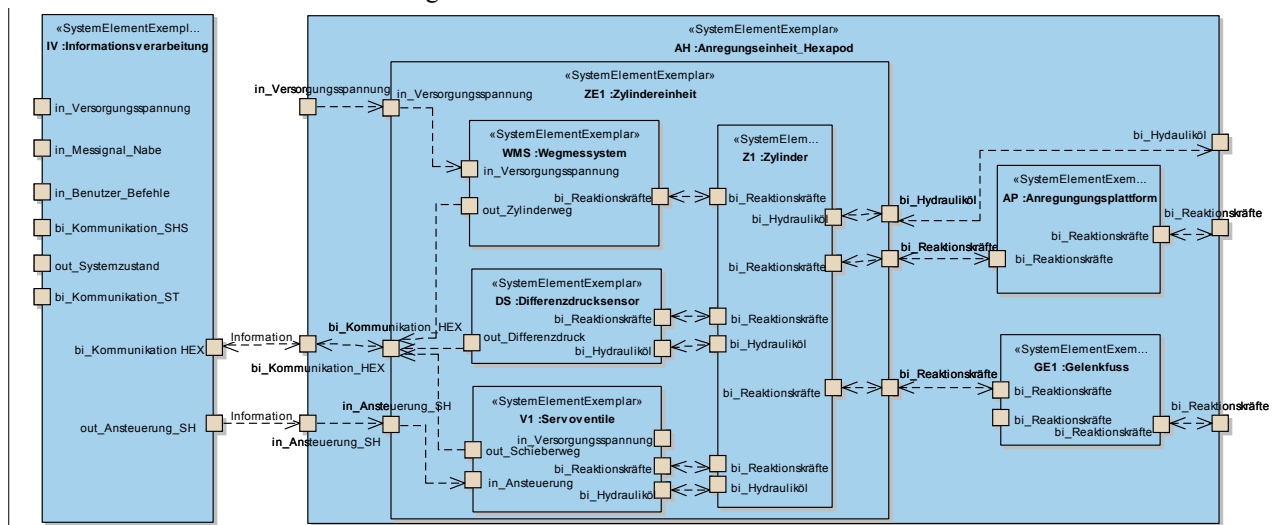


Bild 3 Ausschnitt aus der Wirkstruktur (EA)

Auf Basis dieser funktionalen Anforderungen wird die Funktionshierarchie erarbeitet. Das Vermessen einer Achse wird z.B. durch die Funktionen *Achse zur Prüfung anregen*, *Kräfte am Radträger messen*, *Energieversorgung sicherstellen*, *Achsprüfstand und Achse halten* und *Benutzerinteraktion ermöglichen* realisiert. Die Funktionen wird weiter unterteilt und anschließend zur Erstellung der Wirkstruktur verwendet. Anhand der Wirkstruktur werden Systemelemente zur Funktionserfüllung ausgewählt. Um die geforderte Bandbreite des Hexapoden zu erreichen, werden z.B. spezielle Sensoren zu Wegmessung sowie Servo-Ventile hoher Bandbreite ausgewählt.

4.3 Planung der Inbetriebnahme

Im Folgenden werden Ausschnitte der Inbetriebnahme der vereinfachten Regelung des Hexapoden beschrieben. Die zugehörige Funktion ist mit *Einfache geregelte Bewegungen realisieren* bezeichnet. Aus Gründen der Übersicht ist die Betrachtung auf eine Zylindereinheit des Hexapoden beschränkt.

Die Unter- bzw. Teilfunktionen der Funktion *Einfache Bewegungen realisieren* sind im Folgenden aufgelistet:

Tabelle 1 Funktionen und Zuordnung von IBN-Ebenen

| Nr. | Funktion | IBN-Ebene |
|-----|---|-----------|
| 1 | Einfache geregelte Bewegung realisieren | 2 |
| 2 | Soll-Bewegung vorgeben | 1 |
| 3 | Ist-Bewegung ermitteln | 1a |
| 4 | Stellsignale erzeugen | 1b |
| 5 | Kräfte stellen | 1b |

In der Wirkstruktur (Bild 3) sind die Systemelementgruppen *Informationsverarbeitung* und *Anregungseinheit Hexapod* und deren Wechselwirkungen dargestellt. Repräsentativ ist hier eine der sechs Zylindereinheiten des Hexapoden detailliert. Diese beinhaltet die Servoventile, den Weg- und den Differenzdrucksensor sowie den Hydraulikzylinder. Jede Zylindereinheit ist mit einem *Gelenkfuß* und der *Anregungsplattform* (vergl. Bild 2) verbunden.

Die Ventile und die Sensoren sind über Kabel mit der Informationsverarbeitung verbunden. Weiterhin sind mechanische und hydraulische Verbindungen durch Reaktionskräfte bzw. den Fluss von Hydrauliköl gekennzeichnet.

Zu Beginn der Planung wird die Zuordnung zwischen IBN-Ebenen und Funktionen vorgenommen (siehe Tabelle 1). Die Regelung der Bewegung wurde als IBN-Ebene 2 eingestuft. Da untergeordnete IBN-Ebenen zu berücksichtigen sind, beschreibt das erste Szenario *Verbindungen prüfen (el., mech., hydr.)* die Überprüfung aller mechanischen und hydraulischen Verschraubungen sowie der elektrischen Verkabelung (Signale und Leistungsversorgung). Das zweite Szenario *Schnittstellen prüfen* steht in Bezug zur Ebene 1 und umfasst die Kontrolle der Hard- und Software-Schnittstellen der Informationsverarbeitung. Sind z.B. beide Servoventile mit dem in der Software definierten Kanal des D/A-Wandlers der Informationsverarbeitung verbunden? Weitere Szenarien sind *Sensorik und Aktorik kalibrieren* und *Zylinder gesteuert verfahren*, diese entsprechen den Ebenen 1a und 1b. Das gesteuerte Verfahren wird für die modellbasierte Untersuchung ausgewählt, um eine sichere Testansteuerung zu ermitteln. Das letzte Szenario dieser Funktionsgruppe beschreibt die

IBN der Funktion *Einfache geregelte Bewegung realisieren*. Zur modellbasierten Untersuchung werden Soll-Signale der Regelung festgelegt. Weiterhin werden signal- und modellbasierte Überwachungsmethoden zu Implementierung in der Rechnerunterstützungsphase ausgewählt, um unkontrollierte Bewegungen eines Zylinders zu verhindern.

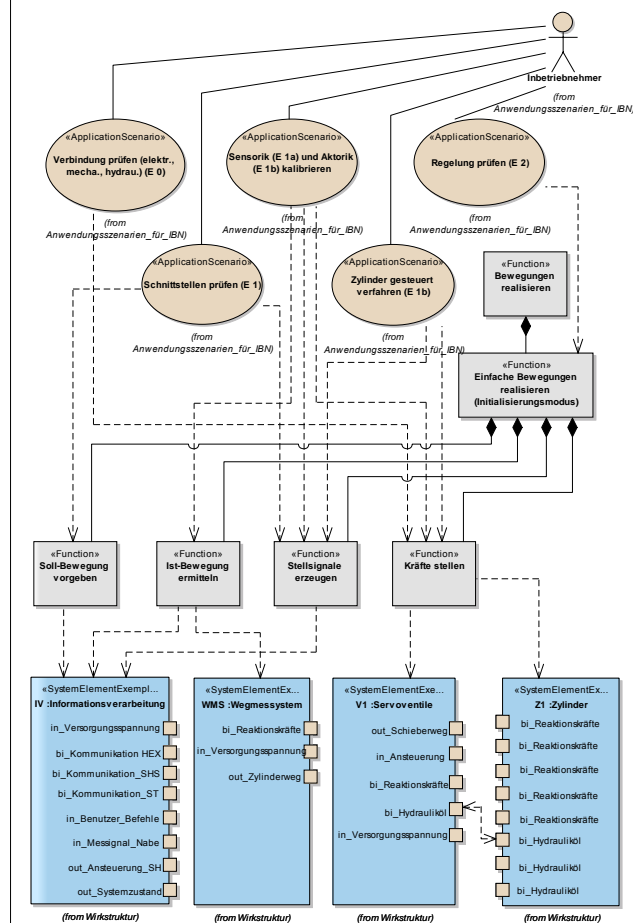


Bild 4 Schaubild der Datenverknüpfung (Ausschnitt) (EA)

In Bild 4 ist die Verketten der Daten aus den Anwendungsszenarien der IBN (oben), der Funktionen der Funktionshierarchie (mittig) und der Systemelemente aus der Wirkstruktur (unten) abgebildet. Mit dem Softwarewerkzeug EA können die Datensätze graphisch verknüpft werden. Die Aktualisierung der Datenstrukturen geschieht im Hintergrund. Dieses ermöglicht es Funktionsprüfungen für das komplexe Systemmodell des Achsprüfstands mit geringem Aufwand zu planen.

Die Bereitstellung dieses verketteten Ausschnitts des im Rahmen der IBN erweiterten Systemmodells für das Inbetriebnahme-Personal erfolgt mit Hilfe der im EA bereitgestellten Dokumentationserstellung. Dabei werden die Teil-/Modelle im HTML-Format exportiert. Durch die integrierten Hyperlinks ist die Navigation durch das Modell möglich [9]. Im Fall der IBN wird per Klick z.B. die detaillierte Beschreibung eines Anwendungsszenarios abgerufen, welche als Kommentar hinterlegt ist. Weiterhin werden alle mit dem ausgewählten Szenario verbundenen Funktionen aufgelistet. Die Auswahl einer Funktion zeigt deren Verbindungen zu Szenarien, Komponenten, etc. Um Checklisten automatisiert zu generieren, wird die

Ausgabe der internen Datenstrukturen auf XML-Basis verwendet. Die XML-Dateien werden anschließend ausgelesen und in eine Checkliste für die jeweilige Funktionsprüfung konvertiert.

4.4 Ergebnis der IBN-Durchführung

Das in Abschnitt 3 beschriebene Vorgehen wurde bei der IBN des Achsprüfstands angewendet. Durch die vorgezogene Planungsphase konnte die Durchführung der IBN ohne Zeitverlust nach der Montage des Prüftands begonnen werden. Im Rahmen der IBN-Vorbereitung wurden zuvor nicht berücksichtigte, jedoch notwendige Kommunikations- und Sicherheitsfunktionen der Software implementiert und am Modell getestet. Die sukzessiv durchgeführten Funktionsprüfungen verliefen weitgehend problemlos. Die Ursachen auftretender Probleme konnten anhand des vorliegenden Systemmodells mit geringem Aufwand eingegrenzt und beseitigt werden. Bei der weitergehenden Systemerprobung kam es zu einem Ausfall eines der zwölf Servoventile des Hexapoden. Der Ausfall wurde durch die bei der IBN implementierten Überwachung festgestellt und das System in einen sicheren Zustand versetzt. Die Ziele der Methodik, das strukturierte Vorgehen bei der IBN anzuleiten, Fehler und Unvollständigkeits der Software frühzeitig zu erkennen und die Sicherheit zu erhöhen, wurden hier erreicht. Dabei wurde auf bereits vorhandene Modelle und Daten aus dem MBSE zurückgegriffen, so dass der Aufwand für die Vorbereitung der IBN gering gehalten werden konnte.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde eine Methodik zur systematischen Inbetriebnahme mechatronischer Prototypen vorgestellt. Es wurde speziell auf die Planungsphase eingegangen, in welcher das disziplinübergreifende Systemmodell erweitert wird, um Funktionsprüfungen zu definieren, zu strukturieren und für die modellbasierte Untersuchung auszuwählen. Der Einsatz der Methodik wurde am Beispiel eines hydraulischen Hexapoden beschrieben.

Zukünftige Arbeiten detaillieren die IBN-Ebenen mit den zugeordneten Sammlungen an Prüf- und Überwachungsmethoden. Dabei ist zu analysieren, welche Methoden sich besonders für die einzelnen IBN-Ebenen eignen. Zusätzlich sollen Anforderungen an eine modular aufgebaute Systemsoftware zur Funktions- und Reglererprobung für frühe Prototypen und der Entwurf dieser Software untersucht werden. Um das Vorgehen weiter zu erproben und zu verbessern, ist die weitere Erprobung für komplexe Prototypen erforderlich.

Literatur

- [1] *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. VDI 2206. Düsseldorf, 2004
- [2] Gausemeier, J.; Frank, U.; Donoth, J.; Kahl, S.: *Specification Technique for the Description of Self-Optimizing Mechatronic Systems*. Research in Engineering Design, 20(4), Springer, London, 2009

- [3] Gausemeier, J.; Trächtler, A.; Schäfer, W.: *Semantische Technologien im Entwurf mechatronischer Systeme: Effektiver Austausch von Lösungswissen in Branchenwertschöpfungsketten*. Carl Hanser Verlag, München, 2014
- [4] Iwanek, P.; Kaiser, L.; Dumitrescu, R.; Nyßen, A.: *Fachdisziplinübergreifende Systemmodellierung mechatronischer Systeme mit SysML und CONSENS*. Maurer, M. ; Schulze, S. (Hrsg.) Tag des Systems Engineerings, Carl Hanser Verlag, 2013.
- [5] Isermann, R.: *Fault-Diagnosis Applications*. Springer, Heidelberg, 2011
- [6] Lochbichler, M.; Oestersoetebier, F.; Trächtler, A.: *Dynamic Behavior Models and Their Modeling Depth in the Design Process of Mechatronic Systems*. ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Montreal, 2014
- [7] Flottmeier, S.; Jäker, K.-P.; Trächtler, A.: *Test Rig for the Hardware-in-the-Loop Simulation of Mechatronic Axles*. The 9th International Fluid Power Conference, 9, IFK, Aachen, 2014
- [8] Flottmeier, S.; Olma, S.; Trächtler, A.: *Sliding Mode and Continuous Estimation Techniques for the Realization of Advanced Control Strategies for Parallel Kinematics*. Proceedings of the 19th IFAC World Congress, Cape Town, 2014
- [9] Sparx Systems: Dokumentationserstellung und Reports. <http://www.enterprisearchitect.at/>, letzter Aufruf: 12.12.2014

Virtuelle Inbetriebnahme mechatronischer Systeme unter Einbeziehung realer Industriesteuerungen von Bosch Rexroth

Virtual commissioning of mechatronic systems using motion controllers from Bosch Rexroth

Andreas Hofmann, Bosch Rexroth, 97816 Lohr am Main, Deutschland, andreas.hofmann7@boschrexroth.de

Stephan Schweig, Uni Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, schweig@mechatronik.uni-duisburg.de

Lars Mikelsons, Bosch Rexroth, 97816 Lohr am Main, Deutschland, lars.mikelsons@boschrexroth.de

Kurzfassung

Die Projektdauer eines technischen Systems wird signifikant von der Inbetriebnahme beeinflusst, wobei hier das Beseitigen von Fehlern in der Steuerungsapplikationen den dominierenden Aufwand darstellt. Durch die Entwicklung immer komplexerer Anlagen, die horizontal und vertikal vernetzt sind, wird der Anteil an Software innerhalb eines technischen Systems deutlich steigen und somit erheblichen Einfluss auf die Inbetriebnahmezeiten ausüben. Um die Inbetriebnahmezeiten einzuschränken, stellt die virtuelle Inbetriebnahme ein geeignetes Mittel dar. Darüber hinaus kann mit dieser auch die Softwarequalität von Steuerungsapplikationen verbessert werden. Gängige Methoden der virtuellen Inbetriebnahme können der steigenden Komplexität eines technischen Systems sowie dem erhöhten Bedarf an Software aber nur eingeschränkt Herr werden. In der vorliegenden Arbeit wird daher ein Verfahren vorgestellt, mit welchem beliebig komplexe technische Systeme unter der Verwendung von Bosch Rexroth Industriesteuerungen virtuell in Betrieb genommen werden können, was abschließend an der virtuellen Inbetriebnahme eines Delta-Roboters demonstriert wird.

Abstract

Up to 25 % of the project period of a plant are needed for commissioning. Debugging of error-prone controller applications dominate this operation. The rise of connected, highly automated and cyber-physical systems will increase the number of software parts within a plant and thus have a significant impact on commissioning times. In order to deal with this impact, the technique of virtual commissioning is practical. Using virtual commissioning can not only reduce the commissioning time but also increase quality of software parts within a technical system. However, common methods of virtual commissioning are limited in complexity of a technical system and in handling the rising demand on software. Industrial controllers from Bosch Rexroth allow performing virtual commissioning for any complexity of technical system by using an enhanced hardware-in-the-loop approach, which is presented in this paper. The simplicity of this method, which requires no expensive infrastructure, is shown by virtual commissioning of a delta-robot system.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Inbetriebnahme (IBN) technischer Systeme, welche im Folgenden nach [1] als „funktionsgerechtes Einschalten des Systems in Verbindung mit dem zugehörigen Prozess“ verstanden werden soll, stellt einen wesentlichen Bestandteil der Entwicklung eines technischen Produktes dar. Hierbei beansprucht die IBN einer Anlage bis zu einem Viertel der kompletten Projektdauer, vgl. **Bild 1**. Innerhalb des technischen Systems wird diese Zeit vor allem für die Einrichtung der Steuerungstechnik und die Beseitigung von Softwarefehlern benötigt.

Sind heute schon ein Großteil der Probleme der IBN einer technischen Anlage softwareseitig verursacht, so ist anzunehmen, dass die Inbetriebnahmezeiten durch die vierte industrielle Revolution (I 4.0) auf Basis cyber-physikalischer Systeme steigen wird.

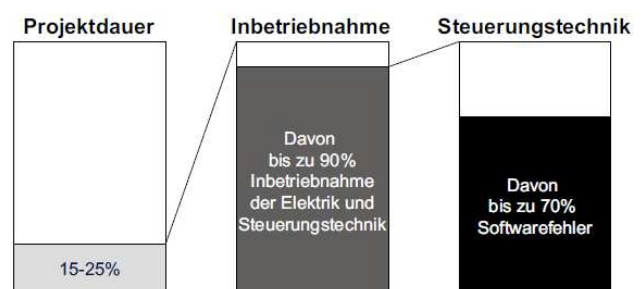


Bild 1 Anteil der Inbetriebnahmezeit an der Projektdauer, [2]

Dies wird zum einen durch den deutlich ansteigenden Anteil an Elektronik und Software im Maschinenbau und die horizontale wie vertikale Vernetzung, vgl. [3] und **Bild 2**, verursacht, aber auch durch die steigende Komplexität der Softwareprojekte selbst.

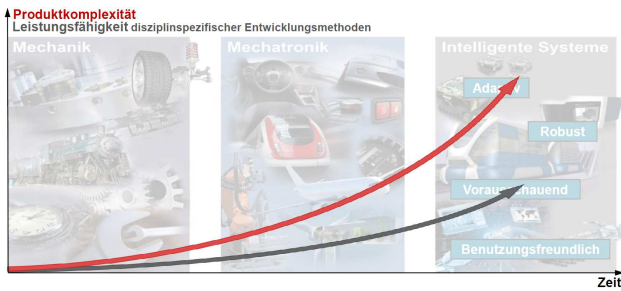


Bild 2 Anstieg der Produktkomplexität und Leistungsfähigkeit disziplinspezifischer Entwicklungsmethoden, [4]

Dementsprechend müssen auch Methoden, die schon jetzt für eine deutliche Reduzierung von Inbetriebnahmezeiten eingesetzt werden, für diese neuen Herausforderungen weiterentwickelt werden. Besonders die virtuelle Inbetriebnahme bietet hier gute Einsparpotentiale bei der Inbetriebnahmezeit, aber darüber hinaus auch beim Finden von Fehlern und der Steigerung der Softwarequalität [5], vgl. **Bild 3**.

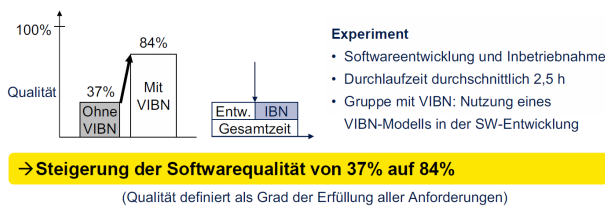


Bild 3 Steigerung der Softwarequalität durch virtuelle Inbetriebnahme, [5]

Allerdings müssen auch die Verfahren der virtuellen Inbetriebnahme, wie beispielsweise die Hardware-In-The-Loop-Simulation, an die neuen Herausforderungen angepasst werden.

1.2 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 wird der Begriff virtuelle Inbetriebnahme näher beleuchtet, Grundprinzip und Anforderungen untersucht und auf geläufige Verfahren eingegangen. Im nachfolgenden Kapitel wird die virtuelle Inbetriebnahme konkret für Rexroth Industriesteuerungen und ihre Besonderheiten, welche eine Erweiterung der Hardware-In-The-Loop-Simulation darstellt, präsentiert. Im vierten Kapitel wird die virtuelle Inbetriebnahme mit Rexroth Steuerungen am konkreten Beispiel eines Delta-Roboters dargestellt, bevor im letzten Kapitel der Inhalt des Beitrages noch einmal zusammengefasst und ein Ausblick über mögliche Erweiterungen gegeben wird.

2 Virtuelle Inbetriebnahme

2.1 Definition, Grundprinzip und Anforderungen

Unter virtueller Inbetriebnahme (VIBN) wird im Folgenden die Überprüfung der Funktionsfähigkeit bzw. des Funktionsablaufes einer Anlage mit Hilfe eines virtuellen Simulationsmodells der Anlage bezeichnet. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Steuerung analog zur Anlage als

virtuelles Modell vorliegt oder als reale Steuerungshardware mit darauf laufender Steuerungsapplikation zur Verfügung steht.

Grundprinzip der VIBN ist die Kopplung einer virtuellen Anlage mit einer virtuellen oder realen Steuerung. Durch die Simulation kann bereits in frühen Stadien der Entwicklung die Funktionsfähigkeit von Steuerungsapplikationen überprüft werden. Wenn die virtuelle Inbetriebnahme parallel zur Fertigung der Anlage erfolgt, können nach [5] speziell Fehler der Steuerungsapplikation gefunden und behoben werden. Dadurch können bei der IBN des technischen Systems erhebliche Inbetriebnahmezeiten und dadurch Kosten eingespart werden, vgl. **Bild 4**.

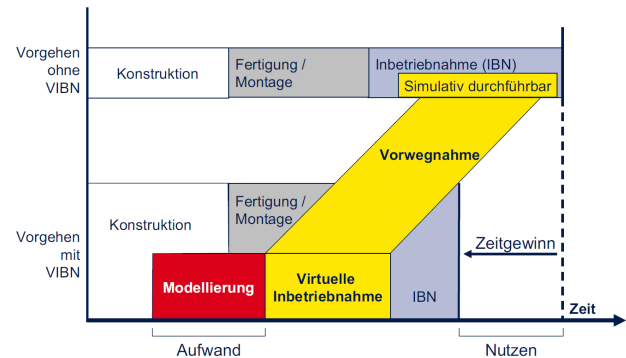


Bild 4 Grundidee der virtuellen Inbetriebnahme nach Wunsch und Zäh, [5]

Darüber hinaus unterstützt die VIBN zusätzlich die Qualität der Steuerungsprogramme zu verbessern. Wird die Steuerungsapplikation erst während der tatsächlichen IBN entwickelt und getestet, werden üblicherweise nicht ausgereifte Steuerungsapplikationen auf der Steuerung implementiert, was zu unerwartetem Verhalten führen kann. Als zentrales Ziel der VIBN soll daher im Folgenden das frühzeitige Auffinden von Fehlern in der Steuerungsapplikation eines technischen Systems definiert werden, um Kosten zu sparen und die Qualität des Anlagenverhaltens zu verbessern.

Durch die Integration von Simulation in den Prozess der (virtuellen) Inbetriebnahme ergeben sich zusätzlich noch weitere Möglichkeiten. Dies beinhaltet zum einen die Durchführung gefahrloser Tests unter einstellbaren äußeren Einflüssen, die mit geringen Kosten verbunden sind. Zum anderen können problemlos Fehler injiziert werden und so die Reaktion der Anlage und der Steuerung auf Fehler untersucht werden, lange bevor die echte Anlage überhaupt aufgebaut ist.

Allerdings ist für die VIBN zusätzlicher Aufwand in Form der Modellbildung der Anlage erforderlich. Dies stellt vor allem für viele kleine und mittelständische Unternehmen einen unbekanntem Schritt dar, der ein Umdenken in der Entwicklung erfordert. Im Zuge des Zukunftsprojektes Industrie 4.0 des Bundesministeriums für Bildung und Forschung ist dieses Umdenken zur modellbasierten Entwicklung aber unabhängig von der VIBN nötig, um die Wettbewerbsfähigkeit deutscher Unternehmen zu erhalten, vgl. [3]. Nichtsdestotrotz ergibt sich daraus eine Anforderung

an die VIBN technischer Systeme, sich möglichst nahtlos in die durchgängige modellbasierte Entwicklung zu integrieren, damit keine neuen Modelle erstellt, sondern virtuelle Abbilder der Anlage aus früheren Produktentstehungsphasen verwendet werden können.

2.2 Kopplungsstrategien der VIBN

Die Kopplung zwischen Steuerung und virtueller Anlage stellt einen zentralen Punkt der VIBN dar und hat wesentlichen Einfluss auf die Aussagekraft der Ergebnisse. Die beiden Kopplungsstrategien Hardware-In-The-Loop (HiL) und Software-In-The-Loop (SiL) sind dabei die wichtigsten Verfahren und sollen näher beschrieben werden. Da die Begriffe HiL und SiL nicht zwangsweise eindeutig definiert sind, wird an dieser Stelle zunächst eine kurze Definition gegeben. Des Weiteren werden die Verfahren für die eingangs gestellten Anforderungen, das Finden von Fehlern in der Steuerungsapplikation und die Integration in eine durchgängige modellbasierte Entwicklung, bewertet.

Software-In-The-Loop-Kopplung

Unter einer SiL-Kopplung wird im Folgenden die Strategie der Verknüpfung des virtuellen Modells der Anlage mit einem virtuellen Abbild der Steuerung verstanden.

Dadurch, dass die Steuerung nur in Form eines Modells vorliegt, kann das komplette System auf dem gleichen PC und häufig in der gleichen Software simuliert werden. Da keine reale Steuerungshardware verwendet wird, sind folglich auch keine Echtzeitanforderungen zu erfüllen. Daraus ergibt sich, dass beliebig komplexe virtuelle Modelle der Anlage für die VIBN verwendet werden können und somit eine hohe Durchgängigkeit durch die Verwendung von Modellen aus früheren Entwicklungsphasen ermöglicht ist. Da bei der SiL-Kopplung aber keine realen Steuerungsapplikationen verwendet werden, kann oftmals nicht das reale Verhalten der Anlage abgebildet werden und speziell das Finden von Fehlern ist nicht möglich.

Hardware-In-The-Loop-Kopplung

Die HiL-Kopplung wird im Folgenden als Kopplungsverfahren definiert, bei der eine reale Steuerungshardware, auf welcher die echte Steuerungsapplikation der Anlage läuft, mit dem Simulationsmodell der Anlage gekoppelt wird.

Aufgrund dessen, dass die Steuerung in harter Echtzeit¹ arbeitet, muss die Kopplung in der Regel mittels echtzeitfähigem Bus (z.B. Sercos, Profibus, etc.) und Computer mit einem in Echtzeit laufenden Betriebssystem erfolgen. Daraus ergeben sich ein hoher Aufwand für die Infrastruktur und zusätzlich erhebliche Einschränkungen an das Simulationsmodell der Anlage aufgrund der Echtzeitanforderungen der Steuerungshardware.

Vor dem Hintergrund der durchgängigen modellbasierten Entwicklung ist der Ansatz der HiL-Kopplung im Allgemeinen wenig geeignet, da hierfür in der Regel spezielle Anlagenmodelle erstellt werden müssen, um die Echtzeitanforderungen zu erfüllen. Das Verwenden von Modellen aus vorherigen Entwicklungsphasen ist daher kaum

möglich. Für das Finden von Fehlern in der Steuerungsapplikation ist das Verfahren der HiL-Kopplung dagegen gut einsetzbar, da die echte Steuerungsapplikation auf der echten Steuerungshardware direkt in die VIBN einbezogen wird.

3 VIBN mit Rexroth Industriesteuerungen

3.1 Modelica

Die Modellbildung und Simulation technischer Systeme, die im vorherigen Kapitel immer nur als Blackbox behandelt wurde, stellt einen integralen Bestandteil der VIBN dar. Speziell unter dem Gesichtspunkt hoch automatisierter, selbst einstellender und intelligent vernetzter Produktionsanlagen steigt die Nachfrage nach cyber-physikalischen Industrieanlagen und daher der Bedarf nach detaillierten Simulationsmodellen, die über einzelne Domänen hinaus gehen, deutlich. Bei Bosch Rexroth wird für die Entwicklung dieser detaillierten, domänenübergreifenden Systemmodelle Modelica verwendet, vgl. [6], [7]. Modelica [8], als universelle Modellierungssprache, ist der fortschrittlichste Ansatz um derartige domänenübergreifende Modelle zu entwickeln. Im Gegensatz zu üblicher Systemengineering-Software ermöglicht Modelica dem Anwender, Systeme mittels akausaler Gleichungen zu beschreiben, ohne sich Gedanken über die mathematischen Details machen zu müssen. Die Transformation in ein lösbares mathematisches Modell wird automatisch durch einen Modelica Compiler realisiert. Die verschiedenen kommerziellen und freien Modelica-basierten Modellierungs- und Simulationsprogramme sind bereits heute Stand der Technik bei Entwurf und Optimierung von Systemen und Arbeitsabläufen. Da Modelica ein nicht-proprietärer Sprachstandard ist, arbeitet eine große Community bestehend aus akademischen und industriellen Vertretern an der Weiterentwicklung der Kapazitäten von Modelica, z.B. im Bereich von modellprädiktiver Regelung oder cloud-basierter Simulation. Auch der weit verbreitete Modellaustauschstandard FMI wird von der Modelica-Community gepflegt und weiterentwickelt.

3.2 Das OpenCore-Interface - Software-schnittstelle zur Rexroth Industriesteuerung

Das Rexroth OpenCore-Interface [9] ist eine universelle Schnittstelle, mit der ein direkter Funktionszugriff auf den Steuerungs- und Antriebskern von Rexroth Industriesteuerungen ermöglicht wird. Mit diesem können mit modernen Hochsprachen wie C++ oder Java Softwareprogramme geschrieben werden, die es ermöglichen, Antriebs- und Steuerungssysteme mit klassischen IT-Systemen zu kombinieren, vgl. [10]. Für die VIBN von Rexroth Industriesteuergeräten wird das OpenCore-Interface in der Modelica-Bibliothek `mlpi4Modelica` implementiert. Diese Bibliothek, die Kernfunktionen des Rexroth OpenCore Software

¹d.h. mit festem Zeittakt, welcher nicht überschritten werden darf

Development Kits aufruft, ermöglicht aus einer Modelica-basierten Simulationsumgebung direkt auf die Steuerung zuzugreifen.

3.3 Erweiterung der HiL-Kopplung mit dem OpenCore-Interface

Die VIBN mit Rexroth Industriesteuerungen basiert auf dem Ansatz der HiL-Kopplung, erweitert diesen aber erheblich, um die beiden zentralen Anforderungen der durchgängigen modellbasierten Entwicklung und dem Auffinden von Fehlern in der Steuerungssoftware zu ermitteln. Erreicht wird dies dadurch, dass die limitierenden Echtzeitanforderungen mit Hilfe des OpenCore-Interfaces aufgehoben werden, indem die Steuerung in einen Simulationsmodus geschaltet wird. In diesem wird der Motionkernel der Steuerung, der für den Aufruf der einzelnen Motion- und Sercostasks zuständig ist, in einen Zustand versetzt, in welchem die Tasks nicht mehr synchron zum internen Takt der Steuerung, sondern durch externe Vorgabe aufgerufen werden, vgl. **Bild 5**.

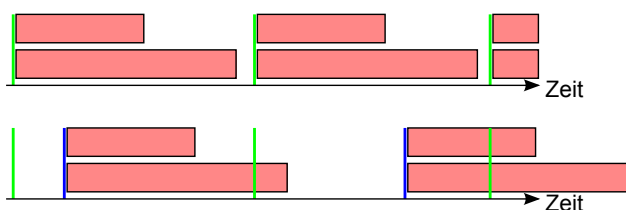


Bild 5 Modi der Steuerung

oben: zyklisch Abarbeitung zweier Motiontasks (rot) mit dem internen Takt (grün)

unten: Abarbeitung der Motiontasks durch externe Benutzervorgabe (blau)

Dennoch wird innerhalb der Firmware der Steuerung sichergestellt, dass die Steuerung konsistent und deterministisch arbeitet. Das manuelle Ansprechen der Motion- und Sercostasks ermöglicht es, beliebig komplexe virtuelle Modelle der Anlage, deren Simulation in der Regel langsamer als der Echtzeittakt der Steuerung abläuft, mit der Steuerung zu kombinieren. Somit ist über diese Technik neben der guten Fehleranalyse der Steuerungsapplikation auch eine vollständig durchgängige modellbasierte Entwicklung gewährleistet. Aufgrund des Entfallens der Echtzeitanforderungen wird die komplizierte Infrastruktur aus echtzeitfähigem Bus und Realtime-PC, welche üblicherweise für die HiL-Kopplung erforderlich ist, durch einen Standardcomputer und eine Ethernet-Verbindung ersetzt.

Die Synchronisierung der Daten und das Anstoßen der Tasks der Steuerungsapplikation während der Simulation wird von der Modelica-Bibliothek `mlpi4Modelica` übernommen, welche die Funktionalität des OpenCore-Interfaces für Modelica-basierte Modellierungs- und Simulationstools zur Verfügung stellt und Teil des Rexroth OpenCore Software Development Kits ist.

Zu Beginn des definierten Austauschzeitpunktes² werden von der Simulation alle relevanten Daten an die Steuerung übertragen. Anschließend sendet die Simulation dem Mo-

tionkernel der Steuerung das Signal, die Motion- und Sercostasks abzuarbeiten. Im letzten Schritt der Kommunikation werden alle relevanten Daten von der Steuerung abgefragt und zur Simulation transferiert. Die Zeitschritte zwischen den Austauschzeitpunkten rechnet nur die Simulation, wobei die Daten der Steuerung konstant gehalten werden, was auch dem realen Verhalten während des Betriebs an der echten Anlage entspricht.

3.4 Visualisierung technischer Systeme für die VIBN

Die Auswertung von Simulationsläufen einer Anlage stellt eine anspruchsvolle Aufgabe dar. Gerade im Bereich Robotik sind Graphen mit dem Bewegungsverhalten der Anlage oft nur schwer interpretierbar. Daher wurde bei Bosch Rexroth parallel zur Entwicklung der VIBN-Schnittstelle für Industriesteuerungen damit begonnen, eine Visualisierung zu entwickeln, die es ermöglicht, das Bewegungsverhalten einer Anlage nachzuvollziehen. Obwohl die meisten Modelica-basierten Modellierungs- und Simulationstools eine Visualisierung der Mechanik aus dem Modell erzeugen können, sind diese in ihrem Umfang eingeschränkt. Diese eigenständige Visualisierung ist in der Lage, ebenfalls unter Verwendung des OpenCore-Interfaces, anlagenrelevante Daten aus der Steuerung zu extrahieren. So kann beispielsweise die komplette Geometrie von Robotern zur Laufzeit direkt aus der Steuerung abgefragt werden und zusätzlich der Arbeitsraum berechnet und dargestellt sowie der Arbeitsbereich und Hindernisse visualisiert werden. Dabei können speziell letzte genutzt werden, um das Eindringen der Anlage in den Bereich eines anderen Systems zu detektieren. In **Bild 6** ist die Visualisierung für einen Delta-Roboter aus Steuerungsdaten gezeigt.

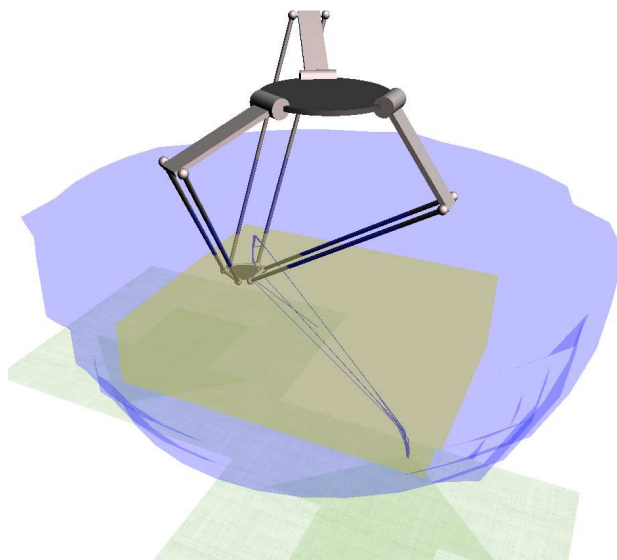


Bild 6 Visualisierung eines Deltaroboters (grau) mit Arbeitsraum (hellblau), Arbeitsbereich (gelb), Trajektorie (dunkelblau) und Bändern (grün)

Die Visualisierung erfolgt mit der OpenSource-Bibliothek

²üblicherweise der Motion- bzw. Sercostakt des Steuerungsapplikation auf der Industriesteuerung

Object Oriented Graphics Rendering Engine. Technische Details können unter [12] eingesehen werden.

Ein Teilprogramm der Visualisierung kann im Live-Betrieb zusätzlich verwendet werden, um Daten an realen Anlagen für die Analyse aufzuzeichnen. Dadurch können die vorgestellten Methoden nicht nur zur Inbetriebnahme, sondern auch zur modellgestützten Diagnose verwendet werden.

4 Durchführung der VIBN eines Delta-Roboters

Delta-Roboter werden in der Industrie heute vielfach eingesetzt. Aufgrund ihrer parallelkinematischen Bauart erreichen sie hohe Geschwindigkeiten und Beschleunigungen und einen hohen Durchsatz bei einem geringen Energiebedarf. Diesen Vorteilen gegenüber stehen allerdings eine geringe Lastaufnahme und ein erhöhter Aufwand für die Steuerung, vgl. [13].

Für die Programmierung von Delta-Robotern an Rexroth Industriesteuerungen sind die Transformationen zwischen den Motoren und dem Endeffektor des Roboters bereits in der Entwicklungsumgebungen für Steuerungsapplikationen hinterlegt. Innerhalb der Steuerungsapplikation werden die Algorithmen für die Generierung der Sollpositionen, beispielsweise aus den Input-Daten einer Kamera, implementiert. Diese Sollwerte werden anschließend an den Antriebsregler übertragen, der daraufhin den Motor entsprechend ansteuert. Da allerdings keine Rückführung der Istwerte des Motors an die Steuerung erfolgt, kann nicht garantiert werden, dass der Roboter die vorgegebenen Sollpositionen erreicht.

Ziel der VIBN war es, für eine vorgegebene Steuerungsapplikation zu prüfen, ob der Delta-Roboter die geforderten Sollpositionen erreicht.

Zur Überprüfung der Steuerungsapplikation wurde im Modelica-Tool Dymola [14] ein Mechanikmodell des Roboters erstellt. Dieses wurde über vorhandene Modelica-Modelle von Antriebsregler und Motor mittels Elementen der Bibliothek `mlpi4Modelica` direkt mit der Steuerungsapplikation gekoppelt, vgl. **Bild 7**.

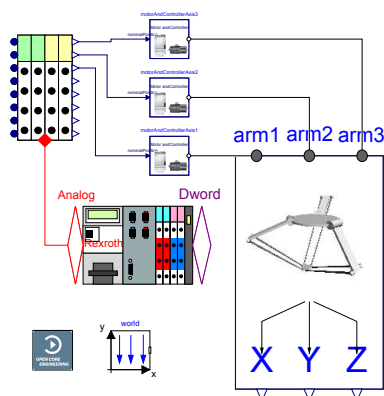


Bild 7 Simulationsmodell des Delta-Roboters mit den Kopplungskomponenten der Modelica-Bibliothek `mlpi4Modelica`

Obwohl vor allem der Mechanikaufbau des Anlagenmodells sehr einfach gestaltet ist, wäre eine HiL-Kopplung zur

Überprüfung der Steuerungsapplikation nicht möglich gewesen, da der mechanische Aufbau des Roboters auf nicht-lineare Gleichungssysteme führt, bei denen nicht sichergestellt werden kann, dass die Lösung innerhalb einer festen Anzahl von Iterationen konvergiert. Die Modelle von Antriebsregler und Motor, die für die Anforderung an die Simulation relevant sind, würden die Echtzeitanforderungen der HiL-Simulation ebenfalls nicht erfüllen.

Mit Hilfe der Rexroth HiL-Kopplung war es dennoch möglich, die Anforderung an die Steuerungsapplikation zu überprüfen. Die Kopplung zwischen Simulations-PC und Steuerungshardware erfolgte, wie bereits zuvor beschrieben, mittels Ethernet-Verbindung.

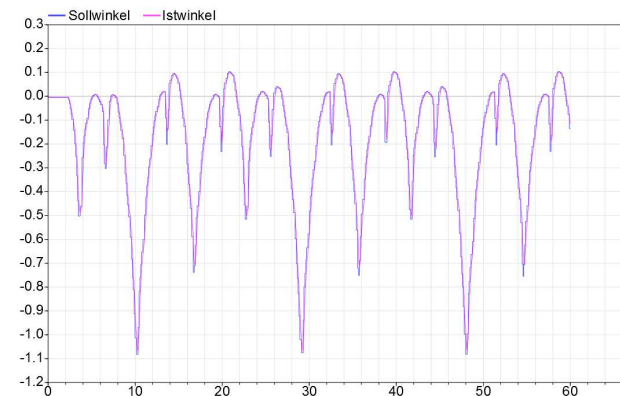


Bild 8 Sollwinkel [Rad] der Steuerung und Istwinkel [Rad] der Simulation eines der Motoren des Delta-Roboters über die Simulationsdauer

Wie in **Bild 8** zu sehen ist, konnte gezeigt werden, dass die Sollpositionen der Steuerungsapplikation vom Roboter erreicht werden können und die Applikation in der realen Anlage verwendet werden kann.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde ein Überblick über die virtuelle Inbetriebnahme technischer Systeme gegeben. Speziell auf die Anforderungen, die sich auch im Zuge von Industrie 4.0 herauskristallieren, wurde hierbei eingegangen. Darüber hinaus wurde eine Hardware-In-The-Loop-Methode für Rexroth Industriesteuerungen vorgestellt, welche die übliche HiL-Simulation, im Bezug auf die gefundenen Anforderungen an die virtuelle Inbetriebnahme, erweitert. An einem einfachen Beispiel, der Kopplung einer Rexroth-Industriesteuerung mit einem Delta-Robotermodell, wurde diese neue Technik angewendet.

Die Erstellung der Anlagenmodelle wurde in dieser Arbeit nicht thematisiert, stellt aber einen wesentlichen Aspekt der virtuellen Inbetriebnahme dar. Hierbei spielt speziell die automatisierte Generierung von Modellen aus CAD-Daten einen interessanten Punkt dar. Auch die Erstellung der Steuerungsalgorithmen für die Steuerungsapplikationen ist ein Punkt, in welchem speziell die virtuellen Methoden angreifen können. Angefangen vom Rapid Control Prototyping bis hin zur modellprädiktiven Regelung gibt es hier Möglichkeiten, die Entwicklung und Inbetriebnahme, virtuell wie real, zu verbessern und zu beschleunigen.

6 Literatur

- [1] DIN 19246 1991-6: *Messen, Steuern, Regeln; Abwicklung von Projekten; Begriffe*. Berlin, Beuth Verlag, 1991.
- [2] o. Autor: *VDW: Abteilungsübergreifende Projektierung komplexer Maschinen und Anlagen*. Aachen, WZL, 1997.
- [3] o. Autor: *Umsetzungsempfehlung für das Zukunftsprojekt Industrie 4.0*. o. Ort, BMBF, 2013.
- [4] Dumitrescu, R.: *Systems Engineering für Industrie 4.0*. Mannheim, Vortragsfolien 3DEXPERIENCE Forum, 2014.
- [5] Wünsch, G.: *Methoden für die virtuelle Inbetriebnahme automatisierter Produktionssysteme*. München, Herbert Utz Verlag, 2008.
- [6] Mikelsons, L. et al.: *Symbolic Model Reduction Applied to Realtime Simulation of a Construction Machine*. In: Proceedings of the 7th Modelica Conference, September 20-22, 2009, Como, Italy.
- [7] Hofmann, A. et al.: *Simulating Collisions within the Modelica MultiBody library*. In: Proceedings of the 10th International Modelica Conference, March 10-12, 2014, Lund, Sweden.
- [8] Homepage der Modelica Association: www.modelica.org
- [9] Homepage zum OpenCore Interface: <http://www.boschrexroth.com/de/de/produkte/engineering/open-core-engineering/die-features-von-open-core-engineering/open-core-interface/open-core-interface-1> (07. Januar 2015).
- [10] Engels, E., Gabler, T.: *Universelle Programmierschnittstelle für Motion-Logic Systeme*. In: Struktur, Funktionen und Anwendung in Forschung und Lehre, Tagungsband AALE 2012.
- [11] Homepage des OpenCore Engineering Networks <https://www.boschrexroth.com/network> (07. Januar 2015).
- [12] Homepage zu Ogre3d: <http://www.ogre3d.org> (08. Januar 2015).
- [13] Martini, A.: *Delta-Roboter - Aufbau, Arbeitsweise und Anwendung*. o. Ort, o. Jahr, In: Technologien der Fertigungsautomatisierung - Seminarreihe zu ausgewählten Forschungsthemen der industriellen Anwendung. <https://wiki.zimt.unisiegen.de/fertigungsautomatisierung/index.php/Delta-Roboter> (07. Januar 2015).
- [14] Multi-Engineering Modeling and Simulation - Dymola: www.dynasim.se (08. Januar 2015).

Modellbasierte Mehrzieloptimierung zur Integration von Hausgeräten in SmartGrids

Model-based multi-objective optimization for the integration of home appliance in smart grids

M.Sc. Jan Michael, jan.michael@ipt.fraunhofer.de;

M.Sc. Michael Hillebrand, michael.hillebrand@ipt.fraunhofer.de;

Dr.-Ing. Roman Dumitrescu, roman.dumitrescu@ipt.fraunhofer.de;

Dr.-Ing. Christian Henke, christian.henke@fraunhofer.ipt.de ,

Fraunhofer Institut für Produktionstechnologie IPT, Projektgruppe Entwurfstechnik Mechatronik, 33102 Paderborn, Deutschland;

Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik, 33098 Paderborn, ansgar.traechtler@hni.upb.de

Kurzfassung

Der zunehmende Anteil regenerativer Energien am deutschen Strommix birgt das Risiko der eingeschränkten Steuerbarkeit der Stromproduktion. Das Wetter, insbesondere Wind und Sonnenschein, beeinflussen maßgeblich die Stromproduktion und die daraus resultierende Verfügbarkeit an Strom auf dem Markt. Dieser Wandel lässt zukünftig Situationen auftreten, in denen entweder zu viel Strom generiert, aber nicht abgenommen wird, oder umgekehrt zu wenig Strom produziert wird, um die Nachfrage decken zu können [1]. Als Resultat erfolgt eine Umkehr des bisherigen Stromversorgungsprinzips: Die Nachfrage wird sich mit dem schwankendem Angebot anpassen müssen. Dies ist die Grundidee von Smart Grids. Diese Umkehrung des Versorgungsprinzips erfordert intelligente Systeme, die ihren Energieverbrauch energie- bzw. kosten- und zeitoptimal anpassen können. Dieser Beitrag zeigt eine Methode, um prädiktive Verfahrensanpassungen von Haushaltsgeräten bei veränderten Umgebungsbedingungen vornehmen zu können und so auf schwankende Strompreise reagieren zu können. Ziel der Methode ist eine durchgängige Modellbildung und Simulation von der Erfassung der Schnittstellen zwischen System und Umwelt über die Definition des Zielsystems bis zur Umsetzung der Mehrzieloptimierung (MZO).

Abstract

The introduction and implementation of renewable energy in the german electricity market causes the risk of a limited controllability of electricity production. The weather, especially wind and sunshine, significantly influence the power production and as a result, the available amount of electricity on the market. In future this change causes situations, in which either too much energy is produced, which can currently not be consumed, or the production is too low to supply the whole market [1]. As a result there will be a change of the present power supply principle: The demand will have to adapt itself to the fluctuating offer of energy and the associated price fluctuations; the basic idea of SmartGrids. The reversal of the supply principle requires intelligent systems, which are able to adapt their energy consuming. This paper shows a method to enable predictive process adjustments of household appliances in changing environmental conditions. The paper starts with the detection of the interfaces between the system and the environment. Based on this, there are objectives specified, which are furthermore used in form of a multiobjective optimization to show a patency, which is necessary in the focus of SmartGrids.

1 Einleitung

Die Entwicklung in der heutigen und zukünftigen Stromversorgung ist geprägt von einem Umschwung. Es wird vermehrt auf regenerative Energien zurückgegriffen, wie z.B. Windkraftanlagen, Photovoltaikanlagen u.a. Diese liefern ökologisch betrachtet wertvollen Strom, der nicht oder nur teilweise die Umwelt belastet und nahezu unerschöpflich zur Verfügung steht. Neben sämtlichen Vorteilen dieser Stromgewinnung darf jedoch ein wichtiger Aspekt nicht in den Hintergrund gedrängt werden: Die Steuerbarkeit der Stromproduktion. Bislang konnten Kraftwerke (z.B. Kohlekraftwerke) und deren Stromproduktion gesteuert werden, um so dem schwankendem Strombedarf

entgegenwirken zu können. Heute und in Zukunft werden vermehrt Situationen auftreten, in denen mehr Strom produziert als benötigt wird und umgekehrt die Nachfrage nicht durchgängig gedeckt werden kann. Diese Schwankungen von Angebot und Nachfrage haben Auswirkungen auf den Strompreis. Reicht bei erhöhter Nachfrage zur Verfügung stehende Strom zur Verfügung nicht aus, kann der Preis stark ansteigen. Um auf solche Preisspitzen zu reagieren bzw. durch bspw. Wetterprognosen vorzeitig einbeziehen zu können, müssen intelligente Energieverbraucher diese Informationen erhalten und entsprechen agieren können. Laut einer Studie vom BDEW zählen die privaten Haushalte zum zweitgrößten sektoralen Energieverbraucher in Deutschland [2]. Davon nehmen die Haushaltsgeräte mit 59 TWh Endenergieverbrauch den dritt-

größten Anteil nach Raumwärme und Warmwasser ein [3]. Dies zeigt die energetischen Herausforderungen von Elektronikgeräten. Hierbei sollen die Geräte auf Basis der Kundeneinstellungen und Umgebungsbedingungen autonom entscheiden, welcher Programmablauf den für diese Randbedingungen bestmöglichen darstellt.

Diese Anforderungen an das System werden in diesem Beitrag mit Hilfe der Spezifikationstechnik CONSENS ermittelt und spezifiziert. Hierbei werden verschiedene Einflüsse auf das System Kondensrockner ermittelt. Aus der Kombination dieser Einflüsse (Energiepreis, Benutzervorgaben etc.) werden verschiedene Ziele für das System identifiziert und zu einem sogenannten Zielsystem zusammengefasst. Nach Aufstellen des Zielsystems werden die Zielfunktionen definiert. Die unterschiedliche Gewichtung dieser Zielfunktionen im Sinne einer klassischen Mehrzieloptimierung ermöglicht die Ermittlung verschiedener Betriebspunkte, welche situationsspezifisch Benutzerwünsche und Preisprognosen in die Steuerung des Verfahrens einbeziehen [4].

Aus [5] ist eine Systematik zum Entwurf von Zielsystemen mit CONSENS bekannt. Es fehlt dabei an einem durchgehenden Ansatz, wie das Zielsystem mit der Mehrzieloptimierung verknüpft werden kann. Die Nutzung der Mehrzieloptimierung zur Ermittlung verschiedener Betriebspunkte einer Anlage wurde bisher nur in Ansätzen mit industriellem Kontext verfolgt [6], jedoch nicht im Bereich der Haushaltsgeräte, was das Potential dieses Beitrages aufzeigt.

2 Ermittlungen des Zielsystems mittels CONSENS

Zur Identifikation relevanter Ziele für die MZO sowie zur modellbasierten und fachdisziplinübergreifenden Systemspezifikation intelligenter technischer Systeme eignet sich CONSENS (CONceptual design Specification technique for the Engineering of complex Systems) [7]. Das Vorgehen zur systematischen Ermittlung relevanter Ziele zeigt Bild 1.

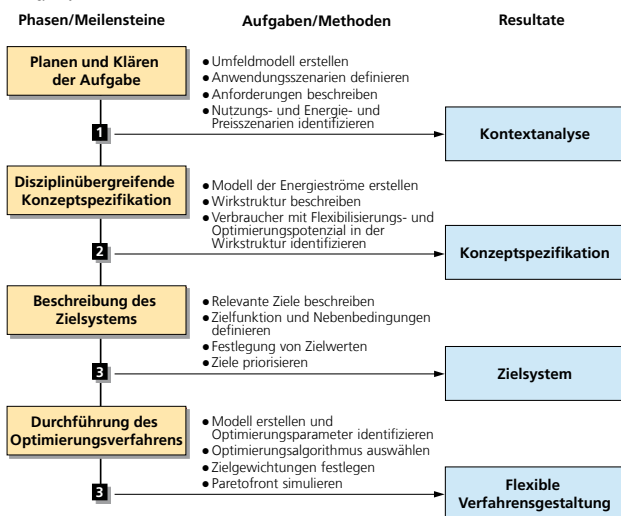


Bild 1 Vorgehensweise zur Ermittlung von Zielsystemen

In der Phase **Planen und Klären der Aufgabe** wird das Umfeldmodell des Gesamtsystems erstellt. Das Umfeldmodell dient zur Modellierung der Wechselwirkung zwischen dem Gesamtsystem mit seinem Umfeld [7], [8]. Im Anwendungsbeispiel sind die Informations- und Energieflüsse zwischen SmartGrid und Haushaltsgerät relevant. So wird angenommen, dass über das SmartGrid relevante Preisinformationen und –prognosen auf Basis von Wetterdaten für den Folgetag in spezifischen Zeitintervallen zur Verfügung stehen und über ein Energiemanagementsystem an das Haushaltsgerät kommuniziert werden [9].

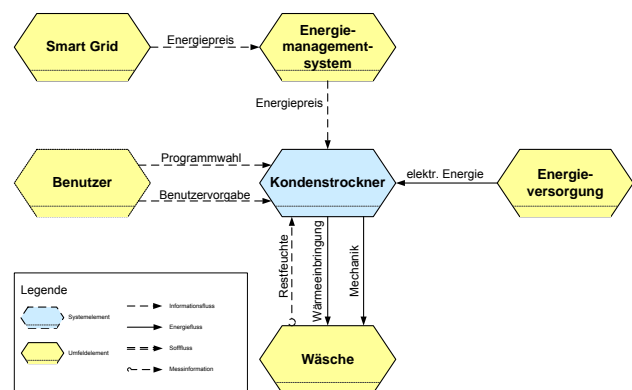


Bild 2 Vereinfachtes Umfeldmodell des Kondensrockners

In der Phase **Disziplinübergreifende Konzeptspezifikation** werden Wirkstruktur und ein Modell der Energieströme erarbeitet. Die Wirkstruktur betrachtet das System in seiner Wirkungsweise mit den Flussbeziehungen zwischen den Systemelementen und zeigt, welche Systemelemente Energieverbraucher darstellen. An dieser Stelle wird jedoch nicht weiter auf die Wirkstruktur eingegangen. Auf dieser Basis kann ein Modell der Energieströme erarbeitet werden (Bild 3).

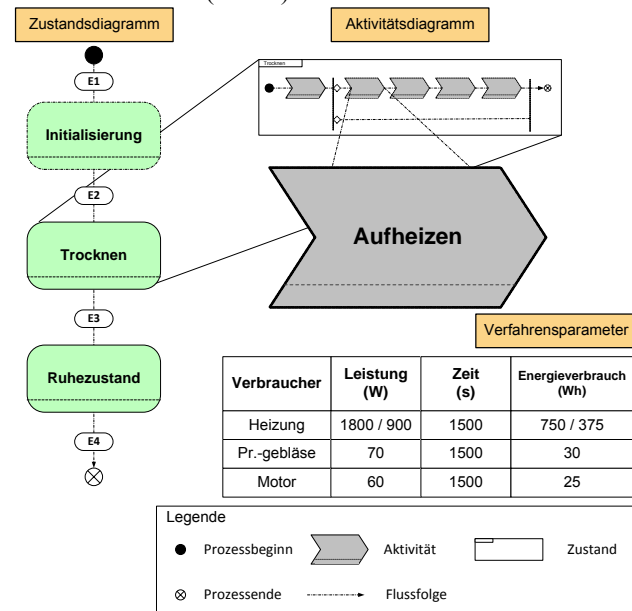


Bild 3 Modell der Energieströme (Ausschnitt)

Bild 3 zeigt exemplarisch, dass Verbraucher 1 in der Phase Aufheizen; in diesem Fall die Heizung im Kondensrockner den höchsten Energiebedarf und somit das größte Optimierungspotenzial bietet.

Die **Beschreibung des Zielsystems** folgt anhand der Konzeptspezifikation und der Kontextanalyse. Ziele beschreiben die sich mit der Betriebssituation verändernde Forderungen an die Eigenschaften und das Verhalten des Systems [5].

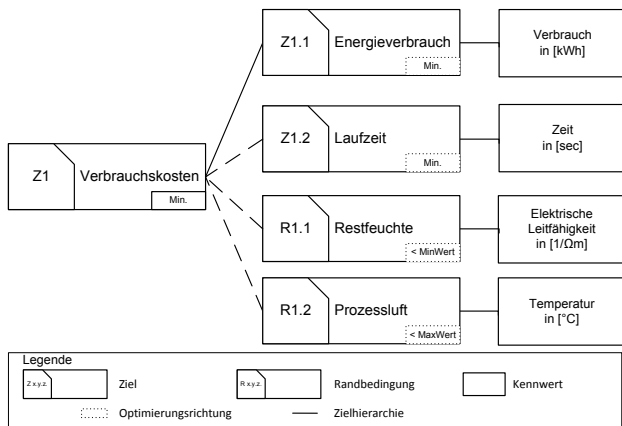


Bild 4 Zielsystem in Anlehnung an [8]

Als Ziele für die Mehrzieloptimierung sind der Energieverbrauch und die Laufzeit identifiziert. Beide Ziele wirken direkt auf die Verbrauchskosten des Verfahrens ablaufes. Es wird dabei angenommen, dass die Energiepreise exogen vorgegeben sind. Durch die Mehrzieloptimierung des Kondenstrockners nach Energieverbrauch und Zeit können die Energiekosten pro Verfahrensablauf minimiert werden. Als erste und wichtigste Nebenbedingung wird vorgegeben, dass die Wäsche am Ende des Trocknungsprozesses eine vorgegebene Restfeuchte unterschreiten muss. Als zweite Nebenbedingung gilt, dass die Prozessluft im Kondenstrockner nicht zu heiß wird und das System somit nicht überhitzt. Das resultierende Zielsystem zeigt Bild 4. Die Ziele werden für die unterschiedlichen Szenarien priorisiert. Hierzu lassen sich die Szenarien aus dem in Bild 2 dargestellten Umfeldmodell ableiten. Dazu eignet sich ein paarweiser Vergleich der Ziele auf dessen Basis die Optimierung erfolgt (Bild 5).

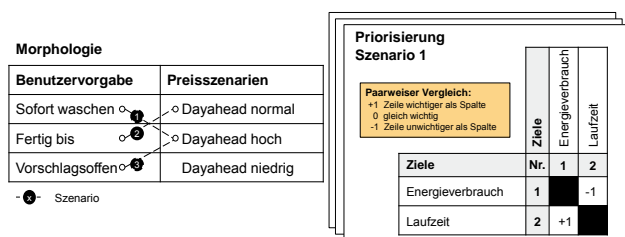


Bild 5 Priorisierung anhand identifizierter Szenarien

3 Optimierung – Verfahren

Dieses Kapitel zeigt die prinzipielle Modellierung des Verfahrens und die anschließende Optimierung.

3.1 Modellbildung

Die Modellierung des Verfahrens erfolgte unter Modelica/Dymola. Als weiteres Zusatztool wurde die TIL Bibliothek der Firma TLK Thermo GmbH verwendet. Haupteigenschaft von Dymola ist die objektorientierte Modellierungsart. Als physikalische Basis für die Modellierung

wird ein Kondenstrockner betrachtet. Das Funktionsprinzip ist in Bild 6 dargestellt. Luft wird in der Heizung aufgeheizt, durch die Wäsche geführt, dort mit Feuchtigkeit angereichert und im Kondensator abgekühlt und wieder entfeuchtet. Die Umwälzung der Luft wird durch das Prozessluftgebläse sichergestellt.

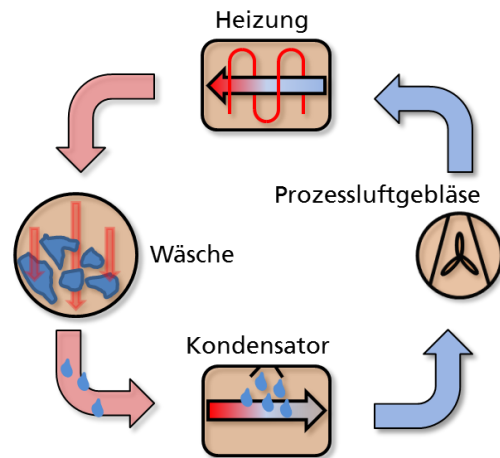


Bild 6 Funktionsprinzip Kondenstrockner

Die Heizung zur Erwärmung der Luft ist als zweigeteiltes Element umgesetzt und kann so wahlweise die halbe oder volle elektrische Leistung in das System einbringen. Sie stellt somit die Basis für die Flexibilisierung des Verfahrens dar, wie zuvor durch CONSENS ermittelt. Das Teilmodell zur Berechnung der Entfeuchtung der Wäsche entstammt einer Kooperation der Firma Miele mit der TLK Thermo GmbH und wird aus Geheimhaltungsgründen nicht näher beschrieben. Der Kondensator kühlt und entfeuchtet die Prozessluft durch eine Wassernebelkühlung. Hierbei wird die in dem Kreislauf zirkulierende Luft durch einen Wasserwirbel geführt. Dabei kühlt sie ab und das gebundene Wasser kondensiert aus. Das Prozessluftgebläse berechnet einen kontinuierlichen Volumenstrom, welcher durch den Kreislauf gefördert wird.

Parallel zur Modellierung des Verfahrens wurde ein Modell der Steuerung aufgebaut. Umgesetzt wurde dies unter MATLAB/Simulink/Stateflow, in Form eines Zustandsautomaten. Der Aufbau des Modells erfolgte auf Basis der Zustandsdiagramme, welche durch CONSENS erarbeitet wurden, was in Bild 3 verdeutlicht wird. Diese virtuelle Steuerung wird benötigt, um das Verfahren in einer Model-in-the-Loop-Simulation (MiL) simulieren zu können. Diese MiL-Simulation erfolgt unter MATLAB/Simulink durch die Einbettung des Dymola Modells als sfunction, ein C-Code-Kompilat des Dymolamodells.

3.2 Optimierung

Die in diesem Beitrag exemplarisch durchgeführte Mehrzieloptimierung erfolgt ebenfalls unter MATLAB. Durch das Anwenden von CONSENS wurden zwei wesentliche Ziele und Nebenbedingungen herausgearbeitet.

Nach Ermittlung der Zielfunktionen und Nebenbedingungen (s. Abschnitt 2) gilt es, einen geeigneten Algorithmus zum Lösen des Optimierungsprozesses zu finden. Wie be-

reits erwähnt erfolgt die Optimierung unter MATLAB. Mit seiner Global Optimization Toolbox bietet MATLAB bereits eine Auswahl an multikriteriellen Optimierungsalgorithmen [10]. Neben anderen Algorithmen bietet sich im Fall der hier vorliegenden Mehrzieloptimierung mit Nebenbedingungen die *Goal attainment* Methode an. Diese dient der gleichzeitigen Minimierung mehrerer, linearer als auch nichtlinearer Zielfunktionen. Zusätzlich lassen sich Nebenbedingungen ebenfalls linearer und nichtlinearer Art einbinden. Der Einfluss der einzelnen Ziele auf das Optimum wird über einen Gewichtungsvektor variiert. Einzige nötige Vorgabe ist die Festlegung eines Zielwertes für jede Zielfunktion und die Vorgabe von Startwerten [11].

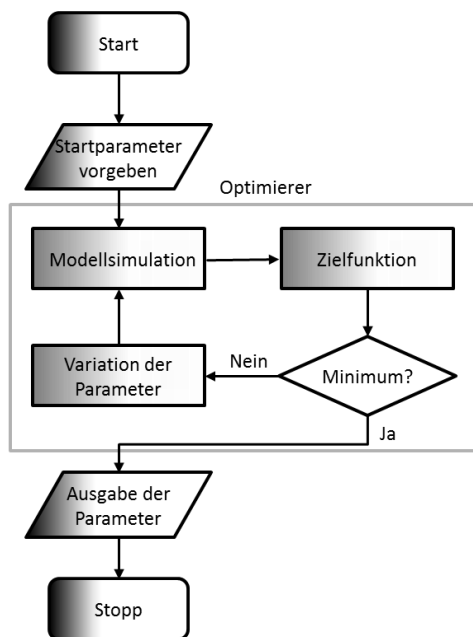


Bild 7 Ablaufdiagramm der Optimierung

Wichtig in diesem Kontext sind weiterhin die Optimierungsparameter, welche die Stellschrauben für die flexible Verfahrensgestaltung darstellen und die Zielfunktionen beeinflussen. Im Falle dieses Beitrages soll dies am Beispiel der maximal zuführbaren Heizleistung erfolgen. Diese beeinflusst entscheidend die Entwicklung der Prozesslufttemperatur und hat so Einfluss auf die Dauer des Prozesses. Je weniger Heizleistung zugeführt wird, umso länger dauert der Prozess, da die Wäsche nur verlangsamt trocknen kann. Dies setzt jedoch voraus, dass Haushaltsgeräte im SmartGrid Kontext gewisses Flexibilisierungspotential beinhalten müssen. So kann es nötig werden, gewisse Aktoren so anzupassen, dass die Energiezufuhr variabel, wahlweise gestuft oder stufenlos, erfolgen kann.

Die modellbasierte Optimierung erfolgt nun anhand der in Bild 7 dargestellten Vorgehensweise. Es werden die Startwerte, in diesem Beitrag der Startwert für die maximal verfügbare Heizleistung, dem Optimierer übergeben. Dieser führt eine Modellsimulation durch und wertet die Zielfunktionen aus. Bei Vorliegen eines Optimums werden diese Werte inkl. der Zielfunktionswerte ausgegeben und die Optimierung ist beendet. Andernfalls werden die Parameter variiert und nach erneuter Simulation die Ausgabewerte

analysiert, bis iterativ das Optimum gefunden wurde. Diese Schleifen werden dann für alle Gewichtungen der Zielfunktionen durchlaufen.

Die Ergebnisse der MZO sind in Bild 8 gezeigt. Zu sehen ist der Bildraum, welcher die Optima der zwei Zielfunktionen für die verschiedenen Gewichtungen zeigt. Die durchgängige Linie zeigt hierbei die Paretofront und die gestrichelten Linien die Gewichtungsvektoren. Erkennbar ist, dass keiner der Punkte der Front andere Punkte dominiert (Voraussetzung für Pareto-Optimalität). Der zugehörige Urbildraum beinhaltet die Parameter der entsprechenden Zielfunktionswerte, in diesem Fall 800 (Bild 8 Szenario 1), 350 (Bild 8 Szenario 2) und 200 (Bild 8 Szenario 3) Watt. Diese können nun für die in Abschnitt 2 beschriebene Zielpriorisierung genutzt werden. Bei erhöhter Nachfrage und/oder Stromknappheit kann so das Verfahren mit den hinterlegten Parametern des Szenarios 3 in Bild 8 parametrisiert werden. Dieser Prozessablauf stellt somit einen energieoptimalen Fall dar. Umgekehrt kann für das Verfahren, bei Kundenwunsch oder ausreichender Verfügbarkeit von Strom, die Parameterkonstellation des Szenarios 1 genutzt werden, um zeitoptimal zu trocknen. Die MZO ist hier um weitere Parameter und Zielfunktionen beliebig erweiterbar, was die Optimierung für eine Vielzahl an Verfahren anwendbar macht.

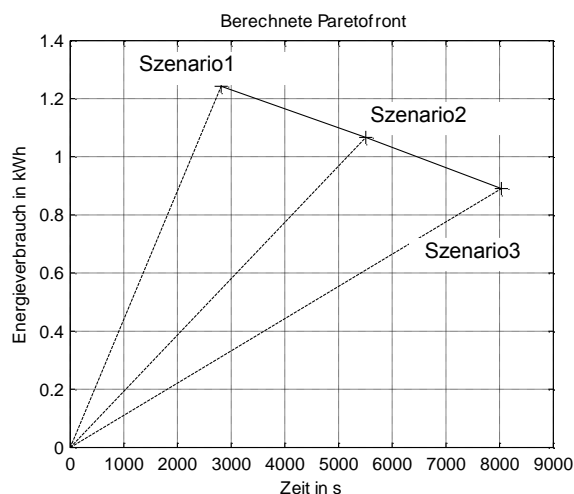


Bild 8 Paretofront mit Gewichtungen

4 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde eine durchgängige Methodik gezeigt, die es ermöglicht, Haushaltsgeräte in eine SmartGrid Umgebung zu integrieren.

Es wurde zunächst die Spezifikationsmethodik CONSENS angewandt, um Umgebungseinflüsse an das Beispielsystem Trockner zu ermitteln. Weiterhin wurden daran Ziele des Systems abgeleitet, welche im weiteren Verlauf in einer MZO weiterverwendet wurden. Dazu wurde ein exemplarisches Modell des betrachteten Systems erstellt, welches die Berechnung der Zielgrößen lieferte. Die Optimierung lieferte anschließend verschiedene Parameter, die es ermöglichen, den betrachteten Prozess in verschiedenen energetischen und, damit einhergehend, zeitlichen

Konstellationen ablaufen zu lassen, was die Basis für eine Integration in eine flexible Umgebung darstellt.

Die Methodik ermöglicht es nun, von der Systementwurfsphase beginnend, Ziele für ein System zu definieren, um im Rahmen der MZO Parameter ermitteln zu können, die zur Steuerung, nach Möglichkeit auch prädiktiv, genutzt werden sollen. Dabei sind die Anzahl der Ziele und Parameter flexibel einsetzbar. Dies ermöglicht, im Vorfeld schon Ziele selektiv auswählen zu können und somit Erfahrungen mit in diese Phase einbringen zu können.

Weiterführend sollte die flexible Umgebung (Stromverfügbarkeit, -preis, etc.) abgebildet und nach Möglichkeit umgesetzt werden, um das Potential dieses Beitrags ausschöpfen zu können.

Diese Veröffentlichung entstand aus dem vom BMBF geförderten Spitzencluster *Intelligente Technische Systeme OstwestfalenLippe* (it's OWL) in Zusammenarbeit mit der Miele & Cie. KG. Projektträger ist das PTKA in Karlsruhe.

5 Literatur

- [1] Gerhardt, N., Sandau, F., Zimmermann, B., Pape, C., Bofinger, S., Hoffmann, C.: *Geschäftsmodell Energiewende; Eine Antwort auf das „Die-Kosten-der-Energiewende“-Argument*. Projektbericht des Fraunhofer IWES, Kassel, Januar 2014
- [2] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft (BDEW) e.V.: *Stromverbrauch nach Verbrauchergruppen in Deutschland im Jahr 2013*. Online unter: <https://www.bdew.de/internet.nsf/id/daten-grafik-de>. Abgerufen am 16. Januar 2015
- [3] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft (BDEW) e.V.: *Endenergieverbrauch der privaten Haushalte für Wohnen in Deutschland nach Anwendungsbereich im Jahresvergleich 2005 und 2013*. Online unter: <https://www.bdew.de/internet.nsf/id/daten-grafik-de>. Abgerufen am 16. Januar 2015
- [4] Ehrgott, M.: *Multicriteria Optimization*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2005. ISBN 3-540-21398-8
- [5] Pook, S.: Eine Methode zum Entwurf von Zielsystemen selbstoptimierender mechatronischer Systeme. Dissertation, HNI-Verlagschriftenreihe, Band 296, Paderborn 2011
- [6] Siemens Aktiengesellschaft: *Einstellung einer industriellen Anlage*. Patentanmeldung, Veröffentlichungsnummer: EP2697753 A1, Veröffentlichungsdatum: 19. Febr. 2014
- [7] Gausemeier, J.; Rammig, F.-J.; Schaefer, W. (Hrsg.) *Design Methodology for Intelligent Technical Systems*. Heidelberg: Springer Verlag, 2014. ISSN: 2195 – 4356
- [8] Gausemeier, J.; Trächtler, A.; Schaefer, W.: *Semantische Technologien im Entwurf mechatronischer Systeme: Effektiver Austausch von Lösungswissen in Branchenwertschöpfungsketten*. München: Carl Hanser Verlag, 2014. ISBN: 978-3446436305
- [9] Stille, K.-S.; Boecker, J.; Bettentrup, R.; Kaiser, I.: *Concept for Hierarchical Load Control for Domestic Appliances in Smart Grids*. International Konferenz on Advances in Green Energy (ICAGE), Trivandrum, Indien, 2014
- [10] The MathWorks: *Optimization Toolbox for Use with Matlab®. Optimization- Toolbox User's Guide*, 2006
- [11] Fleming, P.J.: *Application of Multiobjective Optimization to Compensator Design for SISO Control Systems*. Electronics Letters, Vol. 22, No. 5, 1986

Systematische Vernetzung von Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung

Systematic networking of strategic product planning and product development

Olga Wiederkehr, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, 33102 Paderborn, Deutschland,

Olga.Wiederkehr@hni.upb.de;

Dr.-Ing. Roman Dumitrescu, Fraunhofer Projektgruppe „Entwurfstechnik Mechatronik“, Fraunhofer IPT, 33012 Paderborn, Deutschland, Roman.Dumitrescu@ipt.fraunhofer.de;

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Gausemeier, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, 33102 Paderborn, Deutschland, Juergen.Gausemeier@hni.upb.de

Kurzfassung

Zur Realisierung eines nachhaltigen Wettbewerbsvorsprungs sind Unternehmen des Maschinenbaus und verwandter Branchen stärker denn je gefordert, Geschäfts- und Produktkonzepte vorzulegen, die sowohl aus unternehmerischer als auch aus technischer Sicht Erfolg versprechend sind. Dies erfordert eine zielorientierte Zusammenarbeit der involvierten Akteure aus Strategischer Produktplanung (SPP) und Produktentwicklung. Den Ausgangspunkt hierfür stellt die Schnittstelle zwischen beiden Hauptaufgabenbereichen dar – der Entwicklungsauftrag. Systematisch erarbeitet konsolidiert er die Informationsquellen der SPP und verknüpft sie mit den Informationsbedarfen der Entwickler. Aus heutiger Sicht ist der Entwicklungsauftrag ein singuläres statisches Dokument; eine bidirektionale Vernetzung der Informationen wird nicht ermöglicht. Es besteht daher die Notwendigkeit den Entwicklungsauftrag neu zu interpretieren: In diesem Zusammenhang erscheint eine systemorientierte Betrachtung des Entwicklungsauftrags Erfolg versprechend.

Vor diesem Hintergrund entstand am Heinz Nixdorf Institut ein Vorgehen zur systematischen Erarbeitung des Entwicklungsauftrags. Das Vorgehen umfasst die Identifikation von entwicklungsrelevanten Informationen, die Verknüpfung der entwicklungsrelevanten Informationen mit den Prozessschritten der Strategischen Produktplanung und der Produktentwicklung sowie ihre Dokumentation im Entwicklungsauftrag. Die Dokumentation der entwicklungsrelevanten Informationen erfolgt systemorientiert. Im Zentrum steht die Übertragung des Model-Based Systems Engineering-Grundgedanken auf den Entwicklungsauftrag. Model-Based Systems Engineering stellt ein sog. Systemmodell in den Mittelpunkt der Entwicklung multidisziplinärer Systeme; dieses dient dann als Verständigungsmittel zwischen den Entwicklern und ermöglicht die Koordination von Entwicklungstätigkeiten. Die Übertragung dieses Grundgedanken – also die modellbasierte Abbildung des Entwicklungsauftrags ermöglicht eine bidirektionale Verknüpfung der beiden Aufgabenbereiche und bietet eine Kommunikationsgrundlage für die beteiligten Akteure.

Abstract

To realize sustainable competitive edge, companies in mechanical engineering and associated industries are increasingly forced to present business and product concept, which are promising in an entrepreneurial and technical point of view. To achieve this, specialists from strategic product planning and product development have to work together target-oriented. The starting point for this is represented by the interface of these two main areas – the development order. Worked out systematically, the development order consolidates strategic product planning information sources with product development information needs. From today's point of view the development order is a non-recurring static document; a bidirectional connection of information is not supported. Therefore there is a need for a new interpretation of development orders: In this context a system-oriented view of development orders appears to be promising.

Against this background, at the Heinz Nixdorf Institute an approach for systematic deduction of development orders was designed. The approach involves the identification of information which are relevant in the development, the connection between development relevant information and process steps of strategic product planning and product development as well as their representation in the development order. The representation of development relevant information is system oriented. Central to the method is the transfer of the Model-Based Systems Engineering approach to the development order. Model-Based Systems Engineering puts a so-called system model in the center of the development of multidisciplinary systems; this is used as a communication platform between the developers and provides the coordination of development activities. The transfer of this approach – which means the model based depiction of development orders – allows a bidirectional connection of these two main areas and provides a communications base for the involved specialist.

1 Handlungsfeld Produktentstehung

Zur Realisierung eines nachhaltigen Wettbewerbsvorsprungs müssen Unternehmen des Maschinenbaus und verwandter Branchen hochwertige Erzeugnisse zu attraktiven Preisen in immer kürzerer Zeit an den Markt bringen. Dabei sehen sich die Unternehmen mit einer Vielzahl technischer und unternehmerischer Herausforderungen konfrontiert.

Technische Herausforderungen resultieren aus den Spezifika heutiger Systeme; diese beruhen bereits auf einem engen Zusammenwirken von Mechanik, Elektrotechnik/Elektronik, Regelungstechnik und Software-Technik. Aus der absehbaren dynamischen Entwicklung der Informations- und Kommunikationstechnik eröffnet sich die Perspektive, maschinenbauliche Systeme mit einer inhärenten Intelligenz auszustatten; Begriffe wie Intelligente Technische Systeme (ITS) und Cyber-Physical Systems (CPS) charakterisieren diese Perspektive. Um erfolgreich zu sein, müssen Unternehmen der verstärkten Interdisziplinarität entsprechen und gleichzeitig die steigenden Komplexität in der Planung und Entwicklung beherrschen [3].

Unternehmerische Herausforderungen sind eine Folge des aus der Globalisierung resultierenden Wettbewerbsdrucks und immer kürzer werdenden Innovationszyklen. Es gilt, Erfolg versprechende Potentiale aus dem Umfeld eines Unternehmens zu erfassen und in Produkte umzusetzen, die zum richtigen Zeitpunkt am Markt platziert werden. Hierbei ist es für den Erfolg eines Projekts von wesentlicher Bedeutung, dass Projektbeteiligte die Beweggründe einer unternehmerischen Entscheidung verstehen und die wesentlichen strategischen Überlegungen kennen [3].

Den adressierten Herausforderungen kann durch eine zielorientierte Zusammenarbeit aller involvierten Akteure der Aufbau- und Ablauforganisation begegnet werden. Einen wesentlichen Ansatzpunkt liefert der Produktentstehungsprozess. Er wird nachfolgend thematisiert.

1.1 Der Produktentstehungsprozess

Der Produktentstehungsprozess beschreibt den grundsätzlichen Ablauf von der Produkt- bzw. Geschäftsidee bis zum Serienanlauf (Bild 1). Er umfasst die drei Hauptaufgabenbereiche Strategische Produktplanung, Produktentwicklung und Produktionssystementwicklung. Der eigentlichen Produktentwicklung ist die systematische Erarbeitung des Entwicklungsauftrags vorangestellt. Die Produktionssystementwicklung erfolgt parallel zur Produktentwicklung [8].

Die **Strategische Produktplanung** umfasst die Phasen Potentialfindung, Produktfindung und Geschäftsplanung. In der Potentialfindung gilt es, zukünftige Erfolgspotentiale zu identifizieren und Handlungsoptionen abzuleiten. Die Suche und Auswahl von Produkt- und Dienstleistungsideen zum Heben der Erfolg versprechenden Potentiale ist Gegenstand der Produktfindung. Den Ausgangspunkt der Geschäftsplanung bildet die Geschäftsstrategie. Hier wird festgelegt, wann welche Marktsegmente wie bearbeitet werden sollen. Das Geschäftsmodell konkretisiert das Nutzenversprechen. Auf Grundlage der Geschäftsstrategie und des Geschäftsmodells wird die Produktstrategie erarbeitet, die wiederum in den Geschäftsplan einfließt. Der Geschäftsplan erbringt den Nachweis, ob ein attraktiver Return on Investment (ROI) zu erzielen ist [8].

Im Hinblick auf die nachfolgende Produktentwicklung ist das wesentliche Ergebnis der strategischen Produktplanung der **Entwicklungsauftrag**. Somit repräsentiert der

Von der Geschäftsidee...

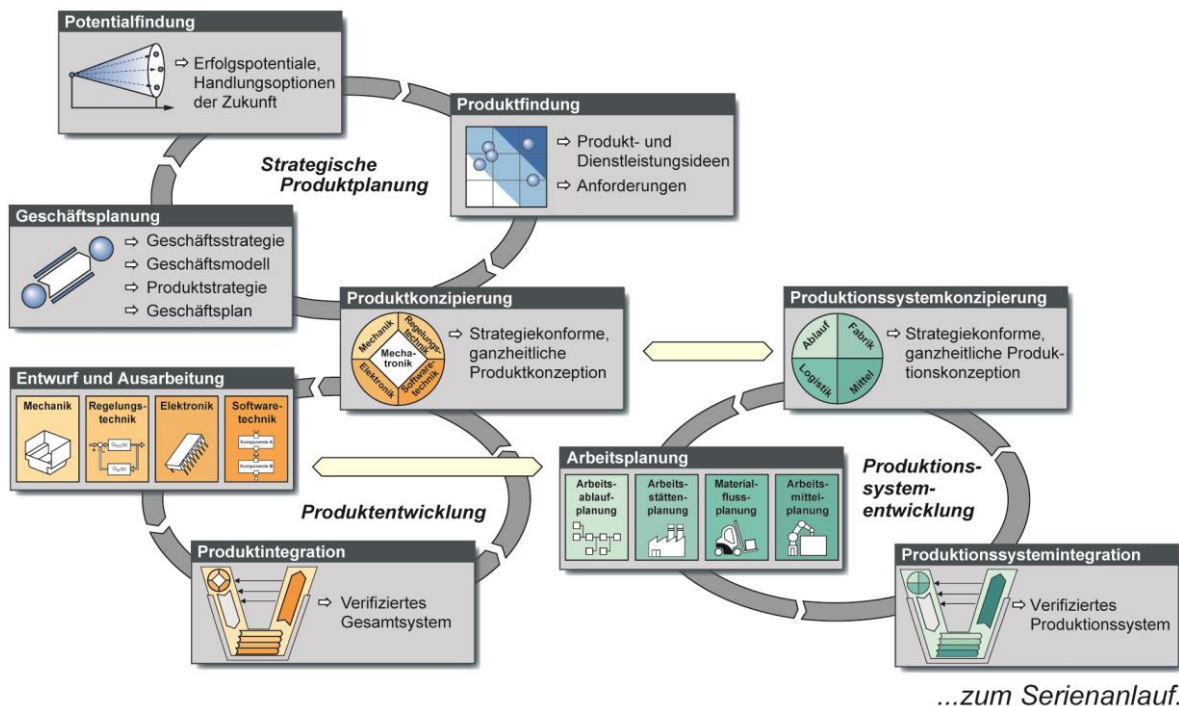


Bild 1 Der Produktentstehungsprozess [8]

Entwicklungsauftrag die Schnittstelle zwischen Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung. Nach GAUSEMEIER ET AL. beinhaltet der Entwicklungsauftrag das für den Entwickler relevante Wissen und besteht aus einer marktorientierten Produktspezifikation (Anforderungskatalog, Pflichtenheft) und der Festlegung über bspw. Stückzahlen, Herstellkosten, Entwicklungszeit und -kosten [8].

Die **Produktentwicklung** umfasst die fachdisziplinübergreifende Produktkonzipierung auf Basis des Entwicklungsauftrags [8]. Hauptergebnis der Produktkonzipierung ist ein ganzheitliches fachgebietsübergreifendes Produktkonzept, das sog. Systemmodell. Dieses bildet einerseits die Basis für Kommunikation und Kooperation; andererseits lassen sich auf dieser Basis entscheidende Erkenntnisse für die weitere Planung der Produktentstehung (z.B. die Freigabe des Produktes für die Produktionssystementwicklung) sowie für weitere Produktentstehungsprojekte und deren Optimierung gewinnen [11]. Auf Basis des Systemmodells wird der fachdisziplinspezifische Entwurf erstellt und ausgearbeitet. Wir betrachten hier den Maschinenbau und verwandte Branchen – daher geht es im Wesentlichen um die Fachdisziplinen Mechanik, Elektrotechnik/Elektronik, Regelungstechnik und Softwaretechnik. Anschließend erfolgt die Integration der Ergebnisse der einzelnen Fachdisziplinen zu einer Gesamtlösung [8].

Die **Produktionssystementwicklung** ist in einem engen Wechselspiel mit der Produktentwicklung vorzunehmen, da häufig Fertigungstechnologien bereits das Produkt determinieren oder auch innovative Produkte neue Fertigungstechnologien und entsprechende Produktionssysteme erfordern. In der Produktionssystemkonzipierung sind die vier Aspekte Arbeitsablaufplanung, Arbeitsmittelplanung, Arbeitsstättenplanung und Produktionslogistik integrativ zu betrachten [8].

Der Produktentstehungsprozess nach GAUSEMEIER ET AL. verdeutlicht: Involvierte Disziplinen arbeiten stark vernetzt. Eine kritische Schnittstelle bildet dabei die Vernetzung von Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung.

1.2 Herausforderungen in der Praxis

Den Ausgangspunkt für eine zielorientierte Zusammenarbeit von Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung stellt die Schnittstelle zwischen beiden Hauptaufgabenbereichen dar – der Entwicklungsauftrag. Systematisch erarbeitet konsolidiert er die Informationsquellen der Strategischen Produktplanung und verknüpft sie mit den Informationsbedarfen der Entwickler [19].

In der Realität wird allerdings häufig bereichsorientiert und nicht ganzheitlich gedacht – oft wird der Themekomplex Strategische Produktplanung in Ansätzen durch Marketingexperten bearbeitet, während die Entwickler geduldig auf den Entwicklungsauftrag warten („*Throw it over the wall*“-Mentalität) [3, 4, 8]. Dabei wird das in der Strategischen Produktplanung generierte Wissen den Entwicklern nur selten in ausreichendem Maße zur Verfügung gestellt [19]. Dies führt in der Regel dazu, dass die

Vorgaben der Strategischen Produktplanung entweder nicht entsprechend umgesetzt werden, oder die Entwicklung bereits vorliegende Informationen erneut erarbeitet [19]. So oder so – die fehlende Durchgängigkeit zwischen Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung behindert die schnelle Umsetzung innovativer Produktideen in den Markt. Dieser Tatbestand ist vor dem Hintergrund der eingangs skizzierten technischen und unternehmerischen Herausforderungen als kritisch einzuschätzen [13].

Trotz ihrer hohen Bedeutung wird die Vernetzung der Strategischen Produktplanung und Produktentwicklung in der Literatur bisher nur unzureichend betrachtet. In der Regel werden Anforderungslisten als Übergabedokument zwischen Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung definiert [1, 9, 12, 15, 16, 17]. Einige Ansätze benennen den Entwicklungsauftrag als wesentliches Übergabedokument [4, 5]. Eine grobe Spezifikation des Entwicklungsauftrags liefern EHRENSPIEL ET AL. [4]. Sie bietet Anhaltspunkte für entwicklungsrelevante Informationen wie z.B. Kosten, Aufwand, Zeitplan – eine umfassende Auseinandersetzung mit entwicklungsrelevanten Informationen vor dem Hintergrund der Strategischen Produktplanung erfolgt jedoch nicht. Die Analyse der Übergabedokumente ist Gegenstand vorheriger Arbeiten, vgl. dazu [19].

Die Ausführungen zeigen die Notwendigkeit den Entwicklungsauftrag zu spezifizieren. In diesem Zusammenhang gilt es die folgenden Fragen zu beantworten:

- „*Welche Informationen sind für den Entwickler relevant und unterstützen ihn bei seinen Tätigkeiten?*“
- „*Wo werden entwicklungsrelevante Informationen generiert und wem sind sie bereitzustellen?*“
- „*Wie sind entwicklungsrelevante Informationen aufzubereiten?*“

Diese Fragen werden nachfolgend adressiert.

2 Spezifikation des Entwicklungsauftrags

Der Ausgangspunkt für die Spezifikation des Entwicklungsauftrags ist die **Identifikation seiner wesentlichen Informationen**. Zur Definition dieser Informationen wurde im Rahmen des BMBF-Verbundprojekts ADI-STR (Adaptierbares Instrumentarium für die Strategische Produktplanung) eine empirische Untersuchung durchgeführt. Die Erläuterung der empirischen Untersuchung ist Gegenstand vorheriger Arbeiten, vgl. dazu [19]. Basierend auf dieser Untersuchung werden 50 Informationen aus Strategischer Produktplanung und Produktkonzipierung als entwicklungsrelevant klassifiziert. Dazu zählt bspw. das Zukunftswissen, das Informationen über zukünftige Entwicklungen im relevanten Umfeld des geplanten Produkts umfasst. Bild 2 zeigt einen Auszug der als entwicklungsrelevant klassifizierten Informationen.

| Entwicklungsrelevante Informationen | Entwicklungsrelevante Informationen |
|-------------------------------------|--|
| 14. Erwartete Produkt | 1. Allg. Angaben zum Produkt |
| 15. Erwarteter Ertrag | 2. Zeitplan |
| 16. Kundenbeziehungen | 3. Vorgehensplan |
| 17. Geplante Markteinführung | 4. Zukunftswissen |
| 18. Wettbewerbssituation | 5. Ursprung der Produktidee |
| 19. Erwartete Marktanteile | 6. Selektionsbegründung |
| 20. Strategische Rahmenbedingungen | 7. Nutzenversprechen des Produkts / der Dienstleistung |
| 21. Produktschutzmaßnahmen | 8. Zielgruppe |
| 22. Geeignete Produkttechnologien | 9. Schlüsselaktivitäten |
| 23. Ökonomischer Lebenszyklus | 10. Schlüsselpartner |
| 24. Tech. Lebenszyklus | 11. Schlüsselressourcen |
| 25. Intrinsischer Lebenszyklus | 12. Geplantes Entwicklungsbudget |
| | 13. Geplante Herstellkosten |

Bild 2 Entwicklungsrelevante Informationen (Auszug)

In einem zweiten Schritt gilt es, **Ursprung und Anwendungszweck der entwicklungsrelevanten Informationen** zu untersuchen. Zu diesem Zweck wird zunächst erarbeitet, welchen Beitrag jedes Resultat der Strategischen Produktplanung zur Generierung einer potentiellen Information des Entwicklungsauftrags (also der entwicklungsrelevanten Information) leistet. So liefern z.B. Trends und Szenarien einen hohen Beitrag zum Zukunftswissen (4); leisten jedoch keinen direkten Beitrag zu Informationen über Konkurrenzprodukte (27). Die Verknüpfung lässt sich in einer Zielbeitragsmatrix darstellen, wie sie in Bild 3 dargestellt ist.

Fragestellung: Welchen Beitrag leisten die jeweiligen Resultate der Strategischen Produktplanung zu den jeweiligen Inhalten des Entwicklungsauftrags?

Bewertungskala:
 5 = liefert die Information vollständig
 4 = leistet einen guten Beitrag
 3 = wirkt unterstützend
 2 = leistet vernachlässigbaren Beitrag
 1 = leistet keinen Beitrag

| Prozessschritt | Resultat | Nr. | Inhalte des Entw.-auftrags | | | |
|-------------------------|-----------------|-----|----------------------------|-----|-----|-----|
| | | | 4 | 27 | 34 | ... |
| Vorausschau durchführen | Szenario | 1 | 5 | 1 | 4 | ... |
| | Trend | 2 | 5 | 1 | 4 | ... |
| | Expertenmeinung | 3 | 5 | 1 | 5 | ... |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |

Bild 3 Verknüpfung der Methoden und Resultate der Strategischen Produktplanung mit den Inhalten des Entwicklungsauftrags (Auszug)

Die Resultate der Strategischen Produktplanung lassen sich wiederum konkreten Prozessschritten der Strategischen Produktplanung zuordnen. So resultieren Szenarien und Trends aus der Durchführung eines Vorausschauprozesses. Hierdurch sind somit die einzelnen Prozessschritte der Strategischen Produktplanung mit den Informationen des Entwicklungsauftrags verknüpft. In einem weiteren Schritt erfolgt nun die Verknüpfung der Informationen des Entwicklungsauftrags mit den Prozessschritten der Produktentwicklung (Bild 4).

Fragestellung: Inwieweit unterstützt die jeweilige Information (Zeile) den Entwickler bei der Durchführung des jeweiligen Prozessschrittes im Rahmen der Produktkonzipierung (Spalte)?

Legende:
 [Orange] Wesentliche Informationsquelle; Bereitstellung dieser Informationen ist zwingend erforderlich
 [Gelb] Hilfreiche Informationen; Bereitstellung ist wünschenswert.
 [Grau] Die Informationen leisten keinen Beitrag; Beitragsstellung ist nicht erforderlich.

| Informationen des Entwicklungsauftrags | Nr. | Prozessschritte im Rahmen der Produktkonzipierung | | | | | | | | |
|---|-----|---|---|---|---|---|---|---|---|--|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | |
| Allg. Angaben des Produkts | 1 | | | | | | | | | |
| Zeitplan | | | | | | | | | | |
| Vorgehensplan | | | | | | | | | | |
| Zukunftswissen | | | | | | | | | | |
| Ursprung der Produktidee | | | | | | | | | | |
| Selektionsbegründung | 5 | | | | | | | | | |
| Nutzenversprechen des Produkts / Dienstleistung | 7 | | | | | | | | | |
| Ziel | 8 | | | | | | | | | |

Das Nutzenversprechen charakterisiert das zu lösende Kundenproblem und hat daher Einfluss auf die Auswahl von Wirkprinzipien.

Ökonomischer Lebenszyklus

Bild 4 Verknüpfungen der Informationen des Entwicklungsauftrags mit den Prozessschritten der Produktkonzipierung (Auszug)

Die **Aufbereitung der entwicklungsrelevanten Informationen** stellt den dritten Schritt dar. Hier gilt es, erarbeitete Resultate der Strategischen Produktplanung auf das Wesentliche zu reduzieren und in Form eingängiger Darstellungen zu vermitteln. Ein Beispiel stellt die derzeit häufig thematisierte Business Model Canvas von OSTERWALDER und PIGNEUR dar [14].

Häufig ist zu diesem Zeitpunkt im Prozess jedoch noch nicht klar, ob und wenn ja, an welcher Stelle der Entwickler Bedarf nach zusätzlichen Informationen hat. Im Beispiel der Business Model Canvas ist z.B. keine detaillierte Darstellung eines Zukunftsbildes enthalten, in dem das Geschäftsmodell Anwendung finden soll und auf Basis dessen die Produktidee ausgewählt wurde.

Das Beispiel zeigt eine weitere Herausforderung: Es wird nicht deutlich, welche Konsequenzen durch eine Änderung des Referenzszenarios erforderlich werden. Es entstehen Fragen der folgenden Art: Hat die Produktidee weiterhin Bestand? Ändern sich Anforderungen? Muss das Geschäftsmodell angepasst werden?

Der Entwicklungsauftrag ist aus heutiger Sicht ein statisches Dokument. Durch eine dynamische Betrachtung der entwicklungsrelevanten Informationen könnte der Herausforderung entgegengewirkt werden.

Ferner bilden die Arbeiten der Entwickler auch eine Eingangsgröße für die Strategische Produktplanung: So resultieren aus dem Produktkonzept Anforderungen und Restriktionen in Bezug auf Geschäftsmodell. Es besteht also der Bedarf an einer bidirektionalen Verknüpfung von Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung. Diese ist durch die etablierte Interpretation des Entwicklungsauftrags nicht ermöglicht.

Die Ausführungen zeigen die Notwendigkeit den Entwicklungsauftrag neu zu interpretieren, um die Vernetzung zwischen Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung zu ermöglichen. Vor diesem Hintergrund wird nachfolgend eine systemorientierte Betrachtung des Entwicklungsauftrags thematisiert.

3 Systemorientierte Betrachtung des Entwicklungsauftrags

Der Grundgedanken der systemorientierten Betrachtung ist insbesondere im Rahmen der Produktkonzipierung und -entwicklung schon seit Jahren ein wesentlicher Forschungsgegenstand: Unter dem Begriff Model-Based Systems Engineering (kurz: MBSE) wird das Systemmodell in den Mittelpunkt der Entwicklung gerückt; seine Beschreibung erfolgt mittels Modellierungssprachen wie z.B. der SysML oder CONSENS [2, 7, 9, 11, 18].

Das Systemmodell ermöglicht eine ganzheitliche interdisziplinäre Betrachtung und unterstützt somit das Systemdenken. Darüber hinaus fungiert es als Basis für die Kommunikation und Kooperation der Fachdisziplinen. Im Rahmen der fachdisziplinspezifischen Konkretisierung dient das Systemmodell zur Orchestrierung der einzelnen Fachdisziplinen – somit ist das Systemmodell Dreh- und Angelpunkt zur Sicherung der Modellkonsistenz in der Produktentwicklung [2, 10, 11, 18].

In diesem Kontext liegt die Überlegung nahe, den Grundgedanken des Systemmodells auf die Strategische Produktplanung zu übertragen. Da der Entwicklungsauftrag im Hinblick auf die nachstehende Produktentwicklung das wesentliche Ergebnis darstellt, ist der Entwicklungsauftrag als Systemmodell der Strategischen Produktplanung zu verstehen. Dem Grundgedanken des MBSE folgend, soll der modellbasierte Entwicklungsauftrag als Grundlage zur Kommunikation und Kooperation zwischen den beteiligten Akteuren aus Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung fungieren.

Für eine systemorientierte Betrachtung des Entwicklungsauftrags sind zunächst die involvierten Phasen Potential- und Produktfindung, Geschäftsplanung sowie Produktkonzipierung zu betrachten. Die in Abschnitt 2 dargestellten entwicklungsrelevanten Informationen sind nicht nur mit verschiedenen Phasen der Strategischen Produktplanung auf der einen Seite und der Produktkonzipierung auf der anderen Seite vernetzt, sondern zeigen auch starke Einflüsse untereinander. Bild 5 zeigt eine schematische Darstellung.

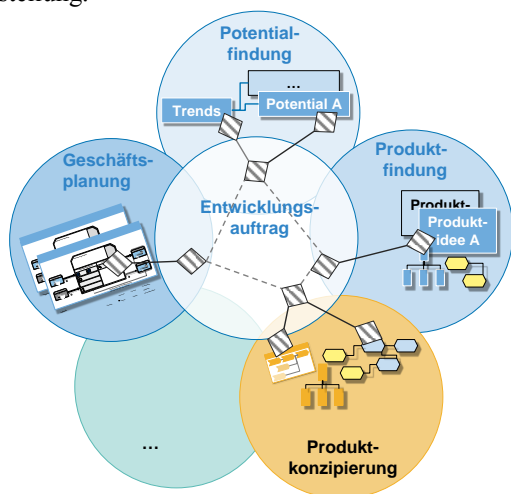


Bild 5 Schematische Darstellungen der systemorientierten Betrachtung des Entwicklungsauftrags

Die Verknüpfung der entwicklungsrelevanten Informationen mit ihren jeweiligen Entstehungsorten erlaubt die permanente Verfügbarkeit von Hintergrundinformationen. Diese können dann bei Bedarf herangezogen werden. Die Verknüpfung der entwicklungsrelevanten Informationen untereinander erlaubt die Darstellung der Wechselwirkungen – sowohl im Rahmen der Strategischen Produktplanung als auch zwischen Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung. Dadurch wird es möglich, potentielle Änderungen an alle beteiligten Akteure zu propagieren. Dem zur Folge repräsentiert die systemorientierte Betrachtung des Entwicklungsauftrags einen Ansatz, der den in Kapitel 3 skizzierten Herausforderungen begegnen kann. Er wird daher weiterverfolgt.

Zunächst gilt es, eine Modellierungssprache (Metamodell und graphische Notation) zur Beschreibung von Entwicklungsaufträgen zu erarbeiten. Hierfür sind zunächst die wesentlichen Aspekte eines Entwicklungsauftrags festzulegen. Ausgangspunkt dafür sind die in Abschnitt 2 identifizierten entwicklungsrelevanten Informationen. Derzeit werden insg. 14 Aspekte zur Beschreibung des Entwicklungsauftrags genutzt. Beispielhaft sei an dieser Stelle der Aspekt „Zukünftige Entwicklungen“ genannt. Mit Hilfe dieses Aspekts werden mögliche zukünftige Entwicklungen im relevanten Umfeld des geplanten Produkts abgebildet. Diese werden im Rahmen der Potentialfindung z.B. mit Hilfe von Trendanalysen oder mit der Szenario-Technik ermittelt. Aus „zukünftigen Entwicklungen“ werden „Erfolgspotentiale“ abgeleitet für deren Erschließung wiederum „Produktideen“ generiert werden. Dieser Zusammenhang kann durch die identifizierten Aspekte sowie ihre Beziehungen untereinander nachvollziehbar dargestellt werden. Parallel zu den Aspekten wird eine intuitive graphische Notation der identifizierten Aspekte definiert. Sie legt fest, welche Elemente durch welcher Form graphisch dargestellt werden. Die derzeit gewählten Aspekte, ihre Bestandteile, das Zusammenspiel sowie die gewählte graphische Notation werden derzeit durch das Heinz Nixdorf Institut der Universität Paderborn weiter erforscht. Durch die Erstellung und den Einsatz eines Karten-Sets, findet derzeit eine Evaluation in der Praxis statt. Bild 6 zeigt ein Workshop-Set.



Bild 6 Workshop-Set

4 Zusammenfassung und Ausblick

Der vorliegende Beitrag adressiert die Vernetzung von Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung. Zunächst wurde die Vernetzung anhand des Entwicklungsauftrags thematisiert. Hierzu wurden entwicklungsrelevante Informationen identifiziert und mit Resultaten, Methoden und Prozessschritten der Strategischen Produktplanung vernetzt. Auf der anderen Seite liefert die Verknüpfung der wesentlichen Informationen mit dem Prozessmodell der Produktentwicklung eine Durchgängige Vernetzung. Der wesentlichen Herausforderung der fehlenden Bidirektionalität des Informationstransfers zwischen Strategischer Produktplanung und Produktentwicklung kann durch eine systemorientierte Betrachtung des Entwicklungsauftrags entgegnet werden. Hierzu wird auf etablierte Spezifikationstechniken aufgesetzt. Wesentlicher Gegenstand zukünftiger Arbeiten ist die Modellierungssprache für die Beschreibung Entwicklungsaufträgen.

5 Danksagung

Diese Arbeit ist im Verbundprojekt ADISTRA – Adaptierbares Instrumentarium für die Strategische Produktplanung entstanden. Dieses Forschungsprojekt wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) im Rahmen des Programms „Forschung für die Produkte von morgen“ gefördert und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA) betreut. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

6 Literatur

- [1] Albers, A.; Braun, A.; Muschlik, S.: Uniqueness and the Multiple Fractal Character of Product Engineering Processes. In: Heisig, P; Clarckson, P.K.; Vanja, S. (Hrsg.): Modelling and Management of Engineering Processes, Springer Verlag, London, 2010
- [2] Alt, O.: Modell-basierte Systementwicklung mit SysML – In der Praxis. Carl Hanser Verlag, München, 2012
- [3] Anderl, A.; Eigner, M.; Sandler, U.; Stark, R. (Hrsg.): Smart Engineering – Interdisziplinäre Produktentstehung (acatech DISKUSSION). Springer-Verlag, Berlin, 2012
- [4] Ehrlenspiel, K.; Meerckamm, H.: Integrierte Produktentwicklung – Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 5. Auflage, 2013
- [5] Feldhusen, J.; Grote, K.-H.; Nagarajah, A. (Hrsg.): Pahl/Beitz Konstruktionslehre – Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 8. Auflage, 2013
- [6] Gausemeier, J.; Dumitrescu, R.; Steffen, D.; Czaja, A.; Wiederkehr, O.; Tschirner, C.: Systems Engineering in der industriellen Praxis. Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, 2013
- [7] Gausemeier, J.; Frank, U.; Donoth, J.; Kahl, S.: Spezifikationstechnik zur Beschreibung der Prinziplösung selbstoptimierender Systeme des Maschinenbaus. In: Konstruktion, Ausgabe 7/8-2008 und 9/-2008, Springer VDI-Verlag, Düsseldorf, 2008
- [8] Gausemeier, J.; Plass, C.: Zukunftsorientierte Unternehmensgestaltung – Strategien, Geschäftsprozesse und IT-Systeme für die Produktion von morgen. 2., überarbeitete Auflage, Hanser Verlag, München, 2014
- [9] Haberfellner, R.; De Weck, O.; Fricke, E.; Vössner, S.: Systems Engineering – Grundlagen und Anwendung, orell füssli Verlag, Zürich, 12., völlig neu bearbeitete und erweiterte Auflage, 2012
- [10] INCOSE: Systems Engineering Vision 2020, unter: http://www.incose.org/Products_Pubs/pdf/SE_Vision_2020_20071003_v2_03.pdf, August 2014
- [11] Kaiser, L.: Rahmenwerk zur Modellierung einer plausiblen Systemstruktur mechatronischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI Verlagsschriftenreihe, Band 327, Paderborn, 2014
- [12] Koller, R.; Kastrup, N.: Prinziplösungen zur konstruktion technischer Produkte/ principle solutions for the construction of technical products. Springer Verlag, Berlin, 2. Auflage, 1998
- [13] Köster, O.: Systematik zur Entwicklung von Geschäftsmodellen in der Produktenstehung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI Verlagsschriftenreihe, Band 326, Paderborn, 2014
- [14] Osterwalder, A.; Pigneur, Y.: Buisiness Model Generation – A Handbook for Visonaries, Game Changers, and Callengers, John Wilrey & Sons, New Jersey, 2010
- [15] Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen – Band 1: Konstruktionslehre. Springer Verlag, Berlin, 3., erweiterte und neu gestaltete Auflage, 2000
- [16] VDI- Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme, 2004
- [17] VDI-Richtlinie 2222: Konstruktionsmethodik – Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien, 1997
- [18] Weilkiens, T.: Systems Engineering mit SysML/UML – Modellierung, Analyse, Design. Dpunkt-Verlag, Heidelberg, 2006
- [19] Wiederkehr, O.; Dumitrescu, R.; Gausemeier, J.: Der Entwicklungsauftrag als Basis für eine vorausschauende und systemorientierte Produktentstehung. In: Maurer, M.; Schulze, S.-O.: Tag des Systems Engineering, Bremen 12.-14. November 2014, Carl Hanser Verlag, München, 2015

In-Prozess-Erfassung und Auswertung prozessdefinierender Kennwerte beim robotergestützten Polieren von Designoberflächen

In-process detection and evaluation of process defining parameters of robotic polishing processes of design surfaces

Dipl.-Ing. M. Plyusnina, Dipl.-Ing. C. Krewet, Dipl.-Ing. M. Rieger, PD Dr.-Ing. J. Bickendorf, Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Kuhlenkötter, Technische Universität Dortmund, Institut für Produktionssysteme (IPS), Professur für Industrielle Robotik und Produktionsautomatisierung (IRPA), Leonhard-Euler-Str. 2, 44227 Dortmund
{maria.plyusnina, carsten.krewet, michael.rieger, jobst.bickendorf, bernd.kuhlenkoetter}@tu-dortmund.de

Kurzfassung

In dem vorliegenden Beitrag wird das Monitoringkonzept des Produktionsassistenzsystems EPAS vorgestellt. Das Ziel der Forschungsarbeiten ist die Entwicklung eines elektronischen Produktionsassistenzsystems, zur Unterstützung bei der Bedienung robotergestützter Polieranlagen. Aufgabe des Systems ist es, prozessbedingte Produktionsfehler zu erkennen, deren Ursache zu identifizieren und bediengerecht anzuzeigen, um dadurch die Bedienung von robotergestützten Polieranlagen effizienter zu gestalten. Teil des Systems ist eine Funktionseinheit, welche die im Prozess anliegenden Kennwerte definierter relevanter Einflussfaktoren aufnimmt. Dadurch werden Abweichungen im Produktionsprozess, welche die Produktionsqualität beeinflussen, detektiert. Über eine Informationsschnittstelle werden die erfassten Daten ausgelesen, auf einem separaten ortsungebundenen Rechner visualisiert und es wird entschieden, ob ein Prozessfehler vorliegt. Im Fehlerfall erfolgt eine Einordnung und Klassifizierung in typische Fehlergruppen und eine Identifikation der Fehlerursache.

Abstract

In this paper the monitoring system of the production assistant system EPAS is presented. The goal of the research work is the development of an electronic production assistant system to assist in the operation of robotic polishing systems. The task of the system is to detect process-related production errors, to identify the cause of these errors and to display both in order to make the operation of robotic polishing systems more efficient. One part of the system is a functional unit that receives the applied process parameters defined in the relevant influencing factors. Thereby deviations within the production process, which influence the quality of production, are detected. By an information interface the data is acquired, visualized on a computer, and it is decided, whether there is a process error or not. In case of an error, the error is classified into typical groups and the error cause is identified.

1 Einleitung

Die Effizienz eines Produktionsprozesses wird maßgeblich von im Produktionsprozess auftretenden Qualitätsabweichungen und damit verbundenen Stillstandzeiten der jeweiligen Produktionsanlage beeinflusst.

Ursachen für derartige Qualitätsabweichungen sind häufig systematische Fehler, wie z. B. der Verschleiß einzelner Anlagenkomponenten oder zufällige Einflüsse, wie sich ändernde Umgebungsbedingungen oder auch Bedien- und Einrichtungsfehler. Oft werden diese Fehler erst in einer späten Phase des Produktionszyklus erkannt und führen dadurch zu einem hohen Nachbearbeitungsaufwand, sofern überhaupt eine Nachbearbeitung möglich ist. Vielfach ist zudem eine umfangreiche Ursachensuche und Ursachenbeseitigung notwendig, bei denen die Produktionsanlage still steht. Die dadurch zusätzlich entstehenden Kosten verschlechtern die Effizienz und die Wirtschaftlichkeit eines Produktionsprozesses maßgeblich.

Um auftretende Qualitätsschwankungen und andere Fehler frühzeitig erkennen zu können, werden Produktionsprozesse in zunehmendem Maße sensorisch überwacht.

Darüber hinaus werden auch immer öfter zusätzliche Aktoren in Maschinen integriert, um möglichst automatisch auf sich ändernde Rahmenbedingungen (z. B. den Verschleiß von Werkzeugen) reagieren zu können. Die aufgeführten Maßnahmen führen zu einer deutlichen Steigerung der Komplexität von Produktionsanlagen.

Bei Verfahren der Feinbearbeitung, z. B. dem Schleifen und Polieren, kommt eine weitere Schwierigkeit hinzu. Für viele dieser Fertigungsverfahren, die meist der Gruppe der spanenden Fertigungsverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide zugeordnet werden können, existieren keine exakten prozessabbildenden Berechnungsmodelle. Die Umsetzung und Einstellung dieser Fertigungsprozesse erfordert daher, neben umfangreichen Kenntnissen über die eingesetzten Maschinen, bisweilen auch eine jahrelange Prozess Erfahrung. Oft ermöglicht nur dieses Erfahrungswissen, das oft personengebunden und daher zumeist nur in nicht dokumentierter Form vorliegt, eine wirtschaftliche Fertigung auf dem geforderten Qualitätsniveau.

Die Kombination aus hohen Qualitätsanforderungen an die Produkte, zunehmender Komplexität der Anlagen und

prozessbedingt notwendiger langjähriger Bedienererfahrung, stellt hohe Anforderungen an das Personal. So ist es für Unternehmen zunehmend schwierig geeignete Mitarbeiter zu finden bzw. aufwändig diese für die Bearbeitungsprozesse der Produktion zu befähigen.

An diesem Punkt setzt das Projekt EPAS an, das im Rahmen dieses Artikels vorgestellt werden soll. Durch die Entwicklung und Umsetzung eines geeigneten elektronischen Produktionsassistenzsystems, das den Bediener bzgl. der beschriebenen Herausforderungen unterstützt, sollen Einricht-, Fehlerfindungs- und Fehlerbeseitigungsprozesse deutlich verkürzt und eine Steigerung der Effizienz der Herstellung komplexer Oberflächen erzielt werden. Das Projekt EPAS konzentriert sich dabei ausschließlich auf den Prozess des robotergestützten Polierens.

Ein Forschungsschwerpunkt im Rahmen des Projekts EPAS ist der Aufbau eines Prozess-Monitoring-Systems, das den Polierprozess fortlaufend überwacht und prozessbegleitend Kennwerte bestimmt, welche den jeweiligen Zustand des ausgeführten Prozesses beschreiben und somit eine Auskunft über die Güte des Prozesses geben können.

In dem vorliegenden Artikel soll sowohl das Grundkonzept des eingesetzten Prozess-Monitoring als auch die Umsetzung des Monitoring-Systems in einer Pilotanlage erläutert werden.

2 Stand der Technik

Für das Monitoring von Bearbeitungsprozessen werden sowohl in industriellen Anwendungen als auch in Forschungsapplikationen unterschiedliche physikalische Größen überwacht und ausgewertet. Neben geometrischen Größen können dies die Leistungsaufnahme der eingesetzten Werkzeuge (wie z. B. Motorspindeln und die zugehörigen Motorstromverläufe), beim Bearbeitungsprozess auftretende Kräfte und Momente (wie z. B. Schnittkräfte) oder auch auftretende Schallemissionen sein.

Für die Messung entsprechender Kennwerte kommen unterschiedliche Messmethoden und Messsysteme zum Einsatz. Im nachfolgenden Überblick sollen ausgewählte Ansätze und Systeme kurz vorgestellt werden. Eine weitverbreitete Möglichkeit Kennwerte über die im Prozess wirkenden Kräfte zu generieren, ist die Überwachung der im Werkzeugantrieb auftretenden Motorströme bzw. die sich daraus ergebende Leistungsaufnahme des elektrischen Antriebs [1,2]. Vorteile dieser Art der Überwachung sind, dass der jeweilige Bearbeitungsprozess nicht durch die Erfassung entsprechender Messdaten beeinträchtigt wird und dass entsprechende Sensorsysteme entweder bereits als Teil der Motorregelung existieren oder mit verhältnismäßig geringem Aufwand nachgerüstet werden können. Mit der Messung der Motorströme und der Leistungsaufnahme dient der Motor selbst als indirekter Sensor für die Bestimmung der Bearbeitungskräfte. Deshalb ist es von großer Wichtigkeit, dass eine möglichst lineare Beziehung zwischen eingehendem Strom bzw. eingehender Leistung und den sich daraus ergebenden Kräften und Momenten besteht bzw. die Beziehung dieser Größen zueinander bekannt ist [2]. Um diese Beziehung besser ab-

zubilden und dadurch die Leistungsfähigkeit dieser Form der indirekten Messdatenaufnahme zu verbessern, wurden zahlreiche Forschungsarbeiten durchgeführt [3, 4, 5].

Eine weitere Möglichkeit, um im Prozess auftretende Kräfte und Momente zu erfassen, ist der Einsatz direkter Kraft- und Momenten-Sensorik. Dabei kommen hauptsächlich zwei Sensortypen zum Einsatz, Piezo-elektrische Sensoren und auf dem Prinzip der Dehnmessstreifen basierende Methoden. Derartige Sensoren können entweder zwischen Werkzeug und Handhabungseinrichtung oder auch direkt in Form von rotierenden Schnittkraft-Dynamometern ins Werkzeug integriert werden [6].

Eine weitere Methode zur Überwachung von Bearbeitungsprozessen ist die Messung auftretender Schallemissionen. Für die Messung der Schallemissionen kommen derzeit hauptsächlich piezoelektrische Sensoren zum Einsatz. Mit Dynamikbandbreiten von 100 bis 900 kHz können mit Hilfe dieser Sensoren eine Vielzahl der bei der Bearbeitung auftretenden Phänomene erkannt werden. Allerdings werden dabei besondere Anforderungen an die Signalerfassung und die Signalnachverarbeitung gestellt. Deshalb laufen auch in diesem Bereich umfangreiche Forschungsarbeiten [7, 8].

Eingebunden werden die bisher genannten Sensorsysteme häufig in eine übergeordnete Monitoring-Struktur. So beschreiben z. B. Klocke et al. in [9] das computerbasierte Monitoring eines Polierprozesses mit Hilfe des Softwaresystems LabView. Im Rahmen der beschriebenen Forschungsarbeiten wurde ein Monitoring-System für einen chemisch-mechanischen Polierprozess realisiert. Überwacht werden u.a. pH-Werte, Reibkoeffizienten, Leitfähigkeiten und das Polierergebnis. Eine weitere Übersicht zu ähnlichen Systemen kann [10] entnommen werden.

3 Prozessanalyse

Im Projekt EPAS wird der Polierprozess in der Prozessvariante zur mechanischen Oberflächenbearbeitung mit nachgiebigen, rotierenden Polierscheiben untersucht. Große industrielle Bedeutung hat dieser Prozess in der metall-, kunststoff-, lack- und holzbearbeitenden Industrie, wobei in dem vorgestellten Forschungsprojekt der Fokus auf die Bearbeitung designorientierter Werkstücke aus Aluminium gelegt wird.

Die Qualität des Polierprozesses wird von einer Vielzahl von Einflussgrößen bestimmt. Die Einflussgrößen lassen sich dabei grob in zwei Hauptgruppen unterteilen, in geometrische Einflussgrößen und in Prozessparameter. Im industriellen Einsatz werden überwiegend Werkstücke mit komplexen Geometrien bearbeitet (z.B. Sanitärarmaturen, Beschläge, Turbinenschaufeln, Ventilklappen, Bestecke). Aufgrund der dreidimensional geformten Freiformoberflächen treten daher in demselben Werkstück unterschiedliche Verläufe der Krümmungsradien auf. Für den Polierprozess und die zu erzielenden Ergebnisse sind diese geometrischen Einflussgrößen von entscheidender Bedeutung. Überlagert werden die geometrischen Größeneinflüsse durch weitere Prozessparameter, die damit einen zusätzlichen Einfluss auf das Polierergebnis haben. Bei Erarbeitung einer Prozessbeschreibung müssen daher diese Para-

meter besonders berücksichtigt werden. Die wichtigsten Prozessparameter sind in **Bild 1** dargestellt.

Geometrische Einflussgrößen

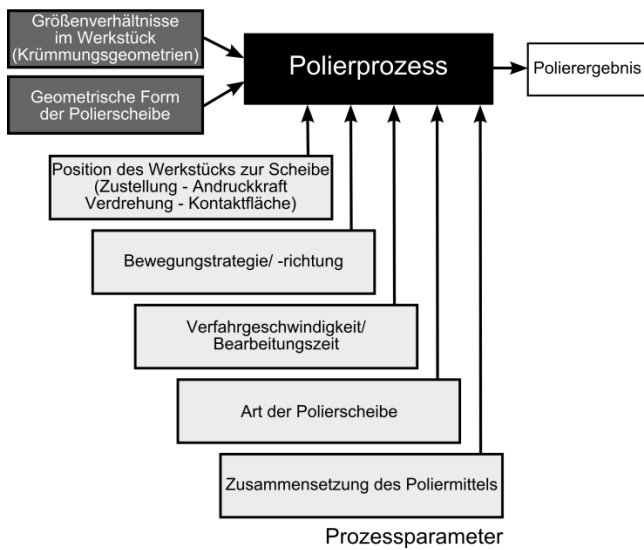


Bild 1 Einflussfaktoren beim Polieren

Bei dem Polierprozess, der im Rahmen des Projekts EPAS betrachtet wird, wird das Werkstück am Umfang der rotierenden Polierscheibe, auf die das Poliermittel (Polierpaste) aufgetragen wurde, automatisiert mit einem Industrieroboter entlanggeführt [10].

4 Allgemeine Systemstruktur

Das Ziel des zu entwickelnden, elektronischen Produktionsassistenzsystems (schematischer Aufbau siehe **Bild 2**) ist es, prozessbedingte Produktionsfehler zu erkennen und deren Ursache zu analysieren. Durch eine bediengerechte Visualisierung von Prozesszuständen und auftretenden Abweichungen vom Sollzustand wird die Bedienung von robotergestützten Polieranlagen vereinfacht und die Produktionseffizienz erhöht.

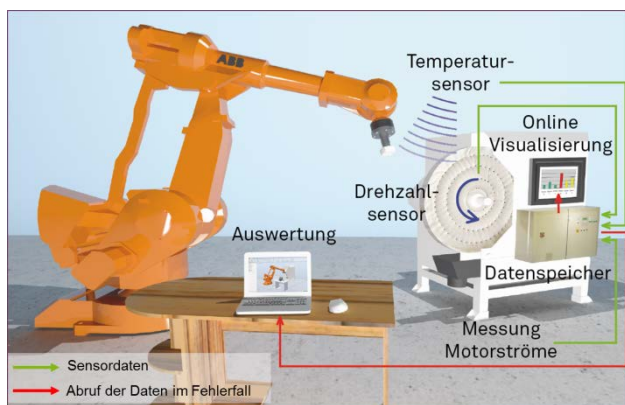


Bild 2 Schematischer Aufbau des Produktionsassistenzsystems

Um dieses übergeordnete Ziel erreichen zu können, werden zwei Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkte verfolgt. Ein erster Schwerpunkt der Arbeiten bildet die Entwicklung einer Funktionseinheit zur Erfassung prozessrelevanter Kennwerte. An diese Funktionseinheit werden über eine Sensorschnittstelle Sensoren zur dauerhaften

Prozessüberwachung angeschlossen, mit dem Ziel im Prozess anliegende Kennwerte zu erfassen und sicher zu speichern. Über eine Informationsschnittstelle können die erfassten Daten ausgelesen, auf einem separaten ortsungebundenen Rechner visualisiert und ausgewertet werden, um so Abweichungen im Produktionsprozess, die zu Fehlern führen, frühzeitig detektieren zu können. Auf Grundlage der aufgenommenen Daten wird manuell durch den Benutzer oder teilautomatisiert entschieden, ob ein Prozessfehler vorliegt.

Für die Auswertung der aufgenommenen Daten soll ein Entscheidungsmodell zum Einsatz kommen, das ausgehend von einem zuvor klassifizierten Fehlerfall und den gewonnenen Prozessdaten bestimmt, welche Fehlerursache jeweils am wahrscheinlichsten vorliegt. Für die Entwicklung dieses Entscheidungsmodells ist eine umfangreiche Erfassung und Aufbereitung des bisher nicht dokumentierten und in der Regel personengebundenen Expertenwissens notwendig. Auf diese Weise entsteht eine, auf einer Wissensdatenbank basierende Prozessbeschreibung, welche die Grundlage für das zu entwickelnde Entscheidungsmodell bildet. Die Erfassung des Prozesswissens und die Entwicklung des Entscheidungsmodells stellt damit den zweiten Schwerpunkt der Forschungsarbeiten im Projekt EPAS dar.

Das zu entwickelnde Assistenzsystem besteht grundsätzlich aus zwei Funktionseinheiten, der Sensoreinheit, deren Hardwarekomponenten in die Anlage integriert sind, und der Auswerteeinheit, implementiert auf einem ortsungebundenen Rechner. Den Zusammenhang der Funktionseinheiten sowie die Struktur des Systems zeigt **Bild 3**.

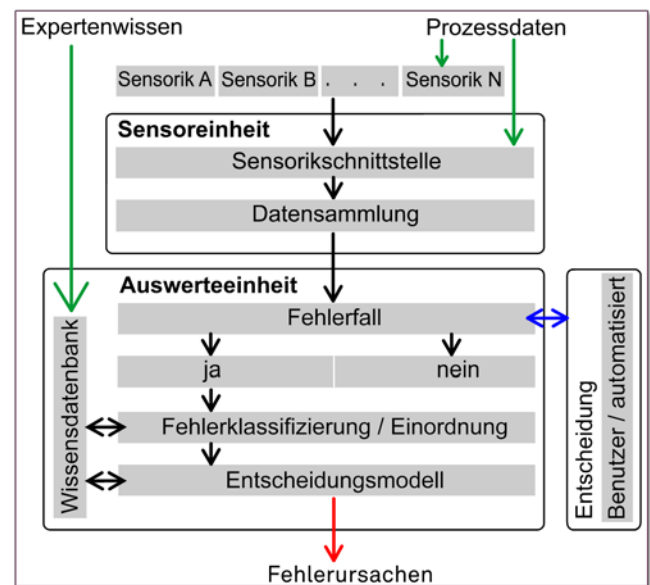


Bild 3 Funktionseinheiten des Produktionsassistenzsystems

Die jeweiligen Systemeinheiten übernehmen dabei unterschiedliche Aufgaben und Funktionalitäten, die zum Teil miteinander in Wechselwirkung stehen. Die Aufgabe der Sensoreinheit besteht in der sensorischen Erfassung von Prozessdaten definierter Kenngrößen zur Detektion einer vorliegenden Prozessabweichung und der Bereitstellung

von Schnittstellen zur Datensammlung, über die die erfassten Prozessdaten von der Auswerteeinheit aufgerufen werden können. Die Aufgaben der Auswerteeinheit bestehen hingegen vor allem in der Bereitstellung einer Visualisierungs- und Benutzerschnittstelle zur Festlegung des Fehlerfalls, der Bereitstellung eines Systems zur analysegerechte Einordnung der detektierten Ereignisse und der Bereitstellung eines Systems zur Identifikation der Fehlerursache mit Hilfe eines Entscheidungsmodells. Das Entscheidungsmodell greift dabei auf eine Wissensdatenbank zurück. Diese Wissensdatenbank basiert auf systematisch erfasstem, grundlegendem Expertenwissen. Es kann schrittweise mit zusätzlich gewonnenem Prozesswissen erweitert werden und wird auch anderen Teilfunktionalitäten des Systems zur Verfügung gestellt. Die Ausgabe der Analyseergebnisse auf einem einfach für den Benutzer ablesbaren und bedienbaren User-Interface stellt eine weitere wichtige Funktionalität des Gesamtsystems dar.

5 Prozess-Monitoring

5.1 In-Prozess-Datenerfassung

Eine entscheidende Aufgabe bei der Entwicklung des Monitoring-Systems ist es, die im Prozess zu erfassenden Kennwerte zu definieren, mit deren Hilfe es möglich wird den jeweils aktuellen Zustand des Prozesses bzw. die Abweichungen und Störungen im Prozess bestmöglich zu beschreiben. Aufbauend darauf ist es eine weitere wichtige Aufgabe eine Entscheidungssystematik zu realisieren, welche die direkt erfassten bzw. indirekt aus Sensordaten generierten Kennwerte auswertet und entscheidet ob eine unzulässige Prozessabweichung vorliegt und deshalb das Auftreten eines Bearbeitungsfehlers sehr wahrscheinlich ist.

Die im Kapitel 3 beschriebene Analyse des robotergestützten Polierprozesses hat ergeben, dass der betrachtete Prozess insbesondere durch die Temperatur und die Andruckkraft in der Kontaktzone, die Schnittgeschwindigkeit, die Art und den Aufbau des Polierscheibenbesatzes, den Verschleißzustand der Polierscheibe und die aufgebrauchte Polierpastenmenge pro Zeiteinheit beeinflusst wird.

Aus diesem Grund wird im Rahmen des Projekts eine Überwachung bzw. Erfassung von Daten zu diesen Einflussfaktoren umgesetzt. Um eine umfassende Datenanalyse zu ermöglichen und Rückschlüsse auf die Gründe der Abweichungen im Prozess ziehen zu können bzw. eine vollständige Abbildung des aktuellen Zustandes des Prozesses darstellen zu können, werden diese Daten durch Charakteristiken des Prozesses und seiner Komponenten ergänzt: Parameter der Scheibe (Nummer, Typ, Durchmesser), Anzahl der polierten Bauteile pro Scheibe, Bauteilparameter (Charge-, Bauteil-, Flächennummer), Lokalisation des Bauteils auf der Polierscheibe, Polierstrategie, Schnittgeschwindigkeit bzw. Frequenz, mit welcher die Polierscheibe dreht, Zustellungstiefe, Anzahl der Bauteile pro Pastenausstoß und Robotergeschwindigkeit.

Die meisten Änderungen und Abweichungen der zu Beginn genannten Einflussfaktoren können nur indirekt über

Kennwerte identifiziert und bei der Überwachung berücksichtigt werden.

Während es beispielsweise relativ einfach ist eine Überwachung der Polierpastenzufuhr zu realisieren, da bereits in aktuellen Anlagen die Häufigkeit und Dauer des Pasteausstoßes gesteuert und erfasst werden kann und somit keine zusätzliche Sensorik in die Anlage integriert werden muss, gestaltet sich die Erfassung geeigneter Kennwerte für andere Einflussfaktoren teilweise deutlich schwieriger.

Während für die Überwachung des Prozesses der Zeitpunkt des direkten Kontaktes zwischen dem Bauteil und der Polierscheibe besonders interessant ist, können aber die Einflussfaktoren Temperatur und Andruckkraft in der Kontaktzone nicht sinnvoll direkt erfasst werden. Somit ist eine berührungslose direkte Messung der Temperatur in der Bearbeitungszone nicht möglich. Für die Erfassung der Temperatur ist aus der industriellen Praxis noch kein praktikabler Ansatz bekannt. Hierzu werden derzeit im Projekt EPAS Untersuchungen durchgeführt, inwieweit eine berührungslose Messung der Temperatur in der Kontaktzone am Werkstück unmittelbar nach der Bearbeitung oder auch eine Temperaturmessung auf der Polierscheibenoberfläche unmittelbar nach dem Werkstückeingriff belastbare Aussagen über die Güte des Polierprozesses liefern können.

Auch eine fortlaufende Erfassung der auftretenden Kräfte in der Kontaktzone ist aufgrund des stattfindenden Bearbeitungsprozesses schwierig, da die eingesetzte Sensorik nicht durch den Prozess beschädigt werden darf. In der industriellen Praxis hat sich deshalb eine indirekte Überwachung der Andruckkraft über das Messen der Ströme bzw. der Wirkleistung des Antriebsmotors der Poliermaschine als sinnvoll erwiesen. Die Genauigkeit der dabei gewonnenen Messwerte ist zwar beschränkt, allerdings können Wertebereiche bestimmt werden, in denen ein reproduzierbar guter Polierprozess gewährleistet werden kann.

Die Bestimmung der Schnittgeschwindigkeit kann hingegen mit vergleichsweise einfachen Mittel über eine Bestimmung der Drehzahl und des Durchmessers der Polierscheibe realisiert werden. Die Drehzahl einer Polierscheibe wird meist über einen Frequenzumrichter eingestellt. Dadurch wird eine nahezu beliebige Regelung der Scheibendrehzahl möglich. So kann aus den Kenndaten des Antriebsmotors und der über den Frequenzumrichter eingestellten Frequenz die Drehzahl der Polierscheibe bestimmt werden. Als Alternative ist auch die Integration eines Drehzahlsensors in die Poliermaschine möglich.

Über die Erfassung der Anzahl der polierten Bauteile pro Scheibe, der Schnittgeschwindigkeit, des Scheibendurchmessers und der Anzahl der Bauteile pro Pastenauftrag kann der Scheibenverschleiß abgeschätzt werden.

Nachfolgend soll die Umsetzung einiger Aspekte des Monitoringkonzepts kurz erläutert werden.

In einer ersten Umsetzung des Grundkonzepts für das Monitoring wurden folgende Komponenten in die robotergestützte Polieranlage integriert: ein Wirkleistungsmesser zur Messung des Motorstroms der Polierscheibe, Frequenzumrichter zur Steuerung der Drehzahl der Polierscheibe und das Pasteauftragsystem mit einer Ansteuerung der Polier-

pastenmenge. Eine Temperaturerfassung wurde bislang noch nicht integriert. Die Arbeiten dazu laufen derzeit noch.

Die Integration dieser Messvorrichtungen und -systeme ist **Bild 4** zu entnehmen.

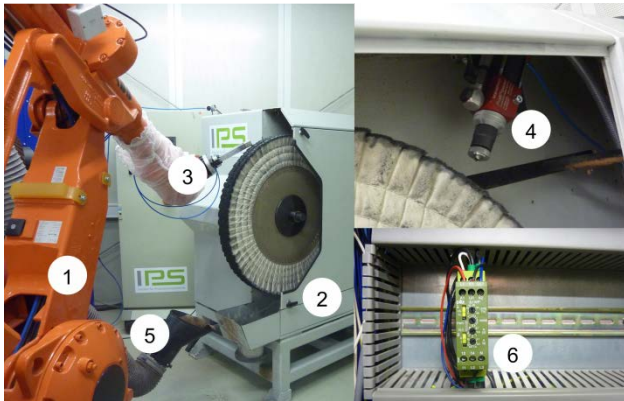


Bild 4 Roboter-gestützte Polieranlage am IPS (1 – 6-achsiger Industrieroboter, 2 – Poliermaschine, 3 – Greifer mit dem Werkstück, 4 – Pasteauftragsystem, 5 – Absaugvorrichtung mit integrierter Filtereinheit, 6 – Wirkleistungsmesser)

Die synchronisierte Erfassung der Kennwerte erfolgt zentral über die Robotersteuerung. Dort werden die Daten aller erfassten Kennwerte und Parameter synchronisiert, zu einem Datensatz zusammengefügt und auf einen Server abgelegt. Eine schematische Darstellung der umgesetzten Struktur der Datensammlung und –speicherung inklusive der Schnittstellen zur Datenübertragung und zur Speicherung der Prozessdaten ist in **Bild 5** zu sehen.

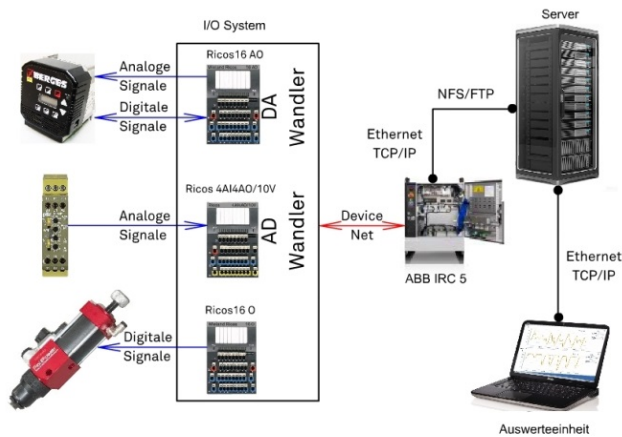


Bild 5 Struktur der synchronisierten Datensammlung

Im Zentrum der Struktur steht die Robotersteuerung, mit welcher über ein Feldbusssystem unterschiedliche Module eines modularen I/O-Systems verbunden sind. Über die Kombination von Robotersteuerung und I/O-System erfolgt sowohl die Steuerung der einzelnen Anlagenkomponenten (z. B. der Poliermaschinen, des Zuführsystems für Polierpaste) als auch die Erfassung der Messdaten der angeschlossenen Sensoren (z. B. des Wirkleistungsmessers bzw. des Temperatursensors). Die gewonnenen Daten

werden von der Robotersteuerung vorverarbeitet und direkt auf einem zentralen Server abgelegt.

5.2 Datenanalyse des Prozess-Monitoring-Systems

Der gesamte Ablauf der In-Prozess-Erfassung und Auswertung prozessdefinierter Kennwerte kann in folgenden sechs Arbeitsschritten zusammengefasst werden:

- In-Prozess-Datensammlung und automatische Datenspeicherung,
- statistische Analyse der aufgenommenen Daten und Extrahierung der Kennwerte,
- automatische Fehlerklassifizierung
- Visualisierung der Prozessparameter, der entstehenden Abweichungen und der Ergebnisse des Polierprozesses,
- manuelle Analyse des Politurergebnisses (i.O. / n.i.O.) und Zuordnung der Fehlerart,
- Zuordnung der vorgeschlagenen und empfohlenen Maßnahme und endgültige Abspeicherung der Ergebnisse.

Die im Prozess erfassten und auf einem Server gespeicherten Daten werden von der Auswerteeinheit abgerufen, um durch Auswerteprozeduren mit Hilfe von statistischen Methoden analysiert zu werden. Dadurch werden zusätzlich zum kontinuierlichen Messsignal die wichtigen Kennwerte wie z. B. der Mittelwert, die Varianz, die Standardabweichung, das Minimum und Maximum u.a. der Wirkleistung des Antriebsmotors der Polierscheibe extrahiert (siehe **Bild 6**).

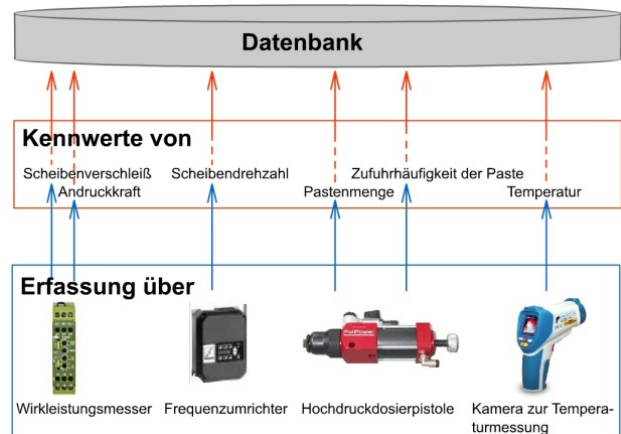


Bild 6 Extrahierung der Kennwerte und Speicherung der Daten in der Datenbank

Ein weiterer Schritt der Auswertung beinhaltet eine Klassifizierung der Fehler und Zuordnung des Datensatzes zu einer Fehlerart.

Für die Lösung von Klassifizierungsproblemen kommen häufig die Methoden des maschinellen Lernens wie Support Vector Machines (SVM), Hidden Markov Models (HMM), Gaussian Mixture Models (GMM) und Extension Neural Networks (ENN) in Betracht. Im Rahmen des E-PAS-Projekts werden insbesondere die Methoden SVM und GMM auf ihre Eignung untersucht, da sie in ver-

gleichbaren Anwendungen (siehe [11], [12]) zu guten Ergebnissen geführt haben. Auf eine nähere Erläuterung des Fehlerklassifizierungssystems wird an dieser Stelle verzichtet.

Die im Prozess entstandenen und detektierten Abweichungen des Prozesses vom Sollzustand, die aktuellen Prozesseinstellungen und die automatisch bestimmte Fehlerklasse werden dem Benutzer zur Überprüfung über eine Visualisierungsschnittstelle angezeigt. Dieser entscheidet nun, ob die automatische Klassifikation auch seiner Einschätzung entspricht. Ist dies der Fall, so bestätigt er die automatisch bestimmte Fehlerart. Hat er eine andere Einschätzung, so führt er über das System eine manuelle Klassifizierung durch. Diese wird dann der Fehlerfallbeschreibung hinzugefügt und ist maßgeblich für den nächsten Schritt, die Maßnahmenbestimmung.

In einem nächsten Schritt werden den Fehlerfällen nach der Fehlerklassenbestimmung geeignete Maßnahmen zugeordnet. Die Zuordnung erfolgt auf Basis einer vorher aufgestellten Fehler-Ursache-Maßnahmen-Zuordnung. Auch hier ist eine Verifikation der Maßnahmen durch den Benutzer vorgesehen.

Im letzten Schritt werden die gewonnenen Ergebnisse in der Wissensdatenbank gespeichert und zur Optimierung der vorhandenen Prozessbeschreibung herangezogen.

6 Zusammenfassung

In diesem Artikel wurde ein Monitoring-System für die In-Prozess-Erfassung und Auswertung prozessdefinierter Kennwerte für das robotergestützte Polieren vorgestellt.

Das System ist gekennzeichnet durch eine synchronisierte Datensammlung und -speicherung, eine offline Auswertung der aufgenommenen Daten und eine automatische Fehlerklassifizierung.

Die In-Prozess-Datenerfassung, das Konzept und der Aufbau des Prozess-Monitoring-Systems mit den integrierten Sensoren und Messvorrichtungen wurden vorgestellt. Ein Entscheidungsablauf, die Visualisierung der Fehlerklassifizierung und die Zuordnung der empfohlenen Maßnahmen wurden vorgestellt.

7 Danksagung

Das ZIM-Vorhaben EPAS wird über die AiF Projekte GmbH im Rahmen des Programms "Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand" vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Für die Unterstützung bei der Projektdurchführung bedanken wir uns bei unserem Projektpartner der Firma carat robotic innovation GmbH und Herrn Cornelius Gaiser von der Firma Heinrich Kreeb GmbH & Co. KG.

8 Literatur

[1] Byrne, G.; Dornfeld, D.; Inasaki, I.; König, W.; Teti, R.: *Tool Condition Monitoring – The Status of Research and Industrial Application*. CIRP Annals 44(2). 1995. S. 541–567.

- [2] Teti, R.; Jemielniak, K.; O'Donnell, G.; Dornfeld, D.: *Advanced monitoring of machining operations*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. Volume 59. Issue 2. 2010. ISSN 0007-8506. S. 717-739. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2010.05.010>.
- [3] Stein, J. L.; Wang, C.-H.: *Analysis of Power Monitoring on AC induction drive systems*. Journal of Dynamic System Measurement & Control 112. 1990. S. 239–248.
- [4] Altintas, Y.: *Prediction of Cutting Forces and Tool Breakage in Milling from Feed Drive Current Measurement*. Journal of Engineering for Industry. 1992. Volume 114 (4). S. 386–392. DOI: 10.1115/1.2900688.
- [5] Pritschow, G.; Bretschneider, J.; Fritz, S.: *Reconstruction of Process Forces within Digital Servo-drive Systems; Production Engineering*. Annals of the German Academic Society for Production Engineers. Volume 6 (1). 1999. S. 73–78.
- [6] Park, S.: *Identification of Spindle Integrated Force Sensor's Transfer Function for Modular End Mills*. Journal of Manufacturing Science and Engineering. Volume 128. 2006. S. 146-153.
- [7] Pilny, L.; Bissacco, G.; De Chiffre, L.; Ramsing, J.: *Acoustic Emission Based In-process Monitoring in Robot Assisted Polishing*. Paper presented at 11th International Symposium on Measurement Technology and Intelligent Instruments, Aachen, Germany. 2013.
- [8] Aguiar, P.R.; Serni, P.J.A.; Dotto, F.R.L.; Bianchi, E.C.: *In-process grinding monitoring through acoustic emission*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. Volume 28, Nr.1. 2006. ISSN: 1678-5878. S. 118-124. <http://dx.doi.org/10.1590/S1678-58782006000100014>.
- [9] Klocke, F.; Dambon, O.; Schnieder, U.; Zunke, R.; Waechter, D.: *Computer-based monitoring of the polishing Process using LabView*. Journal of Material Processing Technology. Volume 209. 2009. S. 6039-6047.
- [10] Plyusnina, M.; Krewet, C.; Rieger, M.; Bickendorf, J.; Kuhlenkötter, B.: *Assistenzsystem zur Erfassung prozessbedingter Abweichungen und Ursachenidentifikation im robotergestützten Polierprozess*. Automation 2014, 15. Branchentreff der Mess- und Automatisierungstechnik, Smart X - Powered by Automation. Baden-Baden, DE. 1.-2. Juli 2014. VDI-Berichte. Volume 2231,2. 2014. S. 1145-1162.
- [11] Marwala, T.; Vilakazi, C. B.: *Computational Intelligence For Condition Monitoring*. Internetquelle: Elektronisches Archiv der Cornell University Library (arXiv.org). <http://arxiv.org/abs/0705.2604>. Zugriff am 19.11.2014.
- [12] Widodo, A.; Yang B.-S.: *Support vector machine in machine condition monitoring and fault diagnosis*. Journal of Mechanical Systems and Signal Processing. Volume 21. 2007. S. 2560-2574.

Entwicklung eines MPC-Regelungssystems zur Qualitätssicherung von Laserschweißprozessen

Development of an MPC control system for quality assurance of laser welding processes

Ralf-Kilian Zäh, B. Eng., ZeMA gGmbH, Gewerbepark Eschbergerweg Geb. 9, 696121 Saarbrücken, Deutschland,

r.zaeh@mechatronikzentrum.de

Frank Leinenbach, M. Sc., ZeMA gGmbH, Gewerbepark Eschbergerweg Geb. 9, 696121 Saarbrücken, Deutschland,

frank.leinenbach@mechatronikzentrum.de

Prof. Dr.-Ing. Benedikt Faupel, htw saar, Goebenstraße 40, 66117 Saarbrücken, Deutschland,

benedikt.faupel@htwsaar.de

Kurzfassung

Das Ziel produzierender Unternehmen ist es Prozessparameter von Fertigungsanlagen so zu gestalten, dass geringfügige Parameterschwankungen nicht dazu führen, dass das Bearbeitungsergebnis unbrauchbar ist. Beim Lasertiefschweißen gilt dies für die korrekte, bahngenaue Führung des Laserstrahls auf dem Werkstück, sowie der Ausprägung der Schweißnahtqualität. Diese wird durch aufwändige Post-Process-Maßnahmen, wie bspw. Ultraschall, bzw. durch Online-Monitoring-Systeme anhand der Leuchtemissionen bestimmt [1]. Letztere geben eine einfache Bewertung der Form „i.O.“ bzw. „n.i.O.“ zurück. Durch diese Methode werden Fehler im laufenden Prozess erkannt, jedoch werden keinerlei Anpassungen an den Prozessparameter unternommen. Folglich bleibt die Ausschussrate konstant. Ziel des EFRE-geförderten Projektes der ZeMA gGmbH ist es, die Erfassung und Analyse der Prozessparameter zur Regelung des Laserschweißverfahrens zu nutzen. Prozesssignale werden analysiert, um eine Zuordnung zwischen Prozessparameter, -signalen und Schweißergebnis herzustellen.

Abstract

A core objective of manufacturing companies is to preserve a constant quality of products by selecting appropriate process and material parameters so that a large processing window is created. The quality must not be impaired through small changes in those parameters. Such parameters are, for example, the movement of the laser beam across the component and the formation of the weldseam for the laser keyhole welding. Therefore, the quality of laser welding processes is ensured, by using post-process methods, like ultrasonic inspection, or in-process methods, by measuring the light emissions [1]. Of which the latter only return simple qualitative statements such as "OK" or "NOK". Errors in the current process are detected by this method, however, no modifications of the process parameters are made. Consequently, the rejection rate remains constant. The aim of the ERDF-funded project of ZeMA GmbH is to collect and analyze process parameters for controlling the laser welding process. Process signals are analyzed to establish a correlation between process parameters, signals and welding results.

1 Einleitung

Infolge der Automatisierung sowie der Forderungen nach einer erhöhten Produktivität, einer Verringerung der Eingriffe durch Bedienpersonal und Verbesserung der allgemeinen Arbeitssicherheit spielen Steuerungssysteme für Maschinen und Betriebsanlagen eine immer bedeutendere Rolle. Diese Steuerungssysteme werden zunehmend aus komplexen elektronischen Geräten und Systemen aufgebaut. Ebenso sind die Forderungen der metallverarbeitenden Firmen nach schnellen, flexiblen Anpassungen an neue Materialien sehr hoch, da immer komplexere Materialien durch ihre

speziellen Eigenschaften im Alltag Verwendung finden. Es ist ein großer Aufwand neue Produkte für den weltweiten Markt zu entwickeln und zu erstellen.

Um den technischen Vorsprung zu halten und erweitern zu können, müssen schon bei der Entwicklung neuer Produkte die derzeitigen Standards kontrolliert und befolgt werden, so dass die Qualität gehalten bzw. erhöht wird. Mit Hilfe der gesteigerten Prozessqualität kann der Wettbewerb zwischen Kunden untereinander erhöht werden, da einerseits die Kosteneffizienz verbessert wird, also Ausschuss minimiert, und andererseits sich die Qualität der Produkte erhöht.

Auch im Bereich der Datenverarbeitung hält das Wachstum der Leistung von elektronischen Datenver-

arbeitungssystemen an. Es besteht die Möglichkeit, eine Anzahl von Messdaten mit höherer Genauigkeit und größerer Geschwindigkeit zu erfassen, zu verarbeiten und auszuwerten. Neben den konstruktiven Aspekten ist dabei die Steuerung als zentrales Element auf dem Weg zur Steigerung der Leistungsfähigkeit der Anlage. Die Fähigkeiten der Anlage sollen mit Blick auf Zuverlässigkeit, Geschwindigkeit, Genauigkeit, Energie- und Personalaufwand optimal genutzt werden.

Die Neuheit des Lösungsansatzes der ZeMA gGmbH liegt in der Verwendung von etablierten Messsystemen in der Lasermaterialbearbeitung, um die derzeit erzielte Nahtqualität zu halten bzw. zu optimieren. Die Messdaten werden genutzt, um Kriterien zwischen Prozessgrößen und Produktmerkmalen der Erzeugnisqualität zu erarbeiten und diese für die frühzeitige Erkennung von Fehlern, bspw. anhand der auftretenden tendenziellen Signalverläufe die Fehlerpotential bieten, beim Laserschweißen auszuwerten. Die beschriebenen Zusammenhänge werden in einem Prozessmodell abgebildet und bilden dadurch die Basis zur Entwicklung von Regelstrategien, die unmittelbar über Variation der Laserleistung als Systemstellgröße in den Prozess einzuwirken. Potentielle Fehlertendenzen werden frühzeitig erkannt und vermieden. Nachbearbeitungszeiten, Energiekosten und Folgekosten können durch diesen Eingriff in den Prozess reduziert werden. Das Projekt verfolgt zusammenfassend folgende Hauptziele:

- Entwicklung eines Multisensorsystems zur Erfassung relevanter Qualitätsparameter
- Korrelation von Prozessmerkmalen mit elektromagnetischen Emissionen
- Bildung eines Prozessmodells zur Vorhersage des Systemverhaltens
- Entwicklung von Regelungsstrategien zur Qualitätsbeurteilung

Das Dokument beschreibt den Entwurf von Regelung zur Sollwertfolge der zentralen Größen, Temperatur und Plasmahelligkeit. Die Regelung wird Teil der Steuerung und soll dazu beitragen, den Prüfstand in Zukunft schneller und genauer zu betreiben.

2 Grundlagen und Aufbau

Der Einsatzbereich von industriellen Laserstrahlschweißen ist breit gefächert, da es schlanke Schweißnähte mit minimalen thermischen Belastungen bei gleichzeitig hohen Produktionszeiten erlauben.

Das Laserschweißen wird in die Prozesse Wärmeleit- und Tiefschweißen unterteilt. Der maßgebliche Unterschied betrifft dabei das Verhältnis Nahttiefe t zu Nahtbreite b , das sog. Aspektverhältnis t/b . Ein großes Aspektverhältnis geht mit der Ausbildung einer Dampfkapillare einher. Diese entsteht beim Lasertiefschweißen, wenn die Energie des Laserstrahls an der Werkstückoberfläche absorbiert wird. Die Absorption führt zu einer Bauteilerwärmung bis hin zur schmelz-

flüssigen Phase, dass das Material aufgrund der hohen Intensität $I=P/A$ verdampft und die Schmelze im Wechselwirkungsbereich verdrängt wird. Durch den Rückstoß des sich bildenden und nach oben strömenden Metaldampfes entsteht die Dampfkapillare. Die schematischen Prozesswirkungen werden in Bild1 gegenübergestellt.

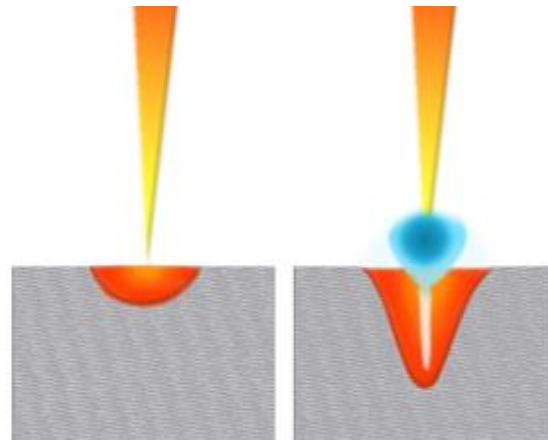


Bild1: Wärmeleit- (links) und Tiefschweißen (rechts)

Die Wärmeleitung ist beim Tiefschweißen gering, da die Wärmequelle als Linienquelle anzusehen ist. Im Vergleich zu herkömmlichen Schweißverfahren, bietet das Laserstrahlschweißen einen geringeren, konzentrierten Energieeintrag in das zu bearbeitende Werkstück. Ein großes Aspektverhältnis kann zur Folge haben, dass bei Schweißstiefen über 10mm Heißrisse entstehen, zusätzlich können sich Bindefehler durch unzureichendes Entgasen der Schmelze ausprägen [3]. Die Versuchsdurchführung mit der folgenden Anlage behandelt ausschließlich Tiefschweißungen.

Der Grundaufbau der Laserzelle besteht aus einer Laserquelle, einer Optik zur Fokussierung des Strahls, sowie einem Industrieroboter zur Führung der Optik über dem Werkstück. Komplexe Geometrien können über weitere Manipulatoren, Linearachse und Runddrehtisch, mit speziellen Werkstückaufnahmen geschweißt werden. Bei der Laserquelle handelt es sich um einen Scheibenlaser mit einem Kristall aus Yttrium-Aluminium-Granat mit Ytterbium-Dotierung (Abkürzung: Yb:YAG) der Firma Trumpf. Dieser liefert einen kontinuierlichen Laserstrahl (cw-Laser) mit einer maximalen Leistung von 2kW bei einer Wellenlänge von 1030nm. In diesem Aufbau wird eine Strahlenqualität von 8mm*mrad mit einem Laserspot von 200µm Durchmesser erreicht. Aufgrund der Wellenlänge und dem kontinuierlichen Strahlstoß wird der Laser über Lichtwellenleiter zur Remoteoptik der Firma Trumpf, welche eine zweidimensionale, elliptische Fläche von 230x180qmm abdeckt, geführt. Dies wird über die Ausrichtung zweier Spiegel via Galvomotoren realisiert, für deren Ausnutzung eine Fokusslage von 533mm erforderlich ist. Der Durchmesser des Laserstrahls vergrößert sich dabei auf 600µm. Die genaue Führung der Optik im Raum wird durch einen Knick-Arm-Roboter der Firma KUKA gewährleistet. Dieser steht in der

hochgenauen Ausführung mit 50µm Genauigkeit in der Laserzelle bereit. Die Kombination von Remoteoptik und Industrieroboter ermöglichen im gemeinsamen Betrieb eine sogenannte On-The-Fly-Schweißung. Bei dieser handelt es sich um eine Überlagerung des Verfahrensweges des Roboters mit der Ausrichtung der Umlenkspiegel der Remoteoptik. Diese Betriebsart beschleunigt den Schweißprozess, da der Roboter nicht jede Schweißnahtkontur abfährt, sondern lediglich eine einfache Bewegung anhand einer Bahn abfährt, die einzelnen und speziellen geometrischen Konturen werden durch die Bewegung der Umlenkspiegel realisiert. Zur Online-Erfassung der Prozessdaten ist die Sensorik koaxial zum Strahlengang an die Remoteoptik montiert. Auf diese Weise ist jede Sensorik, unabhängig von der Spiegelposition, direkt auf den Laserspot ausgerichtet. Es bestehen derzeit noch Defizite in der unzureichenden Zuverlässigkeit der Systeme hinsichtlich aller zu überwachenden Merkmale [2]. Dies beruht auf der Tatsache, dass diese Sensorsysteme über Referenzdaten den Prozess beurteilen und keine absoluten Werte der Messgrößen vorliegen. Die hierdurch resultieren Toleranzen im Signalband führen dazu, dass mögliche Fehler nicht als solche eindeutig erkannt werden. Der Grundaufbau der Versuchsdurchführung wird in Bild2 aufgezeigt.

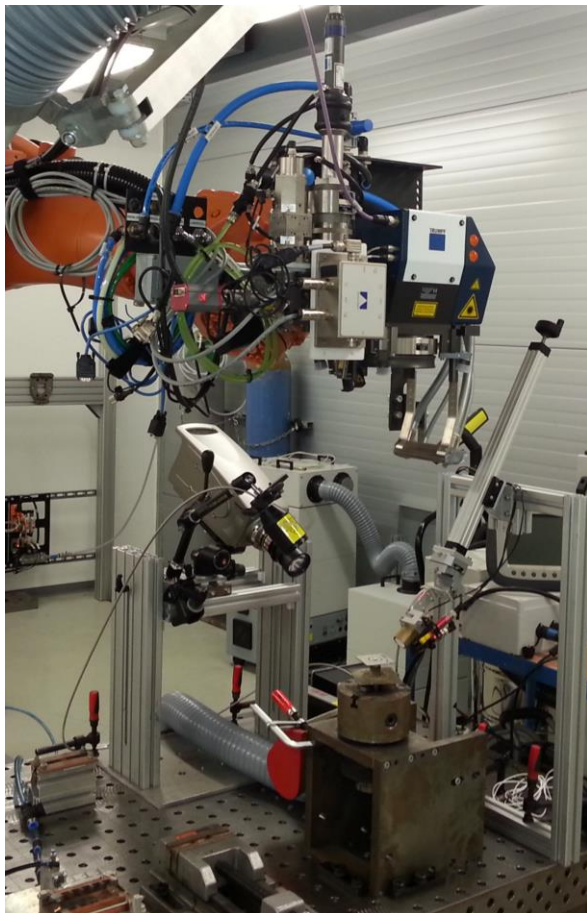


Bild2: Versuchsaufbau

Das Photodiodenpaket der Firma Precitec besteht aus vier Dioden zur Erfassung der wichtigsten entstehenden

Emissionen des Tiefenschweißens. Dies umfasst die Temperatur des Schmelzbades, die Helligkeit der Plasmawolke und die Intensität der reflektierten Anteile des Laserstrahls sowie der realen ausgesandten Laserleistung an der Optik. Für die Messung der Plasmaintensität und der reflektierten sowie der eingebrachten Leistung werden Siliziumdioden verwendet, deren Empfindlichkeitsbereich von 250nm bis 1100nm reicht. Für die Messung der Temperatur kommt eine InGaAs-Diode zum Einsatz, welche im Spektrum von 800nm bis 2500nm arbeitet. Allen Dioden sind Bandpassfilter vorgeschaltet, wodurch Interferenzen zwischen den Signalen vermieden werden. Durch diese Maßnahme reduziert sich der Messbereich der Plasmahelligkeit auf 300nm bis 600nm. Das Spektrum des Lasers wird zwischen 950nm und 1100nm aufgezeichnet. Die Temperaturerfassung arbeitet im Wellenlängenbereich zwischen 1300nm und 1900nm. Das Sensorsystem arbeitet mit einer Messrate von 20.000 Samples pro Sekunde für jede Messgröße [7].

Die beteiligten Zellenkomponenten kommunizieren mit dem Zentralrechner NI-PXI der Firma National Instruments, welcher ein Realtime Betriebssystem zur Anlagensteuerung verwendet. Prozess- und Regelparameter können über die Netzwerkschnittstelle an die Prozesssteuerung übermittelt werden, um die jeweilige Konfiguration der zu absolvierenden Schweißung im Steuerungssystem anzuwählen.

Bild3 zeigt den schematischen Aufbau der Kommunikationsstruktur als Datenflussdiagramm der Laserzelle mit allen Teilnehmern.

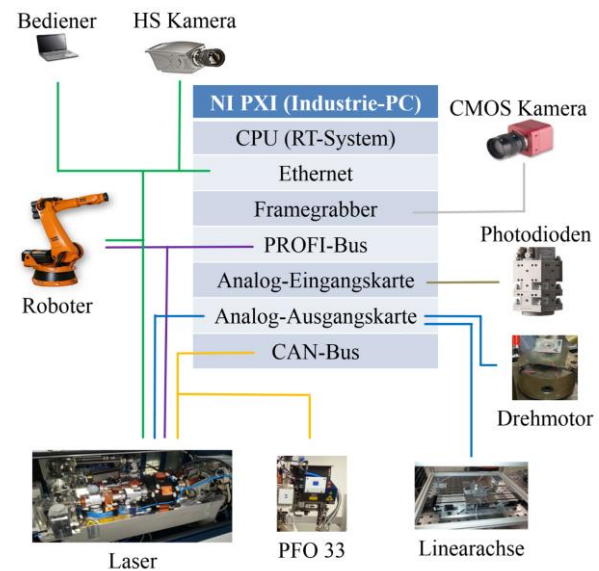


Bild3: schematische Darstellung der Kommunikationsstruktur

Zur weiteren Analyse des Schweißvorgangs ist parallel zum Photodiodenpaket eine CMOS-Kamera installiert. Diese hat eine maximale Auflösung von 1312x1082 Pixel und kann dabei bis zu 108FPS aufnehmen. Die Auflösung wurde auf 200x200 Pixel verringert, um die Bildrate auf 1000FPS zu erhöhen und den Ausschnitt

auf den wesentlichen Bereich zu reduzieren. Durch Versuche mit einem Spektrometer zeigt sich, dass der Prozess im gesamten Wellenlängenbereich Emissionen verursacht, wodurch optisch interessante Effekte überstrahlt werden. Aus diesem Grund werden für die CMOS-Kamera Vorfilter verwendet, um verschiedene Einblicke in den Vorgang zu gewinnen. Zum einen handelt es sich um einen Bandpassfilter, welcher im Bereich $810\text{nm} \pm 5\text{nm}$ durchlässig ist. Durch diesen ist ein Einblick in die Dampfkapillare möglich, wobei die Umgebung verdeckt bleibt. Um dennoch Gebiete um die Fügezone aufzunehmen, wird eine Laserbeleuchtung auf den Fokuspunkt des Lasers ausgerichtet. Der zweite Bandpassfilter arbeitet in einem Spektrum von 820nm bis 980nm und nimmt dadurch deutlich mehr Effekte auf. Bei der Verwendung dieses Filters kann das Schmelzbad, der Fokuspunkt sowie das ausströmende Plasma aus der Dampfkapillare beobachtet werden. Die Bilddaten werden zur Charakterisierung des Schweißprozesses herangezogen, um entstehende Effekte mit den Signalen der Photodioden zu verbinden. Bild4 zeigt den schematischen Aufbau der Remoteoptik inklusive der integrierten Sensorik.

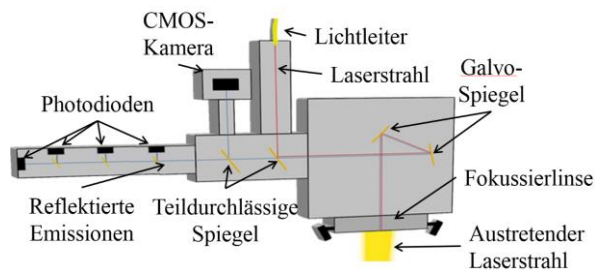


Bild4: schematische Darstellung der Remoteoptik inklusive Photodioden und CMOS-Kamera

3 Durchführung und Resultat

Die Versuchsdurchführung gliedert sich in zwei Arbeitspakete. Im ersten Schritt wurde das Messsystem zur Aufnahme der Phänomene in das System integriert und deren Signale ausgewertet. Um eine Aussage über die Prozesswerte treffen zu können wurden Testschweißungen mit definierten Fehlern simuliert. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen konnte ein Modell anhand Systemidentifikationsmethoden erzeugt werden. Dieses Prozessabbild schafft die Grundlage zur Entwicklung von modellbasierten Regelstrategien. Die entstandenen Schweißergebnisse der angewandten Regelstrategien wurden anhand von Ultraschalluntersuchungen analysiert und bewertet.

3.1 Verifikation des Messsystems

Der Schwerpunkt des Forschungsvorhabens liegt in der Analyse und Verwendung der aufgenommenen elektromagnetischen Emissionen der Photodioden zur Pro-

zessstabilisation und Qualitätssicherung von Laserschweißanwendungen mittels Online-Regelung.

Das in der Laserzelle integrierte optische Messsystem ist ein in der industriellen Anwendung etabliertes Sensorkpaket zur Online-Überwachung von Laserschweißprozessen. Es bietet eine solide Basis, da lediglich eine hinterlagerte Intelligenz die Aufwertung von einem Überwachungs- zu einem Regelungssystem bewirkt. Das System ermöglicht eine schnelle Signalaufnahme, um den Prozess zu charakterisieren. Die Messsignale werden wie in Bild5 zu erkennen, stark verrauscht aufgezeichnet. Die Streuung kann dabei bis zu 45% betragen.

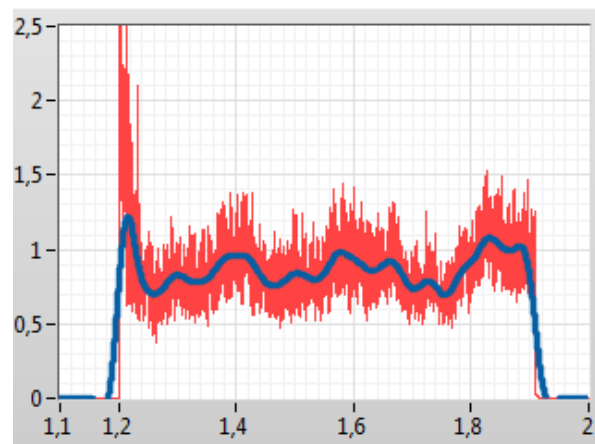


Bild5: original Messdaten (rot), Nutzsignal (blau)

Mittels geeigneter Filtersysteme sowie waveletbasierender Algorithmen kann das Nutzsignal aus der Anhäufung von Messwerten herausgefiltert werden, um die Tendenzen der jeweiligen Messgrößen und somit den Prozesszustand abschätzen zu können. Die Einsatztauglichkeit des Sensorsystems wurde durch simulierte Fehler verifiziert. Dabei wurden die Signalverläufe der Schmelzbadtemperatur, der Plasmahelligkeit und der rückreflektierten Laserleistung erfasst und Auffälligkeiten in den Graphen mit den provozierten Fehlstellen korreliert. Als Fehler wurden eine Verkippung einer Stanzeinpressmutter, eine Materialfehlstelle in Form einer Bohrung, wodurch ein Nahtauswurf simuliert wird, und eine wechselnde Materialdicke in Proben gewählt.

Die Signalverläufe der einzelnen fehlerbehafteten Versuche werden in Bild6 dargestellt. Eine Verkippung der Bauteile manifestiert sich durch einen Anstieg des Temperaturverlaufs und der Plasmahelligkeit. Im Verlauf des Rückreflexes zeigen sich keine Auffälligkeiten, da sich der Widerstand des Materials gegenüber dem Laserstrahl durch die Verkippung nicht ausschlaggebend ändert. Des Weiteren sind die Messverläufe eines Schweißversuchs mit der Fehlerprägung eines Nahtauswurfs durch eine Bohrung hinterlegt. Durch den Verlust der Schmelze sinkt im Bereich der Bohrung die Temperatur während der Rückreflex durch die verschobene Fokusslage steigt. Die Fehlersimulation der wechselnden Einschweißtiefe wurde durch Übereinan-

derlegen zweier Bleche erreicht. Der Übergangspalt soll hierbei aus den Messdaten detektiert werden. In den Signalen ist dies durch einen starken Anstieg des Rückreflexes zu erkennen, während der Verlauf der Temperatur und der Leuchtdichte keine deutlichen Auffälligkeiten zeigen [4].

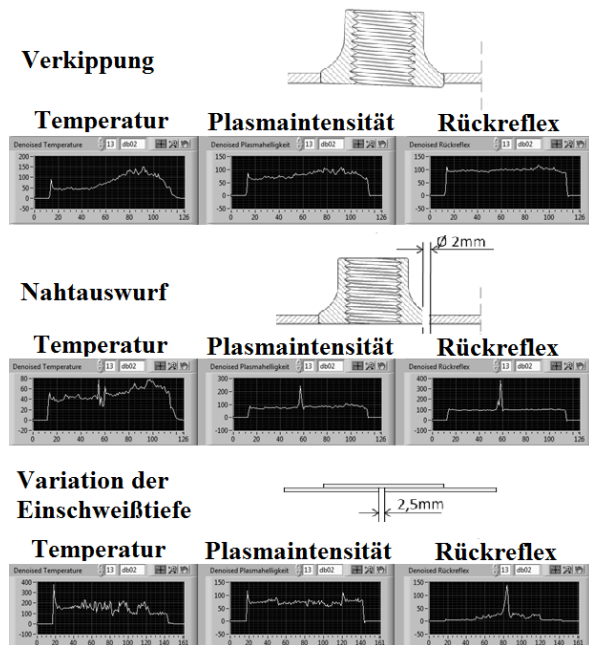


Bild6: Darstellung der Proben mit provozierten Fehlschweißungen

3.2 Systembetrachtung

Die Modellfindung wird anhand von Algorithmen zur experimentellen Systemidentifikation erzeugt. Dabei werden die Eingangs- und Ausgangsgrößen durch das Systemmodell verknüpft, siehe Bild7.

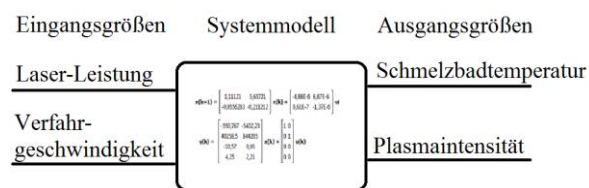


Bild7: Systemmodell

Die verwendeten Messdaten der Identifikation des Systemmodells werden mehrfach mit einer geringen Variation eines jeden Wertes erneut ermittelt, um die Stabilität des erkannten Systems abzubilden. Eine geringe Variation des erkannten Prozessmodells ist bei dieser Anwendung zulässig. Eine sprunghafte Änderung des Modells zeigt eine Instabilität des Prozessabbildes an. Um einen Einfluss auf einen sich ständig wandelnden Prozess zu gewinnen, besteht für das Regelungskonzept die Anforderung, sich schnell einer Situationsänderung anzupassen und gleichzeitig über eine hohe Genauigkeit zu verfügen. Der klassische PID-Regler scheitert dabei an seiner Anpassungsfähigkeit im lau-

enden Prozess, während ein Fuzzy System nicht die nötige Genauigkeit garantieren kann. Eine Analyse der unregelmäßigen Messsignale zeigt, dass ein Modell zur Prozessbeschreibung existiert. Daher wird eine modellbasierte prädiktive Regelung (MPC) angestrebt, da diese auf geringe Änderungen des Streckenverhaltens mit einer ausreichend hohen Genauigkeit reagiert [5]. Andernfalls wäre nur eine Regelung über ein Fuzzy System bzw. einem künstlichen neuronalen Netz möglich.

3.3 Entwicklung erster Regelstrategien

Die modellbasierte prädiktive Regelung (MPC) wird meist bei langsam ablaufenden Prozessen, bspw. verfahrenstechnischen Anwendungen, eingesetzt [5]. Die Anwendung der MPC-Algorithmen bei Laserschweißanlagen zeigt, dass diese Regelungsstrategie nicht nur die Verfahrenstechnik revolutioniert, sondern auch einen Einzug in weitere komplexe Systeme erfährt.

Sie verfügt über ein internes Prozessmodell, mit dessen Hilfe der zukünftige Verlauf der Regelgrößen anhand des derzeitigen Zustands und der anstehenden Prozessgrößen über einen angestrebten Zeithorizont vorhergesagt wird. Auf Grund der vorausschauenden Arbeitsweise ist es möglich, bereits zu frühen Zeitpunkten auf künftige Abweichungen von Sollwerten oder sich anbahnende Grenzwertverletzungen, bspw. angehende Fehler, zu reagieren [5]. Zusätzlich zu dem hinterlegten Prozessverhalten ist die MPC-Regelung als einziger Regelalgorithmus befähigt eine Begrenzung der Steuer- und Regelgrößen im Regelalgorithmus selbst explizit und systematisch zu berücksichtigen. Diese Eigenschaft wird im bestehenden Schweißprozess bei Variation der Laserleistung als Stellgröße des Systems verwendet, um einen sanften IST-SOLL-Wert Angleichung zu realisieren.

Des Weiteren bietet die MPC-Regelung weitere Vorteile im laufenden Betrieb. Dort können durch Störungen Stellgrößen entfallen, auf die ein Standard-Regelungssystem mit der Deaktivierung der gesamten Mehrgrößenregelung reagiert. MPC-Regelungen verfügen über die erforderliche Strukturflexibilität, um auf die sich ändernde Zahl von verfügbaren Steuer- und zu berücksichtigenden Regelgrößen selbstständig zu reagieren. Zudem verfügen MPC-Systeme über eine integrierte Methode der lokalen statischen Arbeitspunkt-optimierung, die es ermöglicht, die in dem derzeitigen Zustand günstigsten stationären Werte der Steuer- und Regelgrößen zu ermitteln und den Prozess in die Richtung dieses Optimums zu lenken [5].

In einer frühen Testphase wurde auf Basis der MPC-Anwendung ein SISO-Regelungssystem generiert, bei welchem die Laserleistung als Stellgröße des Laserschweißprozesses dient. Als Schweißproben wurden Überlappschweißungen von zwei Blechen mit einer Stärke von je 1,5mm gewählt. Für die Ermittlung der Streckenmodelle und Sollwerte wurden unregelmäßige Proben mit konstanter Vorschubgeschwindigkeit und Laserleistung angefertigt. Auf Basis dieser Ergebnisse

wurden anschließend Regelungssysteme generiert, welche jeweils die Schmelzbadtemperatur oder die Plasmahelligkeit auf einen konstanten Sollwert regeln. Zu jeder Anordnung wurden Versuche durchgeführt, wobei die Sollwertvorgabe aus den Mittelwerten der Referenzmessungen errechnet wurde. Bei diesen geregelten Prozessen konnten die Verläufe durch den Einsatz einer Regelung deutlich stabilisiert werden, wie in Bild8 beispielhaft für die Schmelzbadtemperatur zu sehen ist. Die Abbildungen stehen exemplarisch für die unregulierten und geregelten Temperaturverläufe die während den jeweiligen Studien entstanden sind. Es ist erkennbar, dass die Wertstabilität des Verlaufs der Schmelzbadtemperatur im geregelten Prozess deutlich konstanter ausgeprägt ist als bei dem unregulierten Referenzversuch mit konstanter Laserleistung und Verfahrgeschwindigkeit des Roboters.

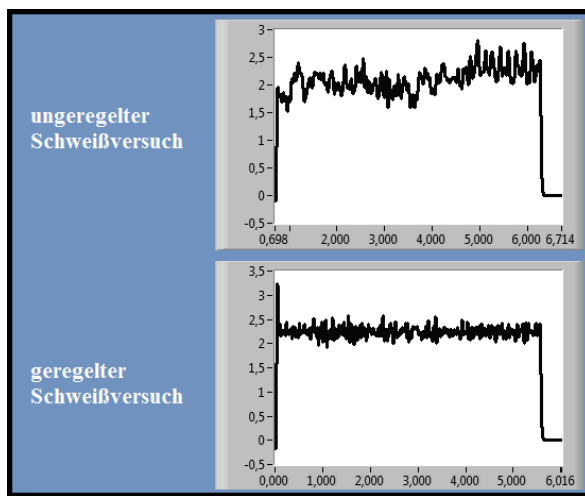


Bild8: unregulierter (oben) und geregelter (unten) Temperaturverlauf über der Zeit

Anhand dieser wurde nachgewiesen, dass mittels Regelalgorithmen allgemein, und speziell für die modellbasierte prädiktive Regelung, ein definierter Einfluss auf die Prozessgrößen möglich ist. Anschließend wurden die Proben (unreguliert, temperaturgeregelt, plasmageregelt) mittels Ultraschallprüfung untersucht, um den inneren Aufbau sowie die Auswirkungen der jeweiligen Regelmethode auf die Stabilität der Schweißnaht zu kontrollieren. Bild9 zeigt vier verschiedene Nähte als C-Bild aus den drei Versuchsreihen. Bild 9a ging dabei aus den unregulierten Proben hervor und steht exemplarisch für die Qualität, die in Produktionsprozessen gefordert ist. Bild 9b stammt ebenfalls aus dieser Charge und zeigt einen deutlichen Anbindefehler, der eine Nacharbeit erfordert. Bild 9c stellt eine typische Schweißung mit Temperaturregelung dar, während Bild 9d eine Plasmaregelung abbildet.

Es zeigte sich, dass die Anbindefläche bei allen unregulierten Proben gleichmäßig ist, jedoch nur wenige Versuche ohne Fehlerbefund waren. In einigen Nähten traten Anbindefehler auf, in weiteren Proben konnten Fehler in Form von Poren festgestellt werden, wobei diese Fehlerarten auch zusammen auftraten. Anhand

dieser Ergebnisse zeigt sich die Relevanz der Prozessführung, um den Qualitätskriterien gerecht zu werden und die Nachbearbeitungs- und Ausschussraten zu reduzieren. Ähnlich den unregulierten Versuchen zeigen die Prozessergebnisse der temperaturgeregelten Messreihe eine gleichmäßige Anbindefläche der Materialien. Im Gegenzug zeigt sich eine drastische Steigerung der Poren in allen Nähten, wodurch keine Probe dieser Regelung fehlerfrei ist. Dennoch konnten nachweislich die Anbindefehler reduziert werden. Die Ergebnisse der Plasmaregelung zeigen, dass bei allen Proben eine ungleichmäßige Anbindefläche zu erkennen ist. In wenigen Nähten wurden vereinzelt Poren entdeckt, jedoch ist die Anzahl dieser gegenüber den beiden anderen Versuchsreihen vermindert.

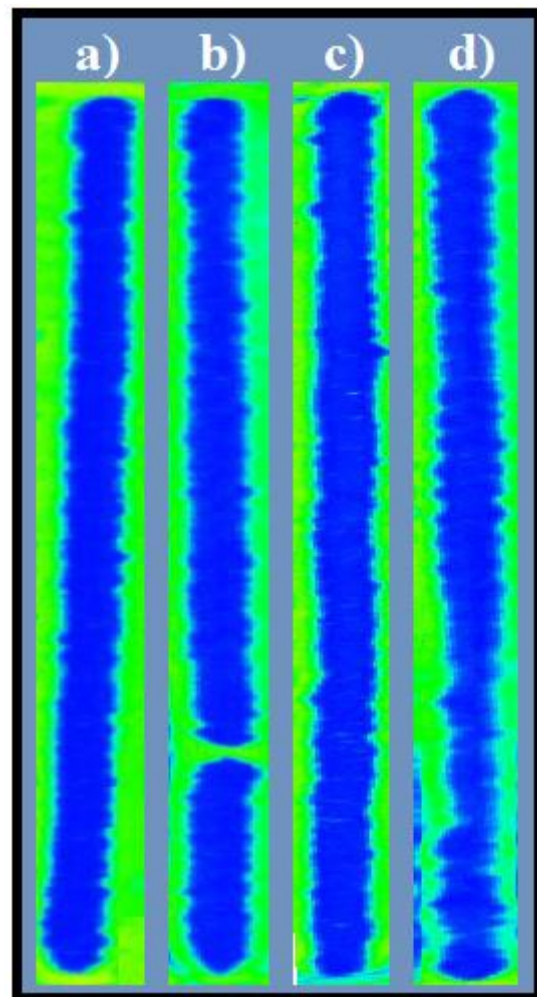


Bild9: Ultraschalluntersuchungen einer fehlerfreien, unregulierten Schweißung (a), einer unregulierten Schweißung mit Anbindefehler (b), einer temperaturgeregelten Schweißung (c) und einer plasmageregelten Schweißung (d)

Die Ergebnisse lassen die Schlussfolgerung zu, dass durch eine SISO-Regelung eine nachhaltige Verbesserung der Schweißnahtqualität nicht alleine erreicht werden kann. Es ist jedoch sicherlich die Schlussfolgerung zulässig, dass über eine Vergleichsmäßigung der Schmelzbadtemperatur zur Vermeidung von Anbindefehlern beiträgt, da offensichtlich mit der Variation der

Temperatur die Intensität der Schmelze auf die Tiefe und Menge bewirkt. Die Plasmaintensität hingegen scheint ein Indiz für die Stabilität der Dampfkapillare zu sein, weshalb durch diese Regelung vermutlich Poren reduziert wurden.

3.4 Entwicklung komplexer Regelstrategien

Ausgehend von den Ergebnissen der Einzelgrößenregelung soll das System auf eine Mehrgrößenregelung erweitert werden, um die Schmelze sowie die Dampfkapillare gleichzeitig zu stabilisieren. Der modellbasierte prädiktive Regelalgorithmus bietet eine einfache Erweiterung, um aus einem Eingrößensystem ein Mehrgrößensystem zu erstellen.

Auf Basis der Erkenntnisse aus den Eingrößen-Modellen (SISO) wird ein Mehrgrößen-Modell (MIMO) mit den Stellgrößen, Laserleistung und Verfahrensgeschwindigkeit des Roboters, sowie den Regelgrößen, Schmelzbadtemperatur und Intensität des entstandenen Plasmas, generiert, um die Vorteile beider genannten Regelkreise zu kombinieren. Hierbei werden im Vorfeld Referenzschweißungen zur Gewinnung von Messdaten der Schmelzbadtemperatur, Plasmahelligkeit, Laserleistung und Verfahrensgeschwindigkeit durchgeführt. Das Verhalten des unregulierten Systems wurde insoweit verändert, als dass die konstanten Stellgrößen des stabilen Prozessfensters in den Referenzschweißungen durch Sinusfunktionen mit verschiedenen Frequenzen überlagert wurden. Die konstanten Werte dienen dabei als Offset der Sinusschwingung, welche selbst nur eine geringe Amplitudenausprägung erhält. Diese Kombination wurde gewählt, um die Einflüsse der jeweiligen Stellgrößen in dem System deutlicher zu differenzieren. Diese stützt sich auf komplexe numerische Verfahren, welche das Systemverhalten beschreibt. Das entstandene Modell ermöglicht, die Reaktion des realen Systems bei einer definierten Anregung abzuschätzen. Die Systembeschreibung erfolgt vorteilhaft im Zustandsraum mit Darstellung des Prozessmodells in Form von Matrizen. Mit der Zustandsmodellierung können gut Systeme mit mehreren Ein- und Ausgangsgrößen sowie von nichtlinearen und zeitvarianten Systemen beschrieben werden. Für den Einsatz der Zustandsdarstellung sprechen unter anderem folgende Gründe [6]:

- Ein- und Mehrgrößensysteme können formal gleich behandelt werden
- Die Zustandsraumdarstellung ist für die theoretische Behandlung als auch für die numerische Analyse und Berechnung gut geeignet
- Die Berechnung des Verhaltens des homogenen Systems unter Verwendung der Anfangsbedingung ist leicht implementierbar
- Die Systemdarstellungsmöglichkeiten erlauben einen besseren Einblick in das innere

Verhalten des Systems durch die Steuer- und Beobachtbarkeit

Das Modell wurde in der Simulationsumgebung mit realen Werten der Laserleistung und Verfahrensgeschwindigkeit des Roboters angeregt, um die simulierte mit der gemessenen Reaktion des Systems zu vergleichen. Als Resultat wurde ein Zustandsmodell erzeugt, welches unter gleichen Bedingungen, wie das SISO-Modell, an Schweißproben verifiziert wurde. Die Variation der Messdaten der verwendeten Stellgrößen, Laserleistung und Verfahrensgeschwindigkeit des Roboters, sowie die resultierende Systemreaktion als Regelgrößen, Schmelzbadtemperatur und Plasmaintensität sind in Bild10 dargestellt. Die Messdatenverläufe zeigen, dass der verwendete Regelalgorithmus auf einen stationären Endwert, ein zuvor festgelegter Arbeitspunkt, regelt. Es ist erkennbar, dass die Messwerte der Schmelzbadtemperatur und Plasmaintensität während des eingefahrenen Schweißprozesses, Bereich ohne Ein- und Auskoppelung des Lasers, konstant gehalten werden. Es besteht lediglich eine hohe Variation der Signale in der Einkoppelphase des Lasers, dies wird mit der Ausprägung der Schmelze und der Dampfkapillare begründet. Der verwendete Regler wurde nicht auf Einschwingvorgänge optimiert. In den hier vorgestellten Regelungsansätzen liegt der Fokus auf der Erzeugung einer stabilen und konstanten Schweißnaht, deren Fügezone ohne Ein- und Auskoppelbereich den derzeitigen Qualitätsanforderungen entspricht.

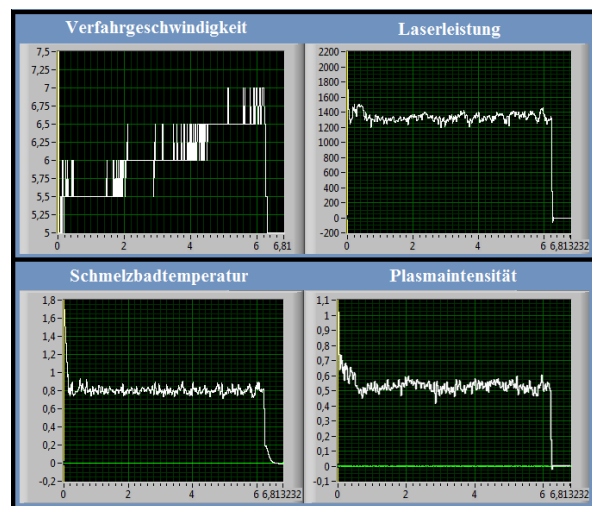


Bild10: MIMO-Messdatenverlauf

In Bild11 ist eine Ultraschallprüfung der MIMO geregelten Proben als C-Bild dargestellt und steht exemplarisch für alle anderen Ultraschalluntersuchungen mit diesem System. Die Randbereiche der Bilder weisen aufgrund von Schallreflektionen Störungen auf, die nicht zur konkreten Anbindefläche gehören und daher ignoriert werden können.

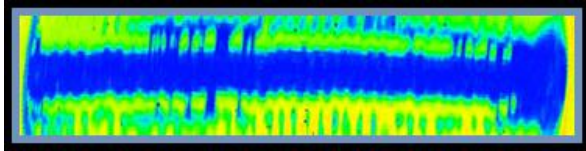


Bild11: Ultraschalluntersuchung einer MIMO-Regel-Probe

Die Ultraschalluntersuchung der Schweißergebnisse bestätigt, dass alle Nähte qualitativ gleich sind und lediglich im Bereich der Einkopplung des Lasers (ersten 3mm) vereinzelt Poren auftraten, welche jedoch keine Auswirkungen auf die Nahtstabilität haben, da diese außerhalb der Fügezone liegen. Dies weist nach, dass durch eine modellbasierte prädiktive Regelung auf Basis von elektromagnetischen Emissionen die Nahtqualität stabil gehalten wird. Durch eine weitere Betrachtung des Ein- und Auskopplungsbereichs könnten auch die restlichen Poren vermieden werden.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Das Forschungsprojekt schließt mit dem Ergebnis, dass auf Basis von elektromagnetischen Emissionsmessungen eine auf referenzdatenbasierende Regelung des Laserschweißprozesses möglich ist und dadurch die Qualität der erzeugten Schweißnaht konstant bleibt, während diese im unregelmäßigen Prozess etwaigen Schwankungen unterliegt, die zu einer erhöhten Nachbearbeitungs- bzw. Ausschussrate führt. Ausgehend von dieser Entwicklung ist eine Vielzahl von weiterführenden Projekten zu diesem Thema möglich. So wurde im Projekt die generelle Möglichkeit der Qualitätssteigerung, mit dem Fokus auf Minimierung von Anbindefehlern, konstanter Ausprägung des Anbindequerschnittes sowie der Reduktion der entstehenden Poren, mit dem modellbasierenden prädiktiven Regelungsansatz demonstriert, allerdings wurde der Ein- bzw. Auskopplungsprozess des Laserstrahls im Material vorläufig ignoriert, sodass die höchste Fehlerquelle derzeit von diesen Bereichen ausgeht. Innerhalb der Versuchsreihen traten in diesen Bereichen häufig Poren und andere Effekte auf, welche durch einen geregelten Ein- bzw. Austrittsprozess vermeidbar sind. Des Weiteren wurden für die Regelungssysteme derzeit nur lineare Modelle betrachtet, weshalb Verschiebungen des Arbeitspunktes derzeit eine Neuberechnung des Modells erfordern. Dies kann durch die genauere Erforschung des Prozesses und der Bildung eines nichtlinearen Systemmodells behoben werden, um auf diese Weise die Verwendung des Systems für verschiedene Arbeitspunkte zu ermöglichen. Auch die Integration neuer Sensoren zur Bestimmung absoluter Werte bzw. zur Aufnahme bisher unbekannter oder nicht verwendeter Emissionen könnte zu einer weiteren Verbesserung des Regelverhaltens bei der Qualitätsoptimierung und Prozessstabilisation bzw. des Handlings des Regelungssystems führen.

Literatur

- [1] J. Müller-Borhanian et. Al: *Integration optischer Messmethoden zur Prozesskontrolle beim Laserschweißen*, Herbert Utz Verlag (2005)
- [2] Reisgen, U. et. al. (2014), *Schweißen und Schneiden*, 66. 2014, (Heft 5), pp. 243 - 249
- [3] C. Walz, G. Seefeld, G. Sepold: *Hybridschweißen – eine interessante Ergänzung der Laserschweißtechnik*, Tagungsband zur 2. Sondertagung: Schweißen im Schiffbau und Ingenieurbau, Germanischer Lloyd/SLV-Nord/DVS (2001)
- [4] Faupel B., Leinenbach F., Stumm C. (2013), *Online Multisensorüberwachungs- und Prozessregelungssysteme zur Sicherstellung der Prozessstabilität bei Laserschweißprozessen*, AALE 2013, Tagungsband
- [5] Dittmar R. & Pfeifer B.-M. (2004), *Modellbasierte prädiktive Regelung - Eine Einführung für Ingenieure*, Oldenbourg Wissenschaftlicher Verlag
- [6] Svaricek F. (2013), *Regelungstechnik*, Institut für Steuer und Regelungstechnik, Universität der Bundeswehr München
- [7] Stumm C., Busse M., Leinenbach F., Wilbert M., Becker P., Faupel B., Griebisch J. (2012), Steigerung der Prozessstabilität bei der Lasermaterialbearbeitung mittels Multisensorüberwachung zur Implementierung einer Echtzeit-Regelung, DVS Congress 2012

Bremsdynamisches Assistenzsystem für elektrifizierte Fahrräder: Aufbau und Validierung eines Umgebungsmodells als Grundlage der modellbasierten Entwicklung

Braking Dynamics Assistance System for Electrified Bicycles: Development and Validation of an Environment Model as Basis for the Model-Based Design

Autor:

Oliver Maier, M.Sc., Hochschule Pforzheim University, Institut für Angewandte Forschung, 75175 Pforzheim, Deutschland, Fon: 07231/28-6456, E-Mail: oliver.maier@hs-pforzheim.de

Co-Autoren:

Prof. Dr.-Ing. Martin Pfeiffer, Prof. Dipl.-Ing. Jürgen Wrede, Hochschule Pforzheim University, 75175 Pforzheim, Deutschland, {martin.pfeiffer | juergen.wrede}@hs-pforzheim.de

Kurzfassung

Das vorliegende Manuskript beschreibt den Aufbau und die Validierung des notwendigen Umgebungsmodells zur modellbasierten Entwicklung eines bremsdynamischen Assistenzsystems für Elektrofahrräder (engl. Braking Dynamics Assistance System, kurz: BDA). Ziel des BDAs ist, die beiden bei Einspurfahrzeugen besonders kritischen Fahrsituationen Vorderradblockieren und Überschlag zu verhindern. Die angewandte Entwurfsmethodik für das Umgebungsmodell basiert auf Grey-Box-Fahrzeugmodellen. Dabei werden zunächst die Ein- und Ausgangsgrößen des Modells definiert, die physikalischen Zusammenhänge der ebenen Bewegung des Systems „Fahrrad und Fahrer“ hergeleitet und die Modellparameter recherchiert, bestimmt und geschätzt. Den Abschluss der Entwicklung des Umgebungsmodells bildet die Validierung anhand von Ergebnissen des Fahrversuchs.

Abstract

This paper describes the development and validation of the necessary environment model for the model-based design of a braking dynamics assistance system (BDA) for electrified bicycles. The aim of the BDA is to prevent the especially for two wheelers critical driving situations front wheel lock-up and nose-over (falling over the handlebars). The applied design methodology for the environment model is based on grey-box-vehicle models. For this reason, the in- and output variables of the model were defined, the physical interrelations of the plane movement of the system “bicycle and cyclist” were identified and the model parameters were researched, determined and estimated. The final step of the development of the environment model included the validation based on road test results.

1 Einleitung

Weltweit wurden und werden zahlreiche Studien durchgeführt, welche sich mit der Sicherheit von durch elektrische Hilfsantriebe unterstützten Fahrrädern (engl.: Electrically Power Assisted Cycles, kurz: EPACs) auseinandersetzen [1-4]. Als Zwischenergebnis kann konstatiert werden, dass EPACs das Mobilitätsverhalten verändern, die durchschnittlich gefahrene Geschwindigkeit erhöhen und zu einer stärkeren Variation der Geschwindigkeit führen. Ein erhöhtes oder anders gelagertes Sicherheitsrisiko von EPACs gegenüber konventionellen Fahrrädern ist aber nicht direkt abzuleiten [1].

Im Gegensatz zur Betrachtung der Risiken gibt es kaum Studien zu den Potenzialen, welche sich durch die Elektrifizierung der Fahrräder ergeben. So kann durch die Verfügbarkeit elektrischer Energie beispielsweise ein aktives Sicherheitssystem betrieben werden, welches in zahlreichen Positionspapieren und Roadmaps von Regierungen und Verbänden als vielversprechender Ansatz zur Reduk-

tion des Unfallrisikos von Fahrradfahrern angeführt wird [5, 6].

Genau an diesen Sachverhalt knüpft das vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderte interdisziplinäre Projekt „BikeSafe“ an. Ziel ist die Entwicklung eines bremsdynamischen Assistenzsystems für Elektrofahrräder (engl. Braking Dynamics Assistance System, kurz: BDA) mit hydraulischen Bremssystemen. Dabei soll das BDA die beiden kritischen Fahrsituationen Vorderradblockieren und Überschlag verhindern. Grundlage der Entwicklung sind aus der Automobilsparte bekannte Methoden wie bspw. die VDI-Richtlinie 2206.

2 Zielsetzung und Vorgehensweise

Unerlässlich für die modellbasierte Entwicklung des BDAs ist das Vorhandensein eines validierten Umgebungsmodells, welches die ebene Bewegung des Gesamtsystems Fahrrad und Fahrer in einem hinreichenden Detaillierungsgrad darstellt. Hierfür sind neben allen bei einer Bremsung an der Übertragung und Wandlung von

Momenten oder Kräften beteiligten mechanischen Bauteilen, auch die Längs- und Vertikaldynamik sowie eine mögliche Überschlagsbewegung des Systems zu modellieren.

Als grundlegender Ansatz der Modellbildung wird dabei die Implementierung eines Grey-Box-Modells verfolgt. Grey-Box-Modelle bieten die Möglichkeit, die Struktur eines Modells mit Hilfe der theoretischen Modellbildung zu erstellen und die zugehörigen Parameter bspw. durch Anwendung von Parameterschätzverfahren zu bestimmen [7]. So werden am Beispiel der Modellbildung des Umgebungsmodells einerseits die Struktur des Gesamtsystems theoretisch auf Basis der Literatur und den Gesetzen der Technischen Mechanik hergeleitet, andererseits nicht verfügbare Parameter, wie bspw. die Kraftschlusskennlinie von Fahrradreifen, durch Näherungsverfahren geschätzt.

Die typischen Schritte beim Entwurf eines Grey-Box-Fahrzeugmodells werden nachfolgend in ihrer Anwendung bei der Erstellung des Umgebungsmodells beschrieben.

3 Ein- und Ausgangsgrößen

Grundprinzip aller Radschlupf-Bremsregelsysteme mit hydraulischer Betätigung ist die betätigungsunabhängige Bremsdruckmodulation im Hydraulikkreis.

Im Falle des BDAs, welches den Druck ausschließlich im Vorderradbremskreis moduliert [8], ist eine Eingangsgröße des Umgebungsmodells der Bremsdruck der Vorderradbremse. Weitere Eingangsgrößen des Modells setzen sich aus sowohl durch den Fahrer beeinflussbaren Größen wie die Initialgeschwindigkeit der Bremsung als auch durch veränderliche fahrdynamische Randbedingungen wie Steigung, Beschaffenheit (bspw. Asphalt) und Oberfläche (bspw. trockener Zustand ohne Verunreinigung) der Fahrbahn zusammen.

Die Ausgangsgrößen des Modells orientieren sich ebenfalls an [8] und stellen die Grundlage für die Feature-Berechnung im Rahmen der Funktionsentwicklung dar (vgl. Bild 2).

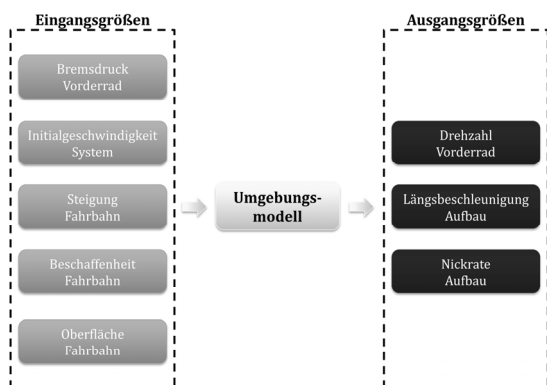


Bild 2 Ein- und Ausgangsgrößen des Umgebungsmodells

4 Physikalische Zusammenhänge

Ziel der Modellbildung ist die simulative Untersuchung der beiden kritischen Fahrsituationen Vorderradblokkieren und Überschlag [9]. In Tabelle 1 sind die zugrundeliegenden Annahmen dargestellt.

Tabelle 1 Annahmen bei der Modellbildung

| Nummer | Beschreibung |
|--------|---|
| 1 | Betrachtung der ebenen Systembewegung (Längs- und Vertikaldynamik, vorerst keine Querdynamik). |
| 2 | Das System befindet sich zum Zeitpunkt der Betrachtung auf ideal ebener Fahrbahn im Gefälle. |
| 3 | Einwirkung aller Fahrwiderstände (Luft-, Rad-, Steigung und Beschleunigung) auf das System. |
| 4 | Das System besteht aus drei Teilsystemen: Vorderrad (Index V), Hinterrad (Index H) und Aufbau (Index AUF)(Aufbau des Fahrrads plus Fahrer). |
| 5 | Jedes der drei Teilsysteme wird als starrer Körper mit je einem reduzierten Schwerpunkt aufgefasst. |
| 6 | Relativbewegungen der drei Teilsysteme zueinander sind möglich. |
| 7 | Die Höhe des Angriffspunkts des Luftwiderstands fällt mit der Lage des Aufbauswerpunkts zusammen. |
| 8 | Orientierung des raumfesten Koordinatensystems nach DIN 70000. |

Die Ermittlung der physikalischen Zusammenhänge erfolgt nach den Methoden der Technischen Mechanik. Diese sehen für jedes Teilsystem des Gesamtsystems Fahrrad und Fahrer die Erstellung eines Freikörperbilds und die Herleitung der dynamischen Gleichgewichtsbedingungen vor.

Aufbau des Fahrrads plus Fahrer

Die am Teilsystem Aufbau wirkenden Kräfte und Momente sind in Tabelle 2 zusammengestellt.

Tabelle 2 Kräfte und Momente am Teilsystem Aufbau

| Formelzeichen | Beschreibung |
|----------------------------|---|
| $F_{T,x,AUF}, F_{T,z,AUF}$ | d'Alembertsche Trägheitskräfte |
| $M_{T,y,AUF}$ | d'Alembertsches Trägheitsmoment |
| A_x, B_x, A_z, B_z | Lagerreaktionskräfte x-, z-Richtung |
| M_A, M_B | Lagerreaktionsmomente um y-Achse |
| G_{AUF} | Gewichtskraft |
| $F_{L,x}$ | Luftwiderstandskraft x-Richtung nach [10] |

Bild 3 zeigt das für den Aufbau gültige Freikörperbild in der Situation des abgehobenen Hinterrades. Zu erkennen ist die Abhängigkeit der geometrischen Größen u_x, u_z, w_x und w_z vom Nickwinkel φ_{AUF} . Zur mathematischen Beschreibung dieser Abhängigkeit werden mit der vorderen und hinteren Aufbaudiagonalen u und w zwei geometrische Größen eingeführt, welche ihre Länge während der Drehbewegung aufgrund der Annahme des Aufbaus als Starrkörper (vgl. Tabelle 1) nicht ändern.

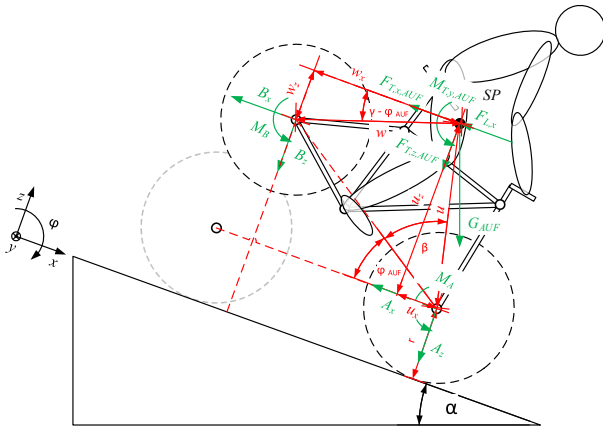


Bild 3 Freikörperbild des Aufbaus

Die Länge der beiden Aufbaudiagonalen sowie die Winkel β und γ zwischen den Aufbaudiagonalen ergeben sich aus geometrischen Überlegungen wie folgt (vgl. Bild 4).

$$u = \sqrt{(h-r)^2 + l_V^2} \quad w = \sqrt{(h-r)^2 + l_H^2}$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{h-r}{l_V}\right) \quad \gamma = \arctan\left(\frac{h-r}{l_H}\right) \quad (1)$$

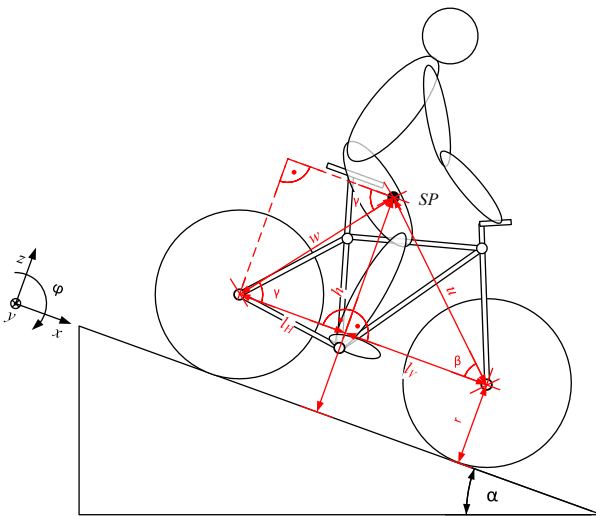


Bild 4 Drehbewegungsunabhängige geometrische Größen

Ähnlich lassen sich die geometrischen Größen u_x , u_z , w_x und w_z beschreiben (vgl. Bild 3).

$$u_z = u \cdot \sin(\beta + \varphi_{AUF}) \quad u_x = u \cdot \cos(\beta + \varphi_{AUF})$$

$$w_z = w \cdot \sin(\gamma - \varphi_{AUF}) \quad w_x = w \cdot \cos(\gamma - \varphi_{AUF}) \quad (2)$$

Die Bewegungsgleichungen für den Aufbau in x- und z-Richtung sowie um die y-Achse des in Bild 3 gezeigten Freikörperbilds ergeben sich wie folgt:

$$-A_x - B_x + G_{AUF} \cdot \sin(\alpha) - F_{Lx} - F_{T,x,AUF} = 0$$

$$-A_z - B_z - G_{AUF} \cdot \cos(\alpha) - F_{T,z,AUF} = 0$$

$$A_x \cdot u_z + B_x \cdot w_z + A_z \cdot u_x - B_z \cdot w_x - M_A - M_B - M_{T,y,AUF} = 0 \quad (3)$$

Vorder- und Hinterrad

Die physikalischen Zusammenhänge der Teilsysteme Vorder- und Hinterrad sind analog. Nachfolgend wird aus diesem Grund nur das Vorderrad detailliert dargestellt. Tabelle 3 zeigt die am Teilsystem Vorderrad wirkenden Kräfte und Momente; Bild 5 stellt das sich ergebende Freikörperbild dar.

Tabelle 3 Kräfte und Momente am Teilsystem Vorderrad

| Formelzeichen | Beschreibung |
|------------------------|---|
| $F_{T,x,V}, F_{T,z,V}$ | d'Alembertsche Trägheitskräfte |
| $M_{T,y,V}$ | d'Alembertsches Trägheitsmoment |
| A_x, A_z | Lagerreaktionskräfte x-, z-Richtung |
| M_A | Lagerreaktionsmoment um y-Achse |
| G_V | Gewichtskraft |
| $F_{R,x,V}$ | Rollwiderstandskraft x-Richtung nach [10] |
| $F_{x,V}$ | Umfangskraft am Rad x-Richtung |
| $F_{z,V}$ | Radaufstandskraft z-Richtung |

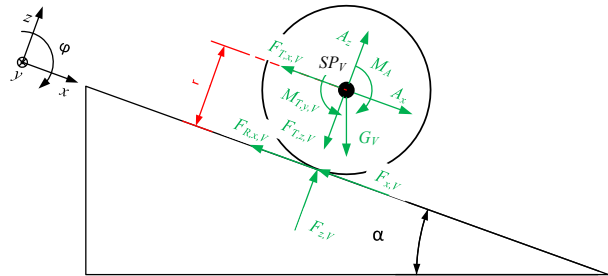


Bild 5 Freikörperbild des Vorderrades

Aus dem Freikörperbild lassen sich die Bewegungsgleichungen in x- und z-Richtung und um die y-Achse ableiten.

$$-F_{x,V} - F_{R,x,V} + G_V \cdot \sin(\alpha) + A_x - F_{T,x,V} = 0$$

$$F_{z,V} - G_V \cdot \cos(\alpha) + A_z - F_{T,z,V} = 0$$

$$(F_{x,V} + F_{R,x,V}) \cdot r + M_A - M_{T,y,V} = 0 \quad (4)$$

Die Untersuchung der kritischen Fahrsituation Radblockieren setzt voraus, neben den Bewegungsgleichungen auch die Gleichungen zur Bestimmung des Bremschlupfes $S_{BREMS,V}$ und des sich daraus ergebenden Kraftschlusses μ_V zu berücksichtigen.

$$S_{BREMS,V} = \frac{\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_V}{\dot{\varphi}_0} \quad (5)$$

$$\frac{F_{x,V}}{F_{z,V}} = \mu_V(S_{BREMS,V})$$

Weiterhin kann das Lagerreaktionsmoment M_A nur auftreten, wenn zwischen den Bremsbelägen – verbunden mit dem Aufbau – und dem Bremskörper – verbunden mit dem jeweiligen Rad – eine reibschlüssige Verbindung herrscht. Daraus folgt, dass das Lagerreaktionsmoment gleich dem Bremsmoment am jeweiligen Rad ist.

$$M_A = -M_{BREMS,V} \quad (6)$$

Bremssystem

Grundsätzlich ist die vom Fahrer am Bremsgriff in das Bremssystem eingebrachte Handkraft zu gering, weshalb diese verstärkt werden muss. Bild 6 zeigt hierfür den Kraftfluss und die Übersetzungsstufen (schwarz) von der Betätigungskraft F_{BET} bis hin zum resultierenden Bremsmoment M_{BREMS} .

Die äußere Übersetzung besteht aus zwei Einzelübersetzungen. Einerseits erfolgt eine Übersetzung am Bremsgriff zwischen Kraftarm b und Lastarm a , andererseits eine Übersetzung innerhalb des hydraulischen Übertragungssystems aufgrund unterschiedlich großer Flächen A von Geber- und Nehmerkolbens [11]. Unter der Annahme der Vernachlässigung dynamischer Effekte und der Kompressibilität des Fluides gilt (7).

$$\frac{F_{SPANN}}{F_{BET}} = i_{BET} \cdot i_{HYD} = \frac{b}{a} \cdot \frac{A_{GEBER}}{A_{NEHMER}} \quad (7)$$

Die innere Übersetzung zwischen der Spannkraft F_{SPANN} und Reibkraft F_{REIB} am Reibradius r_{REIB} wird durch den Bremskennwert C^* beschrieben [12]. Für die Bremskörper Felge und Scheibe gilt (8).

$$\frac{F_{REIB}}{F_{SPANN}} = C^* = 2 \cdot \mu_{BREMS} \quad (8)$$

Das resultierende Bremsmoment am Rad ergibt sich nach dem Hebelgesetz (9).

$$\frac{M_{BREMS}}{F_{REIB}} = r_{REIB} \quad (9)$$

Kinematische Abhängigkeit der Teilsysteme

Die gemeinsame Betrachtung der drei Teilsysteme hinsichtlich ihrer möglichen Relativbewegung zueinander liefert kinematische Abhängigkeiten sowohl in x- als auch in z-Richtung.

$$\begin{aligned} x_{AUF} &= x_V - u_x \\ x_{AUF} &= x_H + w_x \\ z_{AUF} &= u_z - u \cdot \sin(\beta) \\ z_H &= (l_V + l_H) \cdot \sin(\varphi_{AUF}) \end{aligned} \quad (10)$$

Lösbarkeit des Gleichungssystems

Ergebnis der bisher durchgeführten mathematischen Beschreibung der Teilsysteme anhand ihrer charakteristischen Gleichungen ist ein nichtlineares differential-algebraisches Gleichungssystem. Es ergibt sich für alle

Teilsysteme eine Anzahl von 24 unbekannt Variablen, welcher eine Anzahl von 22 Gleichungen gegenübersteht. Die sich ergebende Differenz erfordert die Bestimmung zweier weiterer Gleichungen. Aufgrund der Strukturvariabilität des Gesamtsystems, welche sich durch die zwei möglichen Fahrsituationen - Bodenkontakt beider Räder (11, 12) und Bodenkontakt nur des Vorderrades mit überlagerter Drehbewegung (11, 13) ergibt - muss eine der weiteren Gleichungen spezifisch für die einzelne Fahrsituation definiert werden.

$$z_V = r \quad (11)$$

$$\varphi_{AUF} = 0 \quad (12)$$

$$F_{z,H} = 0 \quad (13)$$

5 Modellparameter

Für den Einsatz des Umgebungsmodells sowohl zur systematischen Untersuchung der wichtigsten Einflussparameter auf die kritischen Fahrsituationen Vorderradblockieren und Überschlag als auch zur Überprüfung der Stabilität gegenüber Parameterschwankungen der zu entwickelnden Antiblockier- und Antiüberschlagfunktion sind alle zur Beschreibung des Fahrrads und auch des Fahrers notwendigen Parameter sowie deren Bandbreite zu bestimmen oder zu schätzen. Eine Quelle hierfür sind Literaturwerte wie [11, 13, 14]. Zudem können mittels selbst durchgeführter Versuche, Parameterschätzverfahren und von weiteren Einspurfahrzeugen wie bspw. dem Motorrad abgeleiteten Annahmen weitere wichtige Parameter wie Schwerpunktlagen, Massen und Massenträgheitsmomente der drei Teilsysteme ermittelt werden.

6 Validierung

Der abschließende Schritt beim Entwurf eines Grey-Box-Fahrzeugmodells umfasst den Vergleich der Ergebnisse des realen (Bild 7, Index EXP) und des virtuellen Versuchs (Index SIM). Im vorliegenden Manuskript erfolgt dieser Vergleich nur für die kritische Fahrsituation Überschlag. Das Vorderradblockieren wird aus Platzgründen nicht näher betrachtet.

Für die Durchführung des realen Versuchs steht ein mit Messtechnik ausgerüsteter Versuchsträger zur Verfügung, welcher detailliert in [15, 16] beschrieben ist. Die Signale der Drehzahl- und Drucksensoren sind mit einem gleitenden Mittelwertfilter geglättet (vgl. Bild 7, Plot 1 & 2). Bei allen weiteren in Bild 7 dargestellten Verläufen aus dem realen Versuch handelt es sich um Rohdaten der Sensoren. Um ein mögliches Verletzungsrisiko zu minimieren, wird ein professioneller Testfahrer eingesetzt. Dieser



Bild 6 Kraftfluss im hydraulischen Bremssystem

kann mit einem deutlichen Hinterradabheben die Überschlagsbewegung realitätsnah einleiten und mit einer rechtzeitigen Bremsdruckreduktion den tatsächlichen Überschlag vermeiden. Als Vorbereitung für die Validierung sind die Eingangsgrößen des Umgebungsmodells aus dem realen Versuch zu identifizieren (vgl. Tabelle 4). Die Ermittlung der Initialgeschwindigkeit des Systems erfolgt dabei aus dem Drehzahlsensor am Hinterrad, da dieses während des Versuchs ungebremst bleibt (kein Schlupf!).

Tabelle 4 Eingangsgrößen des Umgebungsmodells

| Eingangsgröße | Wert |
|-------------------------------|--------------------------------|
| Bremsdruck Vorderrad | siehe Bild 7, Plot 1 |
| Initialgeschwindigkeit System | 5,24 m/s |
| Steigung Fahrbahn | keine |
| Beschaffenheit Fahrbahn | Beton |
| Oberfläche Fahrbahn | trocken, leichte Verschmutzung |

Plausibilität der simulierten Ausgangsgrößen

Zur Plausibilisierung der simulierten Ausgangsgrößen zeigt Bild 7 die Verläufe der Drehzahl am Vorderrad (Plot 2), sowie die Längsbeschleunigung (Plot 3) und Nickrate (Plot 4) des Aufbaus. Alle Ausgangsgrößen folgen dabei dem aus dem realen Fahrversuch aufgezeichneten und in der Simulation vorgegebenen Bremsdruck am Vorderrad.

Charakteristische Vorgänge

Erster bedeutsamer Vorgang bei der Validierung ist der Zeitpunkt des Hinterradabhebens, da dieser ein Umschalten von Gleichung (12) auf (13) bewirkt (Bild 7, Punkt 1). Bestimmt wird der Zeitpunkt durch das Unterschreiten einer kritischen Längsbeschleunigung (vgl. Tabelle 5).

Tabelle 5 Längsbeschleunigung m/s² bei Hinterradabheben

| Analytisch [9] | Virtuell | Real |
|----------------|----------|-------|
| -6,34 | -6,48 | -6,47 |

Nach Abheben des Hinterrades können die virtuell (Plot 3, SIM) und real (EXP) ermittelten Längsbeschleunigungen, aufgrund der Drehbewegung beim Überschlag und der nicht mehr fahrbahnparallelen Wirkrichtung, nur unter Berücksichtigung dreier wesentlicher Effekte miteinander verglichen werden (Resultat: SIM*):

1. Tangentialbeschleunigung (Abhängig von Nickbeschleunigung)
2. Zentrifugalbeschleunigung (Abhängig von Nickrate)
3. Erdbeschleunigung (Abhängig von Nickwinkel)

Zweiter charakteristischer Vorgang ist das Ende der Nickwinkelzunahme bei der Überschlagsbewegung, also der Zeitpunkt, zu welchem der Versuchsfahrer den Bremsdruck am Vorderrad reduziert, um den tatsächlichen Überschlag zu vermeiden (Punkt 2). Zu erkennen ist dieser Vorgang an der zeitlich langen Absenkung des Vorderradbremstdrucks und am Nulldurchgang der simulierten und experimentell gemessenen Nickrate.

Während des hier vorliegenden realen Versuchs kommt das Vorderrad durch die Abbremsung zum Stehen (Beginn ab Punkt 3b). Dies geschieht im virtuellen Versuch deutlich früher (Punkt 3a). Ein Grund hierfür liegt in der Relativbewegung von Aufbau (Sensor) zu Vorderrad (Impulsrad) nach Abheben des Hinterrades (Plot 2 SIM*). Weitere Erklärungen der Abweichung sind der als Eingangsgröße verwendete geglättete Vorderradbremstdruck sowie die Veränderlichkeit des Bremsenkennwerts C^* während des Bremsvorgangs, welche im Modell nicht berücksichtigt ist.

Abbruchkriterien der Simulation sind der nach (14) berechnete Nickwinkel (Point of no return, kurz: PNR) oder das Wiederaufsetzen des Hinterrades auf die Fahrbahn. Letzteres bedingt den Abbruch des virtuellen Versuchs (Punkt 4a).

$$\varphi_{AUF,PNR} = 90^\circ - \beta - \alpha \quad (14)$$

Im realen Versuch ist das Wiederaufsetzen des Hinterrades an den deutlichen Ausschlägen in den Signalen der Längsbeschleunigung und Nickrate zu erkennen (Punkt 4b). Der Vergleich zum virtuellen Versuch zeigt einen zeitlichen Versatz von 0,16 s. Erklärbar ist dieser durch die Bildung der Integrale der simulierten und experimentell gemessenen positiven Nickraten, also der Ermittlung der maximal aufgebauten Nickwinkel im virtuellen und realen Fahrversuch (Punkt 1 bis Punkt 2). Der in Tabelle 6 erkennbare Unterschied resultiert wie zuvor aus dem geglätteten Vorderradbremstdruck und begründet das frühere Aufsetzen des Hinterrades im virtuellen Versuch.

Tabelle 5 Vergleich der maximalen Nickwinkel in Grad

| Virtuell | Real |
|----------|------|
| 23,6 | 31,8 |

7 Zusammenfassung & Ausblick

Das im vorliegenden Manuskript beschriebene Umgebungsmodell der ebenen Bewegung des Systems „Fahrrad und Fahrer“ zeigt die erfolgreiche Anwendung der Entwurfsmethodik eines Grey-Box-Fahrzeugmodells. Trotz des einfachen Modells aus drei Starrkörpern zeigen virtuelle und experimentelle Ausgangsgrößen in vielen Aspekten eine gute Übereinstimmung. Einschränkungen beim Modell bestehen für die Funktionsentwicklung in der fehlenden Abbildung schwingungsfähiger Elemente. Deren Einfluss ist, wie die im realen Versuch aufgenommenen Signalverläufe zeigen, signifikant. Zudem ist, durch die Zusammenfassung von Aufbau des Fahrrads und Fahrer zu einem Massepunkt, der Einfluss der Fahrerbewegung während des Bremsvorgangs nicht berücksichtigt und ist bei einer Weiterentwicklung des Modells zu implementieren.

Danksagung

Die Autoren danken allen akademischen und industriellen Partnern für die Unterstützung von „BikeSafe“ sowie dem Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) für die Förderung des Projekts (FKZ 03FH063PX3).

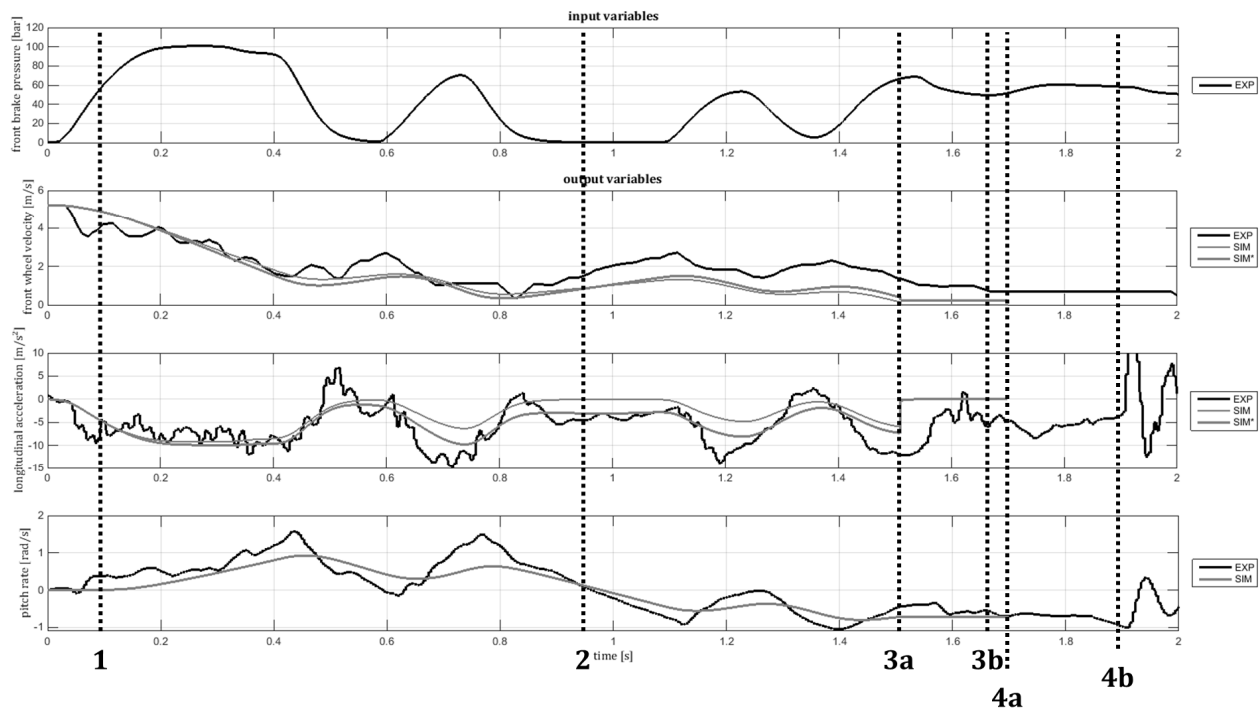


Bild 7 Validierung der Ausgangsgrößen des Umgebungsmodells

Literatur

- [1] Gehlert, T.: *Neues Risiko Pedelec?*. In: Unfallforschung kompakt Nr. 46. Unfallforschung der Versicherer. Gesamtverband der Deutschen Versicherungswirtschaft e. V., Berlin, 2014.
- [2] bfu, Beratungsstelle für Unfallverhütung: *SINUS-Report 2013: Sicherheitsniveau und Unfallgeschehen im Straßenverkehr 2012*. Bern: bfu, 2013.
- [3] Dozza, M.; Piccinini, B.: *Do cyclists on e-bikes behave differently than cyclists on traditional bicycles?*. In: Proceedings, International Cycling Safety Conference 2014. 18. /19. 11. 2014, Goteborg.
- [4] Mönlich, J.; Lich, T.; Georgi, A.; Reiter, N.: *Did a higher distribution of pedelecs results in more severe accidents in Germany?*. In: Proceedings of 6th International Conference ESAR 2014. 20. /21. 06. 2014 Hannover.
- [5] ERTRAC, European Road Transport Research Advisory Council: *European Roadmap: Safe Road Transport*. ERTRAC, 2011.
- [6] Grimaldi, T.: *New urban qualities: cycling's (& e-bikes) role in the growing city region*. In: Keynote of International Cycling Safety Conference 2014. 18. /19. 11. 2014, Goteborg.
- [7] Schorn, M.: *Modelle zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens*. In: Isermann, R. (Hrsg.): *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme*, Mechatronik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2006.
- [8] Wrede, J.: *Überschlagschutzsystem für Zweiräder*. Bietigheim-Bissingen: Offenlegungsschrift, 2009.
- [9] Maier, O.; Pfeiffer, M.; Wrede, J.: *Fahrdynamisches Assistenzsystem für E-Bikes: Das V-Modell als Entwicklungsgrundlage*. Konstruktion. (Übermittelt zur Veröffentlichung), ISSN 0720-5953.
- [10] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2004.
- [11] Barzel, P.; Bollschweiler, M.; Smolik, C.: *Die neue Fahrradtechnik*. Bielefeld: Bielefelder Verlag - BVA, 2008.
- [12] Pickenhahn, J.; Straub, T.: *Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen*. In: Breuer, B.; Bill, K. H. (Hrsg.): *Bremsenhandbuch*. Wiesbaden: Springer Verlag, 2012.
- [13] Groß, Eric.: *Betriebslastenermittlung, Dimensionierung, strukturmechanische und fahrwerkstechnische Untersuchungen von Mountainbikes*. Düsseldorf: VDI Verlag, 1997.
- [14] Fan, X.; Tomizuka, M.: *Robust Disturbance Observer Design for a Power-Assist Electric Cycle*. In: American Control Conference. 30. 06. - 02. 07. 2010 Baltimore, MD, USA.
- [15] Maier, O.; Pfeiffer, M.; Wrede, J.: *Ohne Überschlag*. MECHATRONIK. (2014) 9, ISSN 1867-2590, S. 26-27.
- [16] Maier, O.; Keller, E.; Pfeiffer, M.; Wrede, J.: *Development of a Dynamic Safety System for Electrically Power Assisted Cycles: Design, Implementation and Evaluation of Road Tests*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. (Übermittelt zur Veröffentlichung), ISSN 1083-4435.

Ein dreidimensionales Mehrkörpermodell eines vollgefederten Mountainbikes

A three-dimensional multibody model of a full suspension mountain bike

Burkhard Corves, Jens Breuer, Frédéric Schöler, Philipp Ingenlath
RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 52056 Aachen, Deutschland,
ingenlath@igm.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Um die Betriebslasten und auch die Fahreigenschaften von vollgefederten Mountainbikes im Off-Road-Einsatz analysieren zu können, ist ein komplexes Simulationsmodell erforderlich. Die meisten Fahrradmodelle, die in der Literatur behandelt werden, eignen sich für die Analyse des allgemeinen dynamischen Verhaltens von Fahrrädern [1,2]. Sie sind aber nicht in der Lage, alle auftretenden Effekte im Off-Road-Einsatz von Mountainbikes zu erfassen. In diesem Artikel wird ein detailliertes, dreidimensionales Mehrkörpermodell eines Systems, bestehend aus einem vollgefederten Mountainbike, einem passiven Fahrer, eine Anregung durch den Boden und ein Regelungssystem für die Geschwindigkeits- und die Neigungswinkelstabilisierung vorgestellt. Erste Simulationsergebnisse zeigen, dass durch die Entwicklung des vorgestellten Modells ein erster Schritt für die simulationsbasierte Auslegung von Mountainbikes hinsichtlich Betriebslastenermittlung und Auslegung der Fahreigenschaften gemacht wurde. Es handelt sich hierbei um die deutsche Version der Veröffentlichung [3].

Abstract

To analyse the operating loads and also the handling qualities of full suspension mountain bikes in off-road use, a simulation model representing all important effects is required. Most bicycle models discussed in literature are quite elementary. These models are adequate for analysing the general dynamic behaviour of bicycles [1, 2] but they are not capable of showing all effects appearing in off-road operation of mountain bikes. In this paper a detailed three-dimensional multibody model of a system consisting of a full suspension mountain bike, a passive mass-spring-damper system for the rider, stochastic track excitation and a control system for the velocity and lean angle stabilisation is presented. Additionally first results for straight driving of geometrically different mountain bikes are presented and discussed. Although an experimental validation of the model has not been performed yet the first results indicate that the development of the presented model is a first step for simulation based evaluation of handling qualities and operating loads for mountain bikes.

1 Einleitung

Fahrräder erfreuen sich weltweit großer Beliebtheit und jährlich werden technische Verbesserungen im Fahrradsport erreicht. Dennoch wirkt es so, als ob Simulationstechniken und –methoden, die dazu benutzt werden, die Dynamik von Fahrrädern zu analysieren, nicht weit entwickelt sind.

In wissenschaftlichen Veröffentlichungen werden größtenteils sehr elementare Modelle verwendet. Ein Beispiel ist das Carvallo-Whipple-Modell, das aus einem starren Rahmen mit einem starr angebundenen Fahrer, zwei Messer-Laufrädern (einige Modelle verwenden stattdessen Torus-Laufräder) und einem Vorderrahmen besteht [1,4]. Der Vorderrahmen setzt sich wiederum aus einer Gabel und einem Lenker zusammen. Normalerweise werden nichtlineare oder linearisierte Bewegungsgleichungen abgeleitet und analysiert. Mit diesen vereinfachten Modellen können die signifikantesten Eigenschaften des Lenkungsverhaltens von Fahrrädern ermittelt werden. Dennoch beobachtet Sharp, dass aufgrund von möglichen Variationen

im Fahrraddesign und den daraus folgenden Auswirkungen auf das Lenkverhalten keine Verallgemeinerungen gemacht werden können [5]. Detaillierte Übersichten über Arbeiten im Bereich der Fahrraddynamik können beispielsweise in [1] und [2] gefunden werden.

Die Intention dieser Veröffentlichung ist jedoch nicht die Ableitung der Gleichungen für das Fahrrad-Fahrer-System und deren analytische Untersuchung, sondern vielmehr die Präsentation eines Modells eines Fahrrad-Fahrer-Fahrbahn-Systems, welches mithilfe der kommerziellen Software MSC Adams entwickelt wurde.

Eine Besonderheit des Fahrrad-Fahrer-Systems ist, dass der Fahrer im Normalfall ca. 80 % des Gesamtgewichts des gesamten Systems ausmacht. Somit hat der Fahrer eine große Auswirkung auf die Dynamik des Fahrrad-Fahrer-Systems [6]. Um solche Systeme mittels Simulation analysieren zu können, entwickelten Hull, Wilczynski und Wang ein Mehrkörper-Fahrer-Modell für die sitzende und die aufrecht stehende Position. [6,7]. Wächter, Rieß und Zacharias zeigten weiterhin, dass es möglich ist, Belastungen vorherzusagen, die auf den Fahrer auf einem vollgefederten Fahrrad wirken [8]. Sie untersuchten zwei

unterschiedliche Arten von Stadt-Fahrrädern, welche sich in einigen Punkten von Mountainbikes unterscheiden. Aufgrund der Benutzung eines zweidimensionalen Modells konnten jedoch Kurven- und Lenkverhalten nicht untersucht werden.

Beim Mountainbiken treten zusätzliche Effekte und Betriebsbedingungen auf, die das Mountainbiken von anderen Radsportarten unterscheidet. Hier sind beispielsweise die Kombination von starkem Gefälle und hohen Geschwindigkeiten, Schwingungsanregungen oder besondere Fahrsituationen wie Sprünge zu erwähnen [6]. Aufgrund dieser besonderen Umstände ist es schwierig, Lastannahmen analytisch abzuleiten. Gleichzeitig ist die experimentelle Bestimmung kostenintensiv [9]. Folglich ist die Benutzung eines Mehrkörpermodells, welches die Belastungen in alltäglicher Umgebung und Extremfällen vorhersagen kann, zweckmäßig.

Im Weiteren existieren einige nichtlineare Effekte, die einen Einfluss auf die Fahrraddynamik haben. Bei realen Mountainbikes kann sich ein Rad mehr als 200 mm relativ zum Rahmen verschieben. Weiterhin sind während der Kurvenfahrt große Wankwinkel möglich. Solch große Auslenkungen ziehen geometrische Nichtlinearitäten nach sich [10].

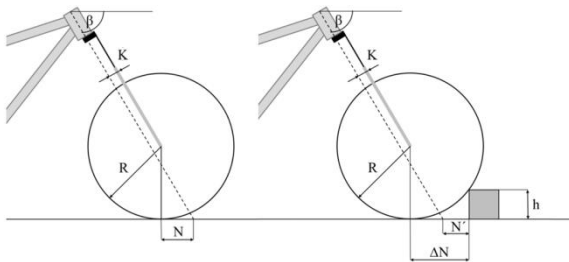


Bild 1 Definition des Nachlaufes und der Änderung des Nachlaufes aufgrund von Hindernissen in Anlehnung an [6]

Obwohl Kooijman et al. in [11] gezeigt haben, dass der Nachlauf nicht zwangsläufig für die Eigenstabilität des Fahrrades benötigt wird, hat er doch einen Einfluss auf die Fahreigenschaften und das Lenkverhalten, da es direkt den Hebelarm der Reifenkräfte in Hinsicht auf die Lenkachse beeinflusst. Der Nachlauf N am Vorderrad ist als der horizontale Abstand zwischen dem Kontaktpunkt des Reifens und dem Punkt, an dem die Steuerachse den Boden durchstößt, definiert [12].

$$N = \frac{R - K}{\tan \beta} \quad (1)$$

Hierbei ist R der Rollradius des Reifens, K der Gabelversatz und β der Lenkwinkel. Die Änderung der Fahrbahn ΔN , welche durch Hindernisse der Höhe h verursacht wird, kann wie folgt beschrieben werden.

$$\Delta N = \sqrt{R^2 - (R - h)^2} \quad (2)$$

Die Änderung des Nachlaufes kann weiterhin, wie in **Bild 1** dargestellt, zu einem negativen Nachlauf N' führen.

Um Fahreigenschaften, Fahrkomfort und strukturelle Belastungen für Mountainbikes vorhersagen zu können, wird ein komplexes, nichtlineares Modell benötigt. Grundlegende Schritte zur Erstellung eines solchen Modells werden in dieser Veröffentlichung vorgestellt.

2 Materialien und Methoden

Das Modell besteht aus vier Hauptkomponenten: dem vollgefederten Mountainbike, dem Fahrer, der Fahrbahnanregung und einem Regelungssystem für gerades Fahren, Kurvenfahrt und Spurwechsel. Diese Komponenten werden im Nachfolgenden beschrieben.

2.1 Fahrradmodell

Grundlage des Mehrkörpermodells des Fahrrades ist das Nicolai Helius AC (siehe www.nicolai.net). Das Modell wurde vollständig parametrisiert und in MSC Adams implementiert. Es werden unterschiedliche Größen und Varianten dieses Fahrrades angeboten. Beispielsweise sind verschiedene Rahmengrößen von klein bis sehr groß und drei verschiedene Laufradgrößen von 26 Zoll über 27,5" bis hin zu 29" erhältlich. Nachfolgend werden Daten der Rahmengröße M mit 26"-Laufrädern dargestellt. Die Ergebnisse anderer Fahrradvarianten unterscheiden kaum.

Das Fahrradmodell besteht aus neun starren Körpern für den Rahmen und zwei starren Körpern für die Laufräder. Diese Körper werden durch Gelenke miteinander verbunden. Am hinteren Dämpfer und der vorderen Federgabel werden lineare Feder-Dämpfer-Elemente verwendet. Um den Reifen-Boden-Kontakt zu modellieren, wird eine penaltybasierte Kontaktdefinition benutzt. Hierdurch können Kontakt-Nichtlinearitäten innerhalb des Modells untersucht werden.

Unter der Annahme konstanter Querschnitte für Rohre und Rahmenkomponenten, werden die Masse und die Trägheitseigenschaften des Rahmens innerhalb Adams errechnet. Die Eigenschaften der Laufräder werden aus detaillierten CAD-Modellen errechnet. Andere angebrachte Teile wie Bremsen oder Schaltmechanismen werden als Punktmassen abgebildet. Die Masseneigenschaften des Modells stimmen mit den Herstellerangaben überein. Für die Steifigkeits- und Dämpferkonstanten, welche für den Reifen-Boden-Kontakt und für die Feder-Dämpfer-Elemente des hinteren Dämpfers und der vorderen Federgabel benötigt werden, werden folgende Annahmen getroffen: die Federkonstanten des Dämpfers und der Federgabel werden so angepasst, dass die Auslenkung ungefähr 25 % der möglichen Auslenkung beträgt. Dies liegt im Bereich der vom Hersteller empfohlenen Werte. Die Dämpferkoeffizienten des Dämpfers und der Federgabel werden mit Hilfe von Fahrttests innerhalb der Simulation angepasst. Die Steifigkeitskoeffizienten der Reifen werden so angepasst, dass eine für Mountainbike übliche statische Reifenauslenkung zwischen 10 mm und 20 mm auftritt. Die resultierenden Werte decken sich mit in [6] aufgelisteten Werten auf. Die Dämpferkoeffizienten der Reifen werden derart angepasst, dass ein Dämpfungsgrad von 0,055 für die Reifen erreicht wird (Wert von [6] übernommen). In **Tabelle 1** wird eine Zusammenfassung einiger physikalischen Eigenschaften des Fahrrads prä-

sentiert (die Massen der angebrachten Komponenten sind in den angegebenen Daten mit inbegriffen).

Tabelle 1 Eigenschaften des Fahrrades (Rahmengröße: M, Laufradgröße: 26")

| Komponente | Masse [kg] | Steifigkeits- koeffizient [N/m] | Dämpfungs- koeffizient [Ns/m] |
|------------------|---------------|---------------------------------------|-------------------------------------|
| Hauptrahmen | 4,45 | - | - |
| Vorderrad | 1,84 | $2,0 \cdot 10^6$ | $1,0 \cdot 10^3$ |
| Hinterrad | 1,88 | $2,5 \cdot 10^6$ | $1,3 \cdot 10^3$ |
| Hinterer Dämpfer | 1,15 | $1,1 \cdot 10^6$ | $3,0 \cdot 10^3$ |
| Vorderrahmen | 5,55 | $9,0 \cdot 10^6$ | $3,7 \cdot 10^3$ |

2.2 Fahrermodell

Der Fahrer wird als ein passives Masse-Feder-Dämpfer-System in stehender Position modelliert. Dieses Modell besteht aus zehn starren Körpern: Dem Kopf und dem Torso (als ein starrer Körper), der Hüfte, zwei Oberarmen, zwei Unterarmen, zwei Oberschenkeln und zwei Unterschenkeln. Sowohl zwischen Schulter und Handgelenk als auch zwischen Hüfte und Fußgelenk agieren je zwei lineare Federelemente und je zwei lineare Dämpferelemente. Die Parameter, die in **Tabelle 2** aufgelistet sind, wurden aus [7] übernommen.

Tabelle 2 Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften des Fahrermodells

| Komponente | Steifigkeitskoeffizient | Dämpfungskoeffizient |
|------------|-------------------------|----------------------|
| Arme | 6356 N/m | 392 Ns/m |
| Beine | 15300 N/m | 318 Ns/m |
| Hüfte | 300 Nm/rad | 100 Nms/rad |

2.3 Fahrbahnanregung

Die Fahrbahngeometrie ist die wichtigste äußere Anregung in Bezug auf die Fahrraddynamik. Die Fahrbahn besteht aus einer langwelligen Trassierung und kurzwelligen Fahrbahnunebenheiten. Für gewöhnlich werden diese als stationärer und ergodischer Gauß-Prozess modelliert. In diesem Fall kann die spektrale Leistungsdichte (PSD) genutzt werden, um vermessene Strecken zu beschreiben und Unebenheiten für Simulationen zu synthetisieren. In dieser Veröffentlichung werden ausschließlich vertikale Unebenheiten berücksichtigt. Die vertikale Fahrbahn $h_z(x)$ kann durch eine harmonische Reihe erstellt werden (3). Die Amplituden $b_{z,i}$ werden ausgehend von der PSD errechnet (4), während die Phasenverschiebungen ψ_i zufällig gewählt werden müssen.

$$h_z(x) = \sum_i b_{z,i} \cdot \cos(\Omega_i \cdot x + \psi_i) \quad (3)$$

$$b_{z,i} = (\Phi_i \cdot \Delta\Omega)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

$$\Phi(\Omega) = \Phi_0 \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} \quad (5)$$

In [15] werden PSD für Schienen, Straßen und unbefestigte Fahrbahnen präsentiert (**Bild 2**). Für die Untersuchungen in dieser Veröffentlichung wurden drei Bereiche (gute, mittlere und schlechte unbefestigte Fahrbahn) gewählt und durch Brauns Formel (5) angenähert. Die zugehörigen Koeffizienten werden in Tabelle 4 aufgelistet. Für gute und mittlere Fahrbahnen wurden Wellenlängen zwischen $L_{min} = 0,2 \text{ m}$ und $L_{max} = 20 \text{ m}$ berücksichtigt, wohingegen für schlechte Fahrbahnen nur Wellenlängen bis $L_{max} = 5 \text{ m}$ verwendet wurden. Beispielhafte Fahrbahnunebenheiten sind in **Bild 3** dargestellt.

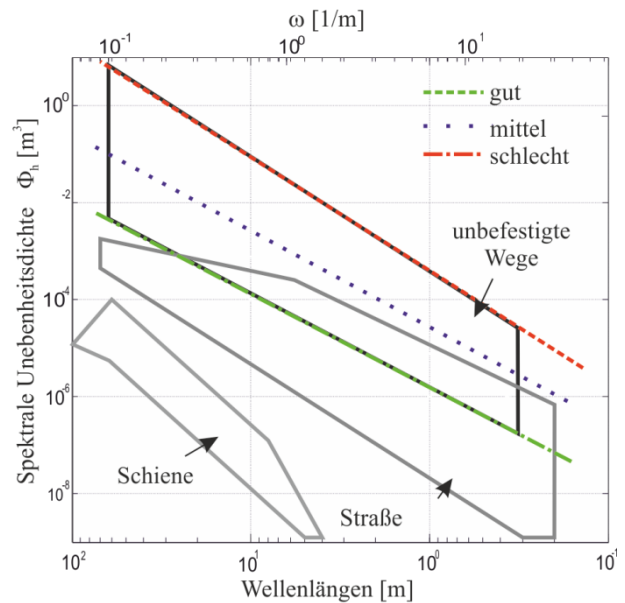


Bild 2 spektrale Leistungsdichte (PSD) für verschiedene Streckentypen in Anlehnung an [6]

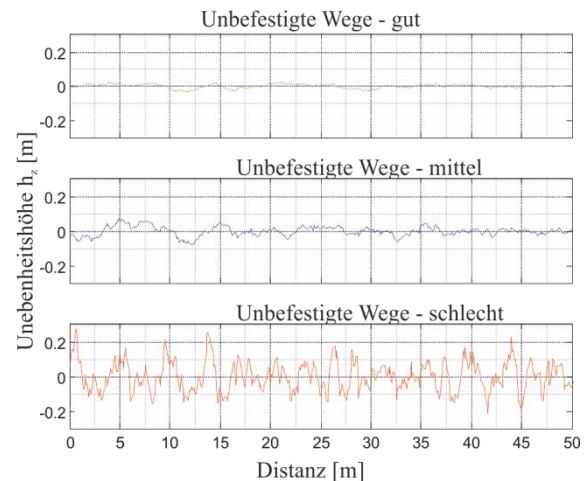


Bild 3 Fahrbahnunebenheiten für unbefestigte Wege

2.4 Regelkreis

Der Regler für das Modell wird in Matlab/Simulink erstellt. Die Verbindung des Reglers zum Mehrkörpermodell wird durch eine Co-Simulation zwischen Matlab/Simulink und Adams realisiert. Für das Modell wurden drei verschiedene Regelkreise für die Geradeausfahrt,

die konstante Kurvenfahrt und den Spurwechsel erstellt. Im Folgenden wird der Regelungsplan für die Geradeausfahrt erläutert. Der Kreis für die Rückführung besteht aus zwei getrennten, geschlossenen Schleifen. In **Bild 4** werden diese Regelkreise gezeigt. Jede Schleife besteht aus den Komponenten Regler, Regelstrecke und Rückführung. Als Regler wird ein PID-Modul eingesetzt. Die Regelstrecke wird durch das Mehrkörpermodell verkörpert, welches das Adams-Modell mit all seinen Komponenten umfasst.

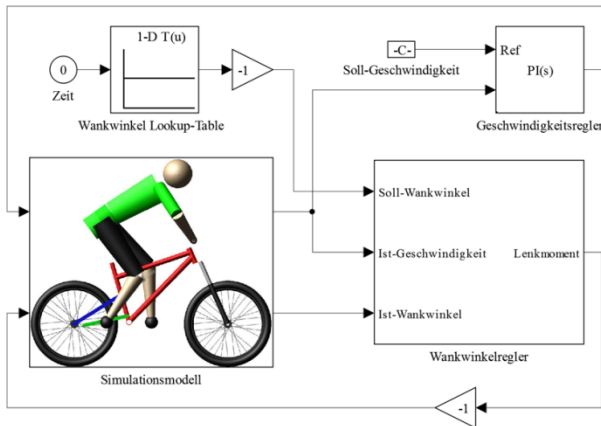


Bild 4 Darstellung der Regelkreise für die Wankwinkel- und Geschwindigkeitsregelung

Die obere Rückführungsschleife regelt die Geschwindigkeit. Als Regelgröße wird die momentane Geschwindigkeit des Schwerpunktes des Hinterrades verwendet. Die gewünschte Geschwindigkeit ist die Führungsgröße. Stellgröße ist ein Antriebsmoment um die Hinterradachse. Proportionale, integrale und differenzierende Anteile des PID-Reglers werden durch Fahrversuche mit dem Simulationsmodell Fall ermittelt.

Der untere Regelkreis regelt die Wankbewegung des Fahrrad-Fahrer-Systems. Die Stellgröße ist ein Moment das zwischen Lenker und dem Hauptrahmen aufgebracht wird. In dieser Schleife wird der Wankwinkel als Regelgröße verwendet, wohingegen der gewünschte Winkel die Führungsgröße repräsentiert.

Zur Stabilisation der Wankbewegung ist eine Erfassung des genauen aktuellen Wankwinkels nötig. Der Winkel wird in Bezug auf ein Inertialsystem gemessen. Im Inertialsystem wird der Freiheitsgrad der Rotation um die Vertikalachse des Fahrrades gemessen. Jedoch kann der Wankwinkel wegen der sich verändernden Position und Orientierung des Fahrrades nicht in Bezug auf das Iner-

tialsystem gemessen werden. Deswegen wird ein bewegliches Koordinatensystem definiert. Die Richtung der Längsachse dieses Koordinatensystems ist identisch mit der Längsachse des Fahrzeugs. Somit wird eine korrekte Messung des Wankwinkels während der Kurvenfahrt erreicht. In der "Wankwinkel Lookup-Table" im Simulink-Modell wird der Wankwinkel in Abhängigkeit von der Zeit vorgegeben. Dadurch können die unterschiedlichen Fahrmanöver wie die Geradeausfahrt, die konstante Kurvenfahrt und der Spurwechsel realisiert werden.

3 Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse für zwei verschiedene Fahrrad-Fahrer-Systeme vorgestellt. Das erste System besteht aus einem 26"-Fahrrad, das andere aus einem 29"-Fahrrad. Jegliche geometrische Daten und Masseeigenschaften wurden aus Herstellerangaben übernommen oder mithilfe von Adams gemäß der Beschreibung in 2.1 berechnet. Der Fahrer wurde gemäß Kapitel 2.2 modelliert. Die Position des Fahrers wird an die tatsächliche Fahrradgeometrie angepasst. Die Fahrbahnanregung, die für die gezeigten Simulationsergebnisse benutzt wurde, repräsentiert die sogenannte "schlechte" Fahrbahn. In **Bild 5** wird der Wankwinkel des Fahrrades gezeigt, der sich bei dem Versuch des Reglers einstellt, eine Geradeausfahrt zu erreichen.

3.1 Diskussion

Da die Regelparameter des Modells einen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Systems haben, werden die Regelparameter für alle Simulationen konstant gehalten. Für die unterschiedlichen Simulationen wurden nur geometrische Größen des Fahrradrahmens verändert. Dadurch wird ermöglicht den Einfluss dieser Größen auf das Fahrverhalten zu untersuchen.

Die Amplitude des Wankwinkels des Fahrrades mit 29"-Laufrädern ist deutlich kleiner als die des Fahrrades mit 26"-Laufrädern. Das Fahrrad mit 29"-Laufrädern ist also laufruhiger als das Fahrrad mit 26"-Laufrädern.

Der Unterschied zwischen den zwei untersuchten Fahrrädern wurde auch von drei Testfahrern des Mountain BIKE Magazins geprüft. Alle Testfahrer bestätigten, dass das Fahrrad mit 29"-Laufrädern die höchste Laufruhe aufweist [16]. Demzufolge decken sich die Ergebnisse der Simulation mit den Aussagen der Testfahrer.

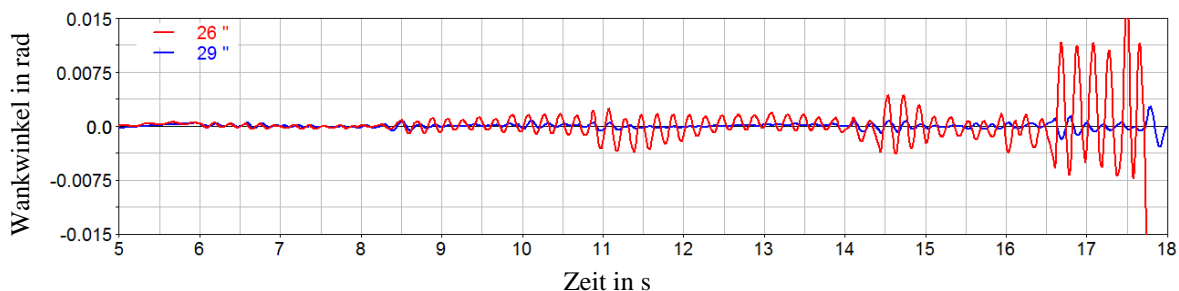


Bild 5 Wankwinkel des Fahrrades während der Geradeausfahrt bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h

4 Zusammenfassung

Diese Veröffentlichung stellt ein Mehrkörpermodell vor, das ein vollgefedertes Fahrrad, einen Fahrer, eine Fahrbahnanregung und einen Regelkreis umfasst. Wie Wächter, Rieß und Zacharias bereits in [8] gezeigt haben, ist es so möglich die Betriebslasten eines Fahrrades zu berechnen. Die hier vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass es generell möglich ist, Fahreigenschaften zu evaluieren. Es wird erwartet, dass es in Zukunft möglich ist, ein solches Modell zur Unterstützung im Konstruktionsprozess eines Mountainbikes zu benutzen, was letztlich zu besseren Fahrrädern in Bezug auf Betriebsfestigkeit, Fahreigenschaften und Fahrsicherheit führen könnte. Obwohl das Modell schon sehr detailliert ist, kann es zusätzlich durch das Miteinbeziehen von elastischen Komponenten (z.B. dem Rahmen und den Laufrädern) erweitert werden.

5 Literatur

- [1] Schwab, A. L.; Meijaard, J. P.: *A review on bicycle dynamics and rider control*. In: Vehicle System Dynamics 2013. S. 1059-1090
- [2] Schwab, A. L.; Kooijman, J. D. G.: *A review on bicycle and motorcycle rider control with a perspective on handling qualities*. In: Vehicle System Dynamics 2013. S. 1722-1764
- [3] Corves, B.; Breuer, J.; Schöler, F.; Ingenlath, P.: *A three-dimensional multibody model of a full suspension mountain bike*. In: Multibody Mechatronics Systems 2014. 21./24. Oktober 2014 Huatulco. ISBN 978-3-319-09858-6. S. 133 - 142.
- [4] Frosali, G.; Ricci F.: *Kinematics of a bicycle with toroidal wheels*. In: Communications in Applied and Industrial Mathematics 2012.
- [5] Sharp, R. S.: *The dynamics of single track vehicles*. In: Vehicle System Dynamics 1976. S. 67–77.
- [6] Groß, E.: *Betriebslastenermittlung, Dimensionierung, strukturmechanische und fahrwerkstechnische Untersuchungen von Mountainbikes*. In: Fortschritt Berichte VDI, Reihe 12. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [7] Wang, E. L.; Hull, M. L.: *A dynamic system model of an off-road cyclist*. In: Journal of Biomechanical Engineering, 1997, S. 248–253.
- [8] Wächter, M.; Rieß, F., Zacharias, N.: *A multibody model for the simulation of bicycle suspension systems*. In: Vehicle System Dynamics, 2002, S. 3–28.
- [9] Hölzel, C.; Hoechtl, F.; Senner, V.: *Operational loads on sport bicycles for possible misuse*. In: Procedia Engineering, 2011, S. 75–80.
- [10] Piersol, A. G.; Paez, T. L.; Harris, C. M.: *Harris' shock and vibration handbook*. In: McGraw-Hill handbooks. New York, 2010.
- [11] Kooijman, J. D. G.; Meijaard, J. P.; Papadopoulos, J. M.; Ruina, A.; Schwab, A. L.: *A bicycle can be self-stable without gyroscopic or caster effects*. In: Science, 2011, S. 339–342.
- [12] ISO 8855:2011. Road vehicles - vehicle dynamics and road-holding ability - vocabulary.
- [13] Knothe K.; Stichel, S.: *Schienefahrzeugdynamik*. Berlin, Springer Verlag, 2003.
- [14] Dodds, C. J.; Robson J. D.: *The description of road surface roughness*. In: Journal of Sound and Vibration, 1973, S. 175–183.
- [15] Braun, H.; Hellenbroich, T.: *Messergebnisse von Straßenunebenheiten*. VDI-Berichte Nr. 877, S. 47-80 Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991
- [16] Schmidt, A.: *Die 15 wichtigsten Fragen zum Thema 650B*. In Mountain BIKE (8) 2012

Piezelektrische Schwingungserzeuger zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit von Elastomerbauteilen

Piezoelectric Oscillation Generators for Determining the Dynamic Stiffness of Elastomer Components

Bruns P.¹, Mojzisch S.¹, Twiefel J.¹, Wallaschek J.¹, Klie W.², Zimmermann U.²

¹: Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, 30167 Hannover Deutschland

²: m+p international, Mess- und Rechnertechnik GmbH, 30519 Hannover, Deutschland

Kurzfassung (Times, 14 pt fett)

In einem Projekt, gefördert in der ZIM Initiative des BMWi, haben die Partner m+p international, ConitTec und das Institut für Dynamik und Schwingungen einen Hochfrequenz-Prüfstand zur Ermittlung des dynamischen Verhaltens von Elastomerbauteilen entwickelt [1]. In diesem Beitrag werden zunächst die Anforderungen an die Schwingungserzeugung herausgearbeitet. Aufgrund der relativ großen benötigten Kräfte und der geforderten Kompaktheit wird ein piezelektrischer Aktor entworfen und untersucht. Eine Besonderheit ist hier das innovative Vorspannkonzepkt [2], bei dem das piezelektrische Element mit einem dünnen Stahldraht umwickelt wird. Der große Vorteil ist die geringe Steifigkeit der Vorspannung und der kostengünstige Prozess. Ein weiterer Schwerpunkt liegt auf der Leistungselektronik und Ansteuerung, die hohen Anforderungen entsprechen müssen, um das gewünschte Verhalten zu gewährleisten. Abschließend wird der Aktor an beispielhaften Messungen präsentiert. Hier wird im Frequenzbereich von 500 Hz – 2000Hz eine konstante Beschleunigung von 100 m/s² erreicht. Bei geringeren Amplituden ist ein Betrieb mit mehr als 4 kHz möglich.

Abstract (Times, 14 pt bold)

In a project funded in the ZIM initiative of the BMWi, a high-frequency test bench for determining the dynamic behavior of elastomer components was developed [1] by the partners m + p international, ConitTec and the Institute of Dynamics and Vibration Research. In the contribution at hand, first, the requirements on the test bench are worked out. Due to the relatively large forces required and the necessary compactness of the oscillation generator a piezoelectric actuator is designed and tested. A special feature here is the innovative pre-stressing concept [2], in which the piezoelectric element is wrapped with a thin coiled steel wire. The big advantage is the low stiffness of the pre-stressing and the cost-effective process. Another focus is on the power electronics and the open-loop control, which must meet stringent requirements to ensure the desired behavior. Finally, the actuator is presented by exemplary measurements. Here, in the frequency range of 500 Hz - 2000 Hz a constant acceleration of 100 m / s² can be achieved. With slightly lower amplitudes operation with more than 4 kHz is possible.

1 Einleitung

Die Anforderungen an den Komfort im Automobil haben sich in den vergangenen Dekaden stetig erhöht. Die Fahrzeugakustik ist hierbei ein wichtiges Verkaufsargument und wird von den Herstellern mit viel Aufwand optimiert. Durch die Substitution der Verbrennungsmotoren durch Elektromotoren entsteht hierbei eine gänzlich neue Ausgangssituation, da die zurzeit dominante Geräuschquelle aus den Fahrzeugen verschwindet. In der Konsequenz werden die Geräusche von anderen Komponenten dominant und damit für die Insassen wahrnehmbar [3]. Diese neu wahrnehmbaren Geräusche haben ein nach oben erweitertes Frequenzspektrum, weshalb die Schwingungsisolationselemente auf diese neuen Herausforderungen hin angepasst werden. Dies bedeutet, dass verwendete Lagerelemente in einem breiteren Frequenzbereich spezifiziert werden müssen. Vor allem der Bereich von 1 kHz bis ca. 2 kHz ist besonders interessant, da das menschliche Ohr hier sehr sensitiv ist. Herkömmliche Prüfsysteme für Lagerkomponenten decken bisher jedoch nur einen Frequenzbereich von wenigen Hz bis ca. 800 Hz ab. Des-

halb ist ein neues Prüfsystem erforderlich, um den beschriebenen Ansprüchen gerecht zu werden.

2 Anforderungen

In Zusammenarbeit mit den Kooperationspartnern wurden zunächst die Anforderungen an ein solches Prüfsystem zur Bestimmung der dynamischen Eigenschaften von Schwingungsisolationselementen ermittelt. Unterpunkte waren hierbei der konstruktiven Aufbau, die Schwingungserreger sowie die Mess-, Regelungs- und Steuerungstechnik.

Tabelle 1 Anforderungen an den Prüfstand

| | |
|---------------------------------|--------------------------|
| <i>Frequenzbereich</i> | 500 Hz – 2000 Hz |
| <i>Beschleunigungsamplitude</i> | 100 m/2 ² |
| <i>Blockierkraft</i> | ≥ 16 kN |
| <i>Signal-to-Noise Ratio</i> | ≥ 40 dB (Beschleunigung) |

Als wichtigste Randbedingungen für den Prüfstand wurde ein Frequenzbereich von 500 Hz bis 2000 Hz bei einer sinusförmigen Anregung mit konstanter Beschleuni-

gungsamplitude von 100 m/s² bestimmt. Der angestrebte Frequenzbereich deckt zum einen den Bereich hoher Sensitivität des menschlichen Ohres ab und ermöglicht zum anderen eine Überdeckung mit konservativen Prüfsystemen im Bereich von 500 Hz bis 800 Hz. Aus der geforderten konstanten Beschleunigungsamplitude resultiert ein frequenzabhängiger Stellweg. So ist bei 2000 Hz eine Amplitude von 0,3 µm respektive 5 µm bei 500 Hz nötig. Bedingt durch die hohe Steifigkeit der zu prüfenden Elastomerbauteile müssen allerdings zeitgleich große Kräfte von etwa 16 kN aufgebracht werden können. In Kombination mit der bei Messsystemen obligatorischen hohen Güte des Anregesignals entstehen höchste Anforderungen an die Schwingungserzeuger, die Regelungs- und Leistungselektronik sowie an den konstruktiven Aufbau. Diesen Anforderungen werden zurzeit weder ein erhältliches Prüfsystem noch ein verfügbarer Aktor gerecht, weshalb ein neuartiger Prüfaufbau entwickelt wurde. Ein Kernelement sind hierbei die Schwingungserzeuger bzw. der Aktor. Die weiteren Elemente wie Leistungselektronik, Regelungs- und Steuerungstechnik müssen dann auf diese abgestimmt werden.

Es wird ein Aktor benötigt, der die geforderten Stellwege und Kräfte stellen und zudem hochdynamisch angesteuert werden kann, um die hohe Signalgüte im gesamten Frequenzbereich zu gewährleisten. In Tabelle 2 ist eine Auswahl von Aktorkonzepten mit Auszügen der jeweiligen Charakteristik gegenübergestellt.

Tabelle 2 Aktorkonzepte [4],[5],[6],[7]

| <i>Elektrodynamisch</i> | <i>Fluidmechanisch</i> | <i>Piezelektrisch</i> |
|--------------------------------|------------------------|-----------------------|
| Kleine Hysterese | Hohe Leistungsdichte | Große Hysterese |
| Hohe Dynamik | Geringes Bauvolumen | Hohe Genauigkeit |
| Kraft proportional zu Baugröße | Geringe Genauigkeit | Hohe Dynamik |
| | Temperaturabhängig | Hohe Steifigkeit |

Aufgrund der hohen Stellkraft bei kleinem Bauvolumen sowie der hohen Dynamik, Genauigkeit und Steifigkeit wurden für die Aktoren des Prüfsystems piezelektrische Elemente als Schwingungserzeuger gewählt.

3 Piezelektrische Elemente als Schwingungserzeuger

Piezelektrische Schwingungserzeuger zeichnen sich durch eine Vielzahl an positiven Eigenschaften aus (vgl. Tabelle 2). Vor allem Vielschichtelemente, die aus mehreren hundert dünnen piezelektrischen Keramiksichten bestehen, finden bereits in der Industrie vielfache Verwendung in Linearaktoren. Sie sind ein Massenprodukt¹, weitgehend erprobt, können zudem große Blockierkräfte stellen und haben in der verwendeten Bauweise eine hohe erste longitudinale Resonanzfrequenz. Für das betrachtete Prüfsystem sind allerdings trotz der hohen Blockierkraft ($F_B \approx 1900$ N) insgesamt neun piezelektrische Elemente nötig, um die erforderlichen Kräfte bereitstellen zu können.

¹ In den Abmessungen: 7 mm x 7 mm x 32,4 mm

nen. Desweiteren müssen beim Systemdesign einige Voraussetzungen erfüllt und Probleme im Hinblick auf die betrachtete Anwendung gelöst werden, von denen die wichtigsten im vorliegenden Beitrag im Detail beschrieben werden.

So muss das bei piezelektrischen Elementen auftretende Hystereseverhalten [8] für eine hohe Positioniergenauigkeit kompensiert und zudem dauerhaft ein hoher Strom sowie eine hohe Blindleistung bereitgestellt werden. Dies beides wird in Kapitel 4 genauer beschrieben. Der dritte kritische Punkt, der hier betrachtet werden soll, ist die äußerst geringe Zugfestigkeit der Elemente, die dazu führt, dass piezelektrische Elemente ohne Vorspannung nur kleinen Zugbeanspruchungen ausgesetzt werden dürfen [4].

3.1 Vorspannung

Durch die Vorspannung von piezelektrischen Elementen wird der Arbeitsbereich mittels einer Spannung in Kraftflussrichtung so verschoben, dass nur Druckbelastungen auftreten. Die Vorspannung kann hierbei bis zu 50 % der Blockierkraft betragen und wird zumeist durch eine permanente Federdruckbelastung realisiert. Allerdings muss die Vorspannung exakt parallel zum Kraftfluss ausgerichtet sein, sodass keine Biege- und Torsionsspannungen in die piezelektrischen Elemente eingeleitet werden. Damit der negative Einfluss auf die Stellwegamplitude minimal bleibt muss die Vorspannung selbst von geringer Steifigkeit sein. Zudem sollte sie eine geringe Masse besitzen, sodass auch der Einfluss auf die Eigenfrequenz minimal ist. Für die betrachtete Anwendung werden konventionelle Vorspannungen diesen Anforderungen nicht in ausreichendem Maße gerecht. Zwar bieten die am Markt erhältlichen Varianten eine hohe Reproduzierbarkeit, jedoch sind sie relativ steif und verringern somit die ohnehin geringe Stellwegamplitude der piezelektrischen Elemente. Zusätzlich sind diese Vorspannungen entweder von relativ großem Bauvolumen oder aber sehr teuer, da für kleine, leichte Varianten komplexe Erodiereteile benötigt werden.

Tabelle 3 Vorspannungscharakteristiken

| <i>Konventionelle Vorspannung</i> | <i>IDS Vorspannung</i> |
|-----------------------------------|----------------------------|
| Hohe Reproduzierbarkeit | Hohe Reproduzierbarkeit |
| Am Markt erhältlich | Große Flexibilität |
| Teuer (Erodiereteile) | Mittelfristig günstiger |
| Relativ steife Vorspannung | Kleine Vorspannsteifigkeit |

Eine Alternative zu den konventionellen Vorspannungen stellt eine am Institut für Dynamik und Schwingungen entwickelte neuartige Methode (im Folgendem „IDS Vorspannung“) dar [2]. Bei dieser Methode werden die piezelektrischen Vielschichtelemente mit einem sehr dünnen Stahldraht² ($\varnothing 50$ µm) umwickelt. Während des Umwickelns ist der Draht mit einer genau definierten Vorspannkraft belastet, wodurch die gewünschte Gesamt-

² Rostfreier Stahl, Werkstoff-Nr. 14304 (Fe/Cr18/Ni8)

vorspannung durch eine bestimmte Anzahl an Wicklungen erreicht werden kann.

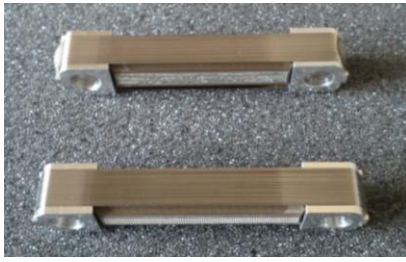


Bild 1 Piezoelektrische Elemente mit IDS Vorspannung

Für ein verwendetes piezoelektrisches Vielschichtelement mit einer gewünschten Vorspannung von $F_V = 1000$ N und einer Sollspannung $\sigma_D = 660$ MPa im Draht ergibt sich die Anzahl der Wicklungen zu

$$n = \frac{1}{2} \frac{F_V}{\sigma_D A_D} \approx 385, \quad (1)$$

wobei A_D die Querschnittsfläche des Vorspanndrahtes ist. Auch die Steifigkeit

$$c_{Vorsp} = 2 \frac{E A_D}{l} \approx 24,2 \frac{N}{mm} \quad (2)$$

und Masse

$$m_{Vorsp} = 2(A_D(l + s_K)\rho + m_K) \approx 4 \text{ g} \quad (3)$$

der Vorspannung können berechnet werden. Hierbei ist m_K die Masse der Endkappen (vgl. Bild 1), die zur Koppelung an den Aktor und Führung des Drahtes benötigt werden. Die Länge s_K ist die zusätzliche Länge des Drahtes, die aufgrund der Endkappen berücksichtigt werden muss.

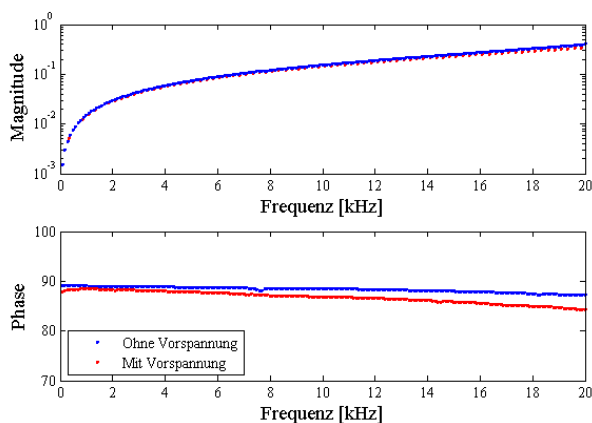


Bild 2 Frequenzgänge eines piezoelektrischen Elements mit und ohne IDS Vorspannung

In Bild 2 sind die Frequenzgänge eines piezoelektrischen Elementes mit und ohne IDS Vorspannung dargestellt. Auch noch deutlich oberhalb des Frequenzbereichs, der

für das betrachtete Prüfsystem relevant ist, sind keine kaum Einflüsse der Vorspannung erkennbar und es besteht nahezu kein Unterschied zwischen den beiden Verläufen.

3.2 Aufbau des Aktors

Mit der IDS Vorspannung können flexible und kleine Schwingungserreger aufgebaut werden, die zudem von geringer Masse und Steifigkeit sind. Für die Integration der schwingungserzeugenden Elemente im Aktor des betrachteten Prüfsystems sind diese Attribute zwingend erforderlich, da ein kompakter und leichter Aufbau des Aktors selbst notwendig ist. Diese Notwendigkeit resultiert aus dem geforderten konstanten Verlauf der Stellwegamplitude in Abhängigkeit der Frequenz respektive dem quasistatischen Betriebsbereich zwischen 500 Hz und 2000 Hz. Realisiert wurde dies mit einer Anordnung von 3×3 piezoelektrischen Elementen in einem Gehäuse mit einem Durchmesser von 74 mm, einer Höhe von 81 mm und einem Gesamtgewicht von lediglich 780 g. Der Aktor wurde hierfür mit Finite Elemente Simulationen ausgelegt und konstruiert, die Geometrie der einzelnen Komponenten in mehreren Iterationsschritten optimiert. Der resultierende Aktor ist in Bild 3 dargestellt.

Als besondere Herausforderung hat sich die Ausrichtung der Kraftwirklinien der piezoelektrischen Elemente herausgestellt. Sie müssen möglichst parallel angeordnet und montiert werden, damit keine Biege- oder Torsionsbelastungen in den Elementen auftreten. Um dies sicherzustellen wurde eine komplexe Montagemethode mittels einer speziellen Montagevorrichtung entwickelt, bei der die vorgespannten piezoelektrischen Elemente mittels Stahlstiften im Aktor befestigt werden. Diese Justierung bzw. Ausrichtung der Kraftwirklinie der schwingungserzeugenden Elemente kann allerdings nur während der Montage des Aktors erfolgen und nicht nachträglich reguliert werden.



Bild 3 Aktor mit neun piezoelektrischen Elementen

4 Leistungselektronik und Hysteresekompensation

Mit dem entwickelten Aktor ist ein Betrieb unter Einhaltung der festgelegten Anforderungen möglich. Allerdings benötigen piezoelektrische Elemente wie bereits erwähnt eine Hysteresekompensation sowie hohe Ströme und eine

relativ hohe Blindleistung, die für die verwendeten Vielschichtelemente jeweils ca. 100 VA beträgt.

4.1 Aufbau der Leistungselektronik

Den Anforderungen entsprechend wurde eine Leistungselektronik mit einem großen Anteil an standardisierten Komponenten aufgebaut, welche dauerhaft die benötigten hohen Ströme und Blindleistungen bereitstellen und abführen kann.

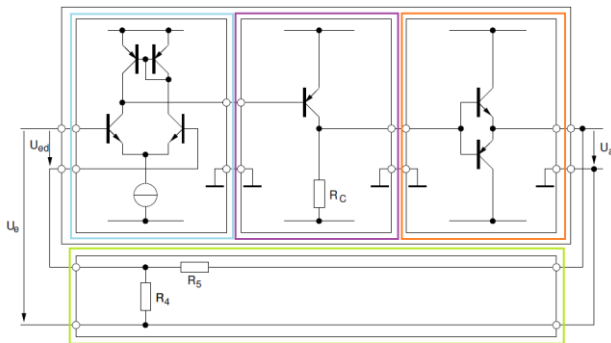


Bild 4 Vereinfachtes Prinzipschaltbild des konstruierten Leistungsverstärkers nach [9]

Der prinzipielle Aufbau des entstandenen Verstärkers ist in vereinfachter Form in Bild 4 dargestellt. Er setzt sich aus einem Differenzverstärker (blau), einer Treiberstufe (lila), einer Endstufe (orange) und einer Rückkopplung (grün) zusammen. Da konventionelle Differenzverstärker für die Bereitstellung hoher Spannungen ausgelegt sind, ist hier die Endstufe notwendig, um hohe Ströme zum Betrieb der piezoelektrischen Elemente stellen zu können.

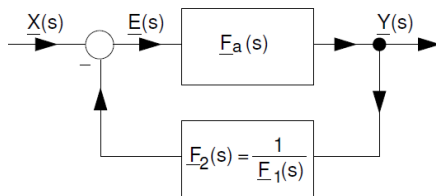


Bild 5 Blockschaltbild der Verstärkerschaltung

Die integrierte Rückkopplung (vgl. auch Bild 5) in Kombination mit dem Differenzverstärker resultiert in einer Stromeinprägung, wodurch die Stromstärke in einem weiten Frequenzbereich unabhängig von der Lastimpedanz ist.

4.2 Hysteresekompensation

Die integrierten piezoelektrischen Elemente sind mit einer Hysterese zwischen Dehnung und Eingangsspannung behaftet, die kompensiert werden muss, damit die geforderte hohe Signalgüte erreicht werden kann. Eine Linearisierung ist mit verschiedenen Ansätzen möglich. So kann beispielsweise eine Hysteresesteuerung in Form eines inversen Prandtl-Ishlinskii-Hystereseoperators [9] oder mittels eines PID-Reglers implementiert werden.

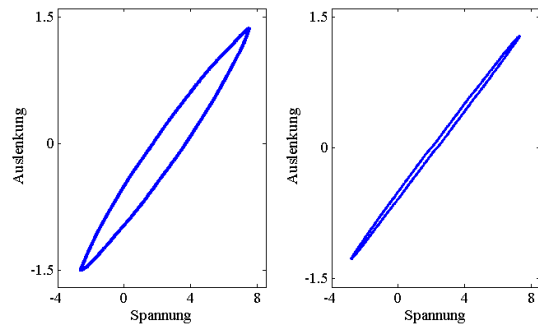


Bild 6 Hysteresekurven mit konventionellem Verstärker (links) und stromeinprägendem Verstärker (rechts)

Im verwendeten Verstärker ist allerdings, wie bereits erwähnt, eine Stromeinprägung integriert. Diese bewirkt, dass höherharmonische Anteile im Stromsignal ausgegletzt werden. Da die auftretende Hysterese in Form einer solchen Höherharmonischen im Stromsignal auftritt, konnte somit bereits eine äußerst simple Hysteresekompensation implementiert werden. Sie resultiert in einem optimierten Wegsignal des Aktors. Dies wird in Bild 6 deutlich, in dem die Hysteresekurven bei Betrieb mit einem konservativem Verstärker und dem konstruiertem stromeinprägendem Verstärker bei 500 Hz und 5 µm Stellwegamplitude dargestellt sind.

4.3 Leistungscharakteristik des Systems

Mit den Komponenten Aktor und Leistungselektronik wurden verschiedene Messungen durchgeführt. Hierbei zeigte sich, dass sowohl der Verstärker als auch der Aktor deutlich oberhalb (Faktor 2,3 bei 500 Hz) des geforderten Beschleunigungswertes von 100 m/s² betrieben werden können, bevor der Strom nicht mehr hinreichend sinusförmig gestellt werden kann (vgl. Bild 7).

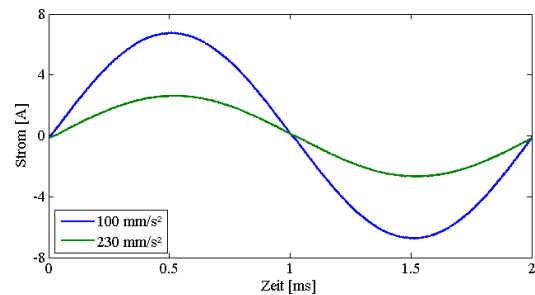


Bild 7 Gemessener Strom bei 500 Hz mit 100 m/s² (oben) und 230 m/s² (unten)

In Bild 8 ist exemplarisch der Frequenzgang der Geschwindigkeit dargestellt. Die Amplitude der Geschwindigkeit steigt hier zwischen 500 Hz und 2000 Hz nahezu linear an. Die Standardabweichung

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\hat{v}_i - \bar{v})(\hat{v}_i - \bar{v})}{n-1}} \quad (4)$$

zur Referenzgeraden beträgt im Mittel lediglich 0,6 % bezogen auf den Mittelwert der Geschwindigkeitsamplituden.

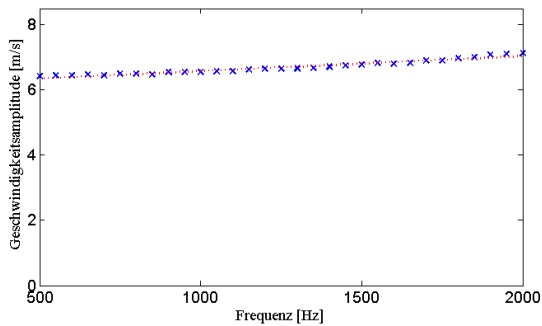


Bild 8 Frequenzgang der Geschwindigkeit bei konstanter Versorgungsspannungsamplitude ($\hat{u} = 1 \text{ V}$)

Zusätzlich wurden Messungen in Anlehnung an [10] durchgeführt und ausgewertet. Hierzu wird bei jeder Anregefrequenz eine FFT des Geschwindigkeitssignals erstellt und die Störanteile mit einer Amplitude größer als 0,3 % der Grundharmonischen aufsummiert. Der maximale Signalüberlauf von 1 % darf gemäß [10] nicht überschritten werden.

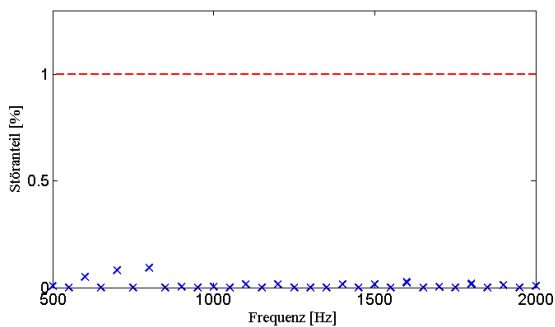


Bild 9 Prozentualer Störanteil am Geschwindigkeitssignal nach Messung in Anlehnung an [10]

Es zeigt sich, dass der Verlauf des prozentualen Störanteils am ausgangseitigen Geschwindigkeitssignal des Aktors (Bild 9) im gesamten Betriebsbereich deutlich unterhalb dieser kritischen Marke liegt.

5 Konstruktiver Aufbau des Prüfsystems

Die genaue Konstruktion des Prüfstandes selbst ist in [1] beschrieben. Im Rahmen dieses Beitrages soll lediglich auf wenige Details des Konzeptes eingegangen werden. Hierzu ist in Bild 10 ein einfaches Modell des Prüfstandkonzeptes gegeben.

Die Isolation des Prüfstandes gegenüber der Vibration des Prüflings und des Aktors erfolgt durch die Trägheit zweier großer Massen (obere und untere Isoliermasse). Sie befinden sich oberhalb und unterhalb des Schwingungspfades und bilden in Kombination mit den beiden weichen äußeren Federn ein mechanisches Tiefpassfilter. Hierdurch werden Schwingungen über 300 Hz nicht auf den Prüfstandrahmen übertragen.

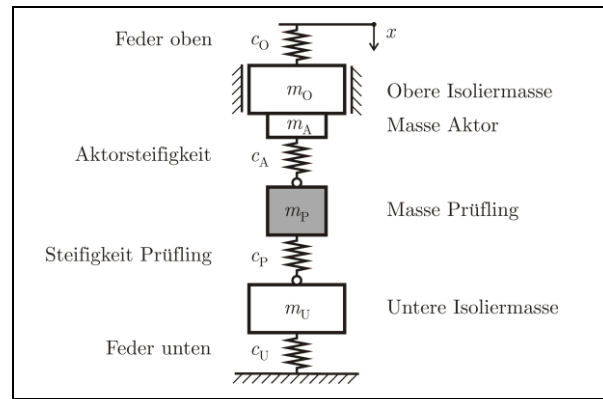


Bild 10 Einfaches Prüfstandmodell

Die obere Isoliermasse kann bewegt werden, um eine statische Vorspannung von bis zu 5 kN auf den Prüfling zu bringen. Auf der unteren Isoliermasse sind zur Messung des Kraftsignals vier piezoelektrische Kraftsensoren ($4 \times 45 \text{ kN}$) angebracht, die parallel an einen Ladungsverstärker angeschlossen.

Während der eigentlichen Messung wird ein Frequenzsweep durchgeführt und hierbei stetig die Kraft an der Ausgangsseite der Elastomerbauteile gemessen. Der Aktor übt über dem gesamten Frequenzbereich eine konstante Kraft bzw. Beschleunigung auf das Messobjekt aus. Die Regelung der Beschleunigungsamplitude als auch die Messauswertung erfolgt hierbei mit der VibControl Software von m + p international.

6 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein neu entwickelter Prüfstand zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit von Elastomerbauteilen in einem Frequenzbereich von 500 Hz bis 2000 Hz präsentiert. Der geforderte Frequenzbereich mit den entsprechenden Auslenkungen bzw. der konstanten Beschleunigung kann mit dem konstruierten System, bestehend aus piezoelektrischem Aktor, Leistungselektronik und Hysteresekompensation, abgedeckt werden. Mit dem Aktor sind überdies höhere Beschleunigungen möglich, die durch die (jedoch skalierbare) Leistungselektronik sowie den konstruktiven Aufbau des Prüfstands begrenzt sind. Allerdings ist ein Betrieb deutlich unterhalb der maximal zulässigen mechanischen Spannung anzustreben, um hohe Lebensdauern der piezoelektrischen Vielschichtelemente zu gewährleisten. Mit der generierten, relativ simplen Ladungsregelung kann auch die sinusförmige Anregung der Prüflinge im Hinblick auf die geforderten 40 dB Dämpfung zwischen Beschleunigungsanregung und überlagertem Störsignal erreicht werden. Bei Sollamplitude mit 2 kHz beträgt das Signal-to-Noise Ratio zudem ohne eine weitere Regelung schon hervorragende 52 dB im Wegsignal.

Zusätzlich wurde eine äußerst kompakte Bauform des Aktors erreicht, die sowohl bei der Integration in den Prüfstand als auch kostentechnisch Vorteile bietet. Hierfür konnte die am IDS entwickelte und patentierte Vorspannmethode für piezoelektrische Elemente genutzt werden, die sich durch ihr geringes Gewicht und kleines Bauvolumen

bei gleichzeitig hoher Reproduzierbarkeit und geringer Steifigkeit auszeichnet.

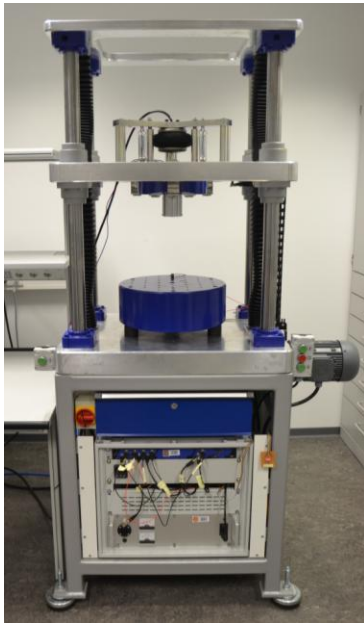


Bild 11 Gesamter Prüfstand

Der konstruierte Prüfstand (Bild 11) steht zurzeit am Institut für Dynamik und Schwingungen und kann in Kooperation mit dem Projektpartner m+p international für die Charakterisierung von Elastomerbauteilen verwendet werden.

Danksagung: Wir danken dem Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) für die Förderung des Förderprojektes im Rahmen des Förderprogramms "Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand (ZIM)- Fördermodul Kooperationsprojekte".

6 Literatur

- [1] m+p international: New vibration test rig. Automotive Testing Technologie International, Juni 2014, S.104-105
- [2] Bremer, J.; Mojzisch, S.; Wallaschek, J.: *Piezoactuator and a method for producing such a piezoactuator*. WO002012069047A1, 2011
- [3] Pflüger, M.; Brandl, F.; Bernhard, U.; Feitzelmayer, K.: *Fahrzeugakustik: , Der Fahrzeugantrieb*, Springer-Verlag Vienna, 2010
- [4] Koch, J. (Hrsg.): *Piezoxide (PXE) – Eigenschaften und Anwendungen*. Heidelberg: Dr. Alfred Hüthing Verlag, 1988.
- [5] Ballas, R. G.; Pfeifer, G.; Werthschützky, R.: *Elektromechanische Systeme der Mikrotechnik und Mechatronik*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2009
- [6] Czichos, H.: *Mechatronik: Grundlagen und Anwendungen Technischer Systeme*, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2006
- [7] Steinhilper, W., Sauer, B.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2012
- [8] Ikeda, T.: *Fundamentals of Piezoelectricity*, Oxford Science Publications, Oxford, 1990
- [9] Tietze, U., Schenk, C., Gamm, E.: *Halbleiter Schaltungstechnik*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2012
- [11] Al Janaideh, M., Mao, J., Rakheja, S., Xie, W., Su, C.: *Generalized Prandtl-Ishlinskii Hysteresis Model: Hysteresis Modeling and Its Inverse for Compensation in Smart Actuators*. 47th IEEE Conference on Decision and Control, Cancun, 2008.
- [10] ISO 5344: Electro-dynamic vibration generation system – Performance characteristics, 2004

Kleinteileförderung mit einem ultraschallbasierten Wanderwellen- transportsystem

Small Component Conveyer based on Ultrasonic Traveling Waves

Tim Wielert, Jens Twiefel, Institut für Dynamik und Schwingungen, Leibniz Universität Hannover, Deutschland
wielert@ids.uni-hannover.de, twiefel@ids.uni-hannover.de

Izudin Mezan, Klaus Bott, Afag GmbH, Wernher-von-Braun-Strasse 1, 92224 Amberg, Deutschland
izudin.mesan@afag.com, klaus.bott@afag.com

Kurzfassung

Der lineare Transport von Kleinteilen über größere Strecken ist eine wichtige Aufgabe in der Zuführtechnik. Hierfür haben die AFAG GmbH und das IDS ein neuartiges Fördersystem entwickelt. Dabei war es das Ziel die folgenden Eigenschaften im Vergleich zum klassischen Linearförderer zu verbessern: Dynamisches Start-/Stoppverhalten, Verringerung von Verschleißerscheinungen an dem Fördergut und an der Förderschiene, Verringerung der hörbaren Geräuschemission und flexiblere Förderschienenlänge. Das entwickelte System nutzt Strukturschwingungen in der Förderschiene zum Transport der Kleinteile. Mittels einer piezoelektrischen Aktorik werden Wanderwellen im Ultraschallfrequenzbereich in die Förderschiene eingeleitet. Zwischen den Teilen, die auf dieser Schiene liegen, und der Schiene selbst findet ein komplexer Kontaktvorgang mit Haft- Gleit- und Separationsphasen statt. Hierdurch werden die auf der Schiene liegenden Teile angetrieben. In dem Beitrag werden erste experimentelle Untersuchungsergebnisse eines Prototyps vorgestellt. Darauf aufbauend wird ein Kontaktmodell zur Beschreibung des Förderprozesses entwickelt und validiert.

Abstract

The linear transport of small components on long distances is an important part of the conveyer technology. Therefore the AFAG GmbH and the IDS developed a new conveyer system. The ambition was to improve the overall system performance compared to conventional linear conveyers, especially in terms of a dynamic start and stop behaviour, the reduction of wearing processes and audible noise emission as well as a flexible conveyer rail. The developed system utilizes structural vibrations in a bar like conveyer rail for the transport of the parts. A piezoelectric actor induces ultrasonic travelling waves into the conveyer rail. Between the parts atop of the rail and the rail itself it comes to complex contact processes, namely stick, slip and separation. As a result the parts on the rail are driven forward. In this paper a first prototype of the system is presented and a contact model to describe the transportation process is introduced. For validation of the theoretical model an experimental setup is presented and measurements are compared to the simulation results.

1 Einleitung

Für den linearen Transport von Kleinteilen über größere Strecken werden in der Zuführtechnik klassischer Weise elektromagnetische Schwingförderer eingesetzt. Dabei beruht die Förderung auf dem Mikrowurfprinzip. Die zu transportierenden Teile werden mit einer Frequenz von etwa 100 Hz leicht schräg nach vorne geworfen und bewegen sich somit makroskopisch linear über die Förderschiene. Die Förderschiene wird hierbei als starrer Körper angenommen [1].

Das entwickelte System nutzt hingegen Strukturschwingungen in der Förderschiene zum Transport der Kleinteile. Eine Biegewelle, mit einer Frequenz im Ultraschallbereich, wird mittels eines piezoelektrischen Aktors in die Förderschiene eingeleitet. Aufgrund der Materialdämpfung der Schiene oder eines am Ende der Schiene angebrachten

Dämpfers, entsteht eine fortlaufende Wanderwelle. Die Wellenausbreitung hat eine Verformung der Schiene zur Folge. Dabei bewegt sich jeder Punkt der Schienenoberfläche auf einer elliptischen Bahn [2]. Zwischen Fördergut, das auf dieser Schiene liegt, und der Schiene selbst findet ein komplexer Kontaktvorgang mit Haft- Gleit- und Separationsphasen statt. Hierdurch werden die auf der Schiene liegenden Teile angetrieben [3].

Die Kleinteileförderung mit Wanderwellen bietet einige Vorteile gegenüber dem konventionellen Schwingförderer. Die Betriebsfrequenz im Ultraschallbereich liegt über dem hörbaren Frequenzbereich und führt zu einer sehr geringen Geräuschemission des Fördersystems. Durch die geringen Relativgeschwindigkeiten während der einzelnen Kontaktphasen wird eine sehr teile- bzw. materialschonende Förderung erwartet. Hierdurch ist auch eine geringe Partikelemission mit kleinerer Partikelgröße realisierbar, was beispielsweise in Reinraumumgebungen von Bedeu-

tion ist. Gleichzeitig ermöglicht die hohe Betriebsfrequenz sehr dynamische Fördereigenschaften. Mit dem sehr schnellen Start- und Stopverhalten wird eine genaue Dosierung ermöglicht. Mit dem entwickelten System ist ein breites Spektrum an Kleinteilen förderbar ohne dass eine Anpassung der Komponenten einschließlich der Förderschienen notwendig ist. Hierdurch können die Standzeiten der Förderanlage reduziert werden. Das relativ kompakte Fördersystem ist damit variabel einsetzbar.

Im Folgenden wird das entwickelte Wanderwellenfördersystem vorgestellt und das Funktionsprinzip erläutert. Neben experimentellen Untersuchungen an einem Prototyp, wird ein mechanisches Ersatzmodell zur Vorhersage der Fördereigenschaften sowie zur Optimierung von Konstruktionsparametern präsentiert.

2 Das Wanderwellenfördersystem

Die Förderung von Kleinteilen mittels Wanderwellen beruht auf dem Funktionsprinzip von Wanderwellenmotoren, wie es z. B. von Zhao[2], Wallaschek[3], Ueha und Tomikawa[4], und Sashida und Kenjo[5] ausführlich beschrieben wird. Anstatt einen Motorabgriff in Form einer Welle oder eines Schlittens zu bewegen, wird das Antriebsprinzip genutzt um viele Kleinteile gleichzeitig anzutreiben. In **Bild 1** ist der prinzipielle Aufbau des Fördersystems dargestellt.

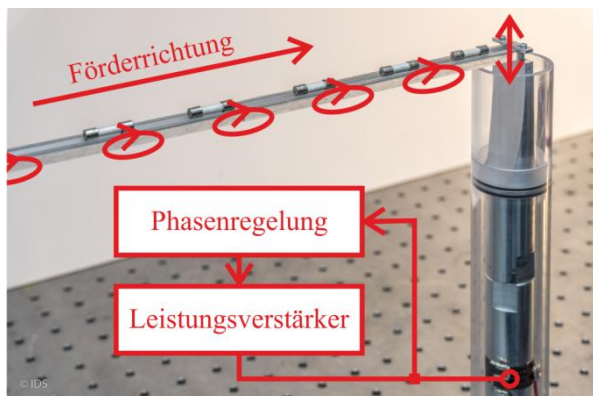


Bild 1 Aufbau des Wanderwellenfördersystems

Die Erzeugung der Wanderwelle in der Förderschienen erfolgt durch einen in Resonanz betriebenen, piezoelektrischen Ultraschallschwinger, der in einer longitudinalen Schwingungsmode betrieben wird. Dieser ist mit einer relativ schwachen Kopplung an die Förderschienen aus Polycarbonat angeschlossen. Die Resonanzfrequenz des Schwingers mit angeschlossener Förderschienen liegt im Bereich von 23 - 24 kHz, abhängig von der eingesetzten Förderschienen, dem Lastzustand und den Umgebungsvariablen. Um einen Betrieb im optimalen Arbeitspunkt zu ermöglichen, wird eine Phasenregelung eingesetzt. Basierend auf der Phasenverschiebung zwischen dem Strom und der Spannung an dem Schwinger wird die Betriebsfrequenz geregelt. Die Regelung ist auf einem vom IDS entwickelten Mikrocontrollersystem umgesetzt, das mit

einem Reglertakt von 500 Hz arbeitet [6]. Über einen Leistungsverstärker wird das Signal des Reglerausgangs schließlich auf den piezoelektrischen Schwinger gelegt. Im Betrieb bilden sich aufgrund der Materialdämpfung der Förderschienen und eines am Ende der Schienen angebrachten Dämpfers Biegewanderwellen in der Schienen aus, die vom Schwinger fortlaufen. Diese nehmen in der Amplitude über die Schienenlänge ab und verbleiben schließlich fast komplett im Dämpfer. Die Biegewanderwellen führen dazu, dass sich alle Oberflächenpunkte der Förderschienen auf elliptischen Trajektorien bewegen, vgl. [2]. Es liegt also eine Phasenverschiebung zwischen der vertikalen und horizontalen Schwingungskomponente vor. Im Fall von idealen Biegewanderwellen kommt es zu einer konstanten Phasenverschiebung entlang der Oberfläche der Förderschienen von $\Delta\Phi = 90^\circ$ bzw. $\Delta\Phi = -90^\circ$, abhängig von der Ausbreitungsrichtung der Wellen. Die Herausforderung ist es eine möglichst reine Wanderwelle ohne überlagerte Stehwellen in der Schienen zu erzeugen. Stehwellen können durch Reflektionen am Schienenende entstehen. Folglich müssen die Schienen und der Dämpfer passend entworfen werden. Die erste Auslegung erfolgte mit dem am IDS entwickelten Programm BekS, das auf abschnittsweise analytisch gelösten Segmenten aufbaut [7,8]. Für das Feintuning wurde die FEM-Software ANSYS eingesetzt. Basierend auf den Berechnungen ist der in Bild 1 gezeigte Prototyp aufgebaut worden. **Bild 2** zeigt den gemessenen Amplitudenverlauf der Schienenoberfläche entlang der Förderbahn in vertikaler und horizontaler bzw. normaler und tangentialer Richtung. In **Bild 3** ist die zugehörige Phasenverschiebung der

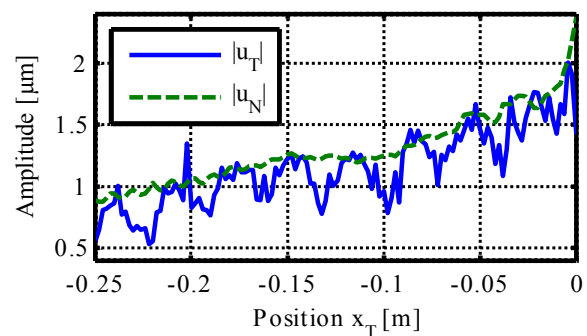


Bild 2 Messung der Schwingungsamplituden in tangentialer und normaler Richtung auf der Förderschienen

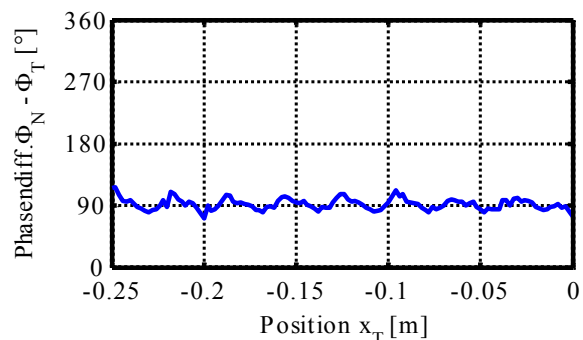


Bild 3 Gemessene Phasendifferenz zwischen tangentialer und normaler Auslenkung auf der Förderschienen

orthogonalen Schwingungskomponenten dargestellt. Dabei gibt die Koordinate x_T jeweils die Position auf der Förderschiene an. Die Schwingungsanregung mit dem Ultraschallschwinger erfolgt im Folgenden immer an der Stelle $x_T = 0$. Für die Messungen ist der Schwinger in Resonanznähe bei einer festen Frequenz von $23,78 \text{ kHz}$ betrieben worden. Die Anregungsspannung wurde mit einer Amplitude $\hat{U} = 90 \text{ V}$ vorgegeben, wobei sich eine Stromamplitude von $\hat{I} = 0,2 \text{ A}$ einstellte. Die Messungen bestätigen, dass sich die Oberflächenpunkte der Förderschiene auf elliptischen Trajektorien bewegen. In der untersuchten Konfiguration weisen die Schwingungskomponenten in normaler und tangentialer Richtung annähernd gleichgroße Amplituden im Mikrometerbereich auf. Bei der vorliegenden Phasendifferenz von ungefähr 90° stellen sich somit nahezu kreisförmige Trajektorien ein. Die Durchlaufrichtung der Trajektorien ist immer so, dass die Tangentialkomponente zur Quelle zeigt, wenn die Normalkomponente maximal wird. Durch die Materialdämpfung der Förderschiene nehmen die Schwingungsamplituden mit zunehmender Distanz zum Schwinger ab. Um die Ausbildung einer Stehwelle durch Reflexionen zu vermeiden, ist am Ende der Förderschiene ein Dämpfer angebracht. Hierbei wird auf eine einfach umzusetzende Reibungsdämpfung zurückgegriffen. Das Ende der Förderschiene wird ca. 75 mm weit in Quarzsand gesteckt. Dennoch werden die Wanderwellen in der Förderschiene leicht durch eine Stehwelle überlagert. Besonders auffällig ist das in der tangentialen Schwingungskomponente. Dieser leichte Stehwellenanteil führt auch zu den Schwankungen im Phasenverlauf.

Wenn im Betrieb Kleinteile auf der Förderschiene platziert werden, kommt es zu komplexen Kontaktvorgängen mit Haft-, Gleit- und Separationsphasen. Die Kleinteile werden durch die Interaktion mit der elliptischen Oberflächenbewegung leicht angehoben und in Richtung der Schwingungsquelle verschoben. Dabei bewegen sich die Teile entgegen der Ausbreitungsrichtung der Wanderwellen. In **Bild 4** sind die gemessenen Geschwindigkeitsverläufe von zwei verschiedenen Kleinteileproben dargestellt. Die Proben wurden jeweils bei ausgeschaltetem System an der Position $x_T = -0,25 \text{ m}$ auf der Förderschiene platziert. Anschließend wurde das System eingeschaltet und die Messung gestartet.

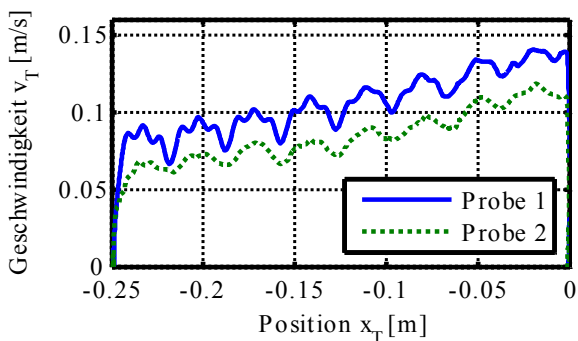


Bild 4 Messungen der Geschwindigkeitsverläufe

Als Förderproben dienen zwei unterschiedlich große Sechskantmuttern aus Stahl nach ISO 4032. **Bild 5** zeigt die verwendeten Proben. Bei der Probe 1 handelt es sich um eine M6-Mutter mit der Masse $m_1 = 2,1 \text{ g}$, die Probe 2 ist eine M8-Mutter mit der Masse $m_2 = 4,9 \text{ g}$. Um die Geschwindigkeit der Proben mittels Laservibrometrie zu erfassen wurden sie von einer Seite mit Reflektionsfolie beklebt. Die balkenförmige Förderschiene besitzt eine längs eingefräste V-förmige Nut in der die Proben laufen. Dabei liegen die Proben ausschließlich auf den oberen Kanten der Nut auf.

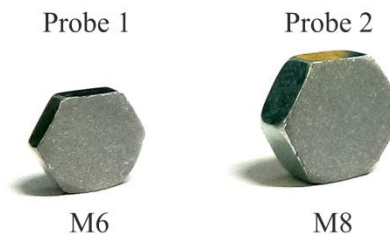


Bild 5 Bei den Messungen verwendete Proben

Die gemessenen Geschwindigkeitsverläufe zeigen, dass das aufgebaute System eine effiziente Förderung der Proben ermöglicht. Dabei weist das Fördersystem ein sehr dynamisches Startverhalten auf. Zum Erreichen der stationären Fördergeschwindigkeit nach dem Start benötigt das System in diesem Fall eine Zeit $t < 0,3 \text{ s}$. Maßgeblich für das Beschleunigungs- bzw. Start- und Stoppverhalten des Fördersystems ist hierbei die Kontaktpaarung von Förderschiene und Fördergut. Auffällig sind die leichten Schwankungen im Geschwindigkeitsverlauf sowie die Geschwindigkeitszunahme zum Schwinger hin. Während die Schwankungen im Geschwindigkeitsverlauf auf den vorhandenen Stehwellenanteil in der Förderschiene zurückzuführen sind, resultiert die Geschwindigkeitszunahme aus dem Amplitudenanstieg zum Schwinger hin. Abhängig von der verwendeten Probe wurden in der betrachteten Konfiguration Fördergeschwindigkeiten zwischen 70 mm/s und 140 mm/s bzw. 65 mm/s und 120 mm/s erreicht. Dabei liegt die Fördergeschwindigkeit der größeren und schwereren Probe 2 etwas niedriger. In weiteren Untersuchungen wurden bereits Fördergeschwindigkeiten von bis zu 250 mm/s mit dem System erzielt.

3 Systemmodellierung

Die messtechnische Erfassung der komplexen Kontaktvorgänge, auf denen der Teiletransport beruht, gestaltet sich aufgrund der relativ hohen Betriebsfrequenz und den Schwingungsamplituden im Mikrometerbereich als schwierig. Um Rückschlüsse auf die stattfindenden Kontaktvorgänge sowie den Energietransfer in dem Reibungsinterface ziehen zu können, wurde ein Kontaktmodell entwickelt, das im Folgenden vorgestellt wird. Das Modell ermöglicht zudem die Vorhersage der Fördereigenschaften des Systems sowie die Optimierung von Konstruktionspa-

rametern. Das Modell wird abschließend mit den experimentellen Untersuchungen validiert.

Aufbauend auf den Untersuchungen von Twiefel [9] wird in dem folgenden Modell ein zweidimensionaler Ansatz gewählt, um den Förderprozess zu beschreiben. Die betrachtete zweidimensionale Schnittebene liegt entlang der Förderbahn. In **Bild 2** ist das verwendete Ersatzmodell zur Beschreibung der Kontaktvorgänge dargestellt. Das Fördergut mit der Länge l , der Höhe h und der Masse m besitzt drei Freiheitsgrade:

- die tangential Position x_T ,
- die normal Position x_N und
- den Rotationswinkel φ .

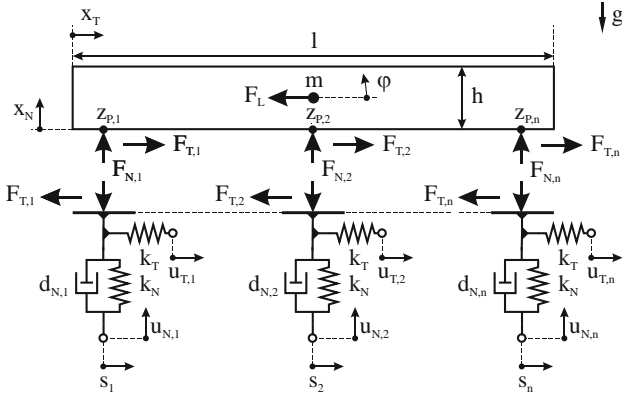


Bild 6 Ersatzmodell für den Kontaktprozess

Die Interaktion mit der Förderschienen bzw. Kontaktebene ist mittels n idealisierter masseloser Kontaktpunkte entlang der Unterseite des Förderguts modelliert. In der Normalrichtung ist jeder dieser Kontaktpunkte mit einer Feder-Dämpfer-Kombination verbunden um die Stoßvorgänge abzubilden. Die reibungsbehafteten Prozesse in tangentialer Richtung werden durch eine Reihenschaltung aus Coulomb'schem Reibelement und Feder beschrieben. Die Anregung erfolgt über die Einprägung der Oberflächenbewegung der Förderschienen in Form der tangentialen bzw. normalen Auslenkung $u_{T,n}$ und $u_{N,n}$, welche wahlweise aus Messungen oder semi-analytischen Berechnungen ermittelt werden. Die Kontaktsteifigkeit in Tangential- und Normalrichtung wird durch die Ersatzfedersteifigkeiten k_T und k_N bestimmt. Die Dämpfungsparameter werden nach Hunt und Crossley gewählt, die eine wegabhängige Dämpfung vorschlagen [10]:

$$d_{N,i} = \frac{3}{2} \alpha_{N,i} k_N x_{c,i}, \quad (1)$$

wobei k_N die Federsteifigkeit und $x_{c,i}$ die Kompression des i -ten Dämpferelements beschreibt:

$$x_{c,i} = u_{N,i} - x_{N,i}. \quad (2)$$

Für positive Werte von $x_{c,i}$ ist der Dämpfer eingedrückt. Fördergut und Förderschienen sind dann in Kontakt. Negative Werte hingegen bedeuten Separation. Die Zustandsgröße $x_{N,i}$ beschreibt die Position der Kontaktpunkte auf dem Fördergut in Normalrichtung. Die Berechnung erfolgt unter Berücksichtigung des Rotationswinkels und der Abmessungen des Förderguts:

$$x_{N,i} = \frac{h}{2} (1 - \cos \varphi) - z_{P,i} \sin \varphi. \quad (3)$$

Dabei beschreibt der Parameter $z_{P,i}$ den tangentialen Abstand des i -ten Kontaktpunkts zum Massenschwerpunkt des Förderteils wie folgt:

$$z_{P,i} = \left(\frac{i}{n} - \frac{1}{2} \right) l, \quad (4)$$

wobei n die Anzahl der verwendeten Kontaktpunkte ist. Der Dämpfungsparameter $\alpha_{N,i}$ wird auf Grundlage der Stoßzahl und der Geschwindigkeit vor dem Stoßvorgang bestimmt:

$$\alpha_{N,i} = \frac{1 - e_{emp}}{\dot{x}_{c,i}}. \quad (5)$$

Der Wert von $\alpha_{N,i}$ wird somit nur in den Separationsphasen aktualisiert und bleibt während der einzelnen Stoßvorgänge konstant. Die tangential Position jedes idealisierten Kontaktpunkts wird durch die Koordinate s_i beschrieben. Für die normale Position hingegen wird keine zusätzliche Koordinate benötigt. Die Position der masselosen Kontaktpunkte in Normalrichtung wird durch die Auslenkung der Förderschienen $u_{N,i}$ und der Kontaktstelle auf dem Fördergut $x_{N,i}$ ausreichend beschrieben. Während Separationsphasen ist diese Position $u_{N,i}$, wohingegen diese in Kontakt den Wert $x_{N,i}$ annimmt. Die Reaktionskräfte an den diskretisierten Kontaktpunkten sind durch $F_{T,i}$ für die tangentiale und $F_{N,i}$ für die normale Richtung definiert. Des Weiteren kann eine zusätzliche Lastkraft F_L in tangentialer Richtung beaufschlagt werden. Hierdurch ist es beispielsweise möglich Lastkurven zu ermitteln.

Tabelle 1 Übergangsbedingungen zwischen den Kontaktphasen

| Von → Zu ↓ | Separation | Haften | Gleiten |
|-------------------|---|------------------------|-------------------------|
| Separation | - | $x_{N,i} \geq u_{N,i}$ | $x_{N,i} \geq u_{N,i}$ |
| Haften | $x_{N,i} < u_{N,i} \wedge c_T \dot{u}_T \leq \mu_s F_N$ | - | $\dot{s} - \dot{x} = 0$ |
| Gleiten | $x_{N,i} < u_{N,i} \wedge c_T \dot{u}_T > \mu_s F_N$ | $F_T > \mu_s F_N$ | - |

Die Interaktion zwischen den idealisierten Kontaktpunkten und dem Fördergut kann drei verschiedenen Zustände beschreiben: Separation, Haften und Gleiten. In **Tabelle 1** sind die Übergangsbedingungen für die numerische Implementation zwischen den Kontaktphasen aufgelistet. Dabei wird angenommen, dass das Coulomb'sche Reibmodell gilt, also die Reibwerte für Haft- und Gleitreibung konstant sind ($\mu_s = const$, $\mu_k = const$).

Die Zustandsgrößen des Förderteils werden mittels der Bewegungsgleichungen für die drei vorhandenen Freiheitsgrade ermittelt

$$m \ddot{x}_N = \sum_{i=1}^n F_{N,i}, \quad (6)$$

$$m \ddot{x}_T = \sum_{i=1}^n F_{T,i} - F_L, \quad (7)$$

$$J\ddot{\varphi} = \sum_{i=1}^n \left(F_{N,i} \left(\frac{h}{2} \sin \varphi + z_{P,i} \cos \varphi \right) + F_{T,i} \left(\frac{h}{2} \cos \varphi - z_{P,i} \sin \varphi \right) \right). \quad (8)$$

Für das Trägheitsmoment wird ein Quader mit mittig angeordneter Rotationsachse angenommen

$$J = \frac{m}{12} (l^2 + h^2). \quad (9)$$

Die Kontaktkräfte $F_{N,i}$ und $F_{T,i}$ können abhängig von dem vorliegenden Kontaktstatus der jeweiligen Kontaktpunkte berechnet werden:

Separation:

$$F_{N,i} = 0, \quad (10)$$

$$F_{T,i} = 0, \quad (11)$$

Haften:

$$F_{N,i} = k_N x_{c,i} + d_{N,i} \dot{x}_{c,i}, \quad (12)$$

$$F_{T,i} = k_T (u_{T,i} - s_i), \quad (13)$$

Gleiten:

$$F_{N,i} = k_N x_{c,i} + d_{N,i} \dot{x}_{c,i}, \quad (14)$$

$$F_{T,i} = \mu_k F_{N,i} \operatorname{sgn}(\dot{s} - \dot{x}), \quad (15)$$

Das Modell wurde unter Nutzung der obigen Gleichungen und der Übergangsbedingungen aus **Tabelle 1** in MATLAB umgesetzt. Dabei wurde ein zeitschrittbasierter Ansatz gewählt und ein Runge-Kutta-Verfahren zur Lösung genutzt. Für eine möglichst genaue Ermittlung der Übergangzeitpunkte zwischen den Kontaktphasen, wurden sogenannte *event*-Funktionen definiert, mit denen die Schrittweite der Berechnung automatisch zum gesuchten Zeitpunkt hin verfeinert wird.

Folgend wird das Modell anhand der Messungen der Geschwindigkeitsverläufe der Proben aus Abschnitt 2 validiert. Als Eingangsgröße für das Modell wird die gemessene Oberflächenbewegung der Förderschiene verwendet. Diese liegt als diskretes Kennfeld vor. Um die Momentanwerte der Oberflächenauslenkung an jedem beliebigen Punkt auf der Förderstrecke zu ermitteln, wird ein kubisches Interpolationsverfahren genutzt. Die Modellparameter sind entsprechend dem Versuchsaufbau gewählt und in **Tabelle 2** aufgeführt.

Tabelle 2 Konfiguration der Modellparameter

| b (mm) | μ_s | μ_k | $k_N = k_T$ (N/mm) | e_{emp} | n |
|----------------|---------------|--------------|-----------------------|---------------|--------------|
| 5 | 0,08 | 0,05 | 100 | 0,5 | 1000*1 |
| <i>Probe 1</i> | | | <i>Probe 2</i> | | |
| h_1 (mm) | l_1 (mm) | m_1 (g) | h_2 (mm) | l_2 (mm) | m_2 (g) |
| 10 | 4 | 2,1 | 12 | 6 | 4,9 |

Für die Validierung werden die gemessenen Geschwindigkeitsverläufe mit den berechneten Verläufen verglichen. In **Bild 7** sind die gemessenen und modellbasierten Ergebnisse übereinandergelegt. Der Vergleich zeigt, dass mit dem Modell eine gute Näherung an die gemessenen Geschwindigkeitsverläufe erzielt wird. So weist der berechnete Geschwindigkeitsbereich für beide Proben eine gute Übereinstimmung mit der Messung auf. Die Maximalgeschwindigkeiten liegen ca. 10% höher als bei den Messungen. Die Schwankungen sowie der Anstieg des Verlaufs werden ebenfalls gut abgebildet. Eine detaillierte Parameteroptimierung des Modells sowie eine feinere Diskretisierung des Förderguts, sollten an dieser Stelle zu einer weiteren Verbesserung der Modellergebnisse führen.

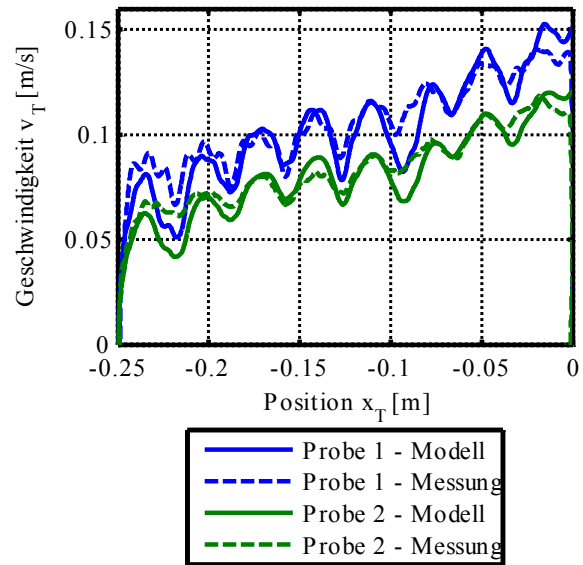


Bild 7 Vergleich der berechneten und gemessenen Geschwindigkeitsverläufe

Die modellbasierte Beschreibung des Förderprozesses ermöglicht die detaillierte Analyse der Kontaktvorgänge zwischen der Förderschiene und dem Fördergut. So lässt sich der Anteil der Separations-, Haft- und Gleitphasen während des Förderprozesses mit dem gezeigten Modell auswerten. In **Bild 8** ist zu erkennen, dass erwartungsgemäß anfangs die Gleitanteile dominieren. Bis zum Erreichen der stationären Fördergeschwindigkeit nehmen diese ab und dafür nehmen die Haftanteile zu. Danach kommt es zu Schwankungen zwischen den Haft- und Gleitanteilen, die vermutlich aus dem Messrauschen in den Eingangsdaten sowie dem vorhandenen Stehwellenanteil resultieren. Die Separationsphasen steigen aufgrund der größeren Amplitude zum Schwinger hin an. Die Kenntnis über die Anteile der Kontaktphasen hilft bei der Optimierung der Fördersysteme. So kann durch eine gezielte Reduktion der Gleitphasen beispielsweise der Verschleiß an Förderschiene und Fördergut verringert werden. Dabei ist das Modell durch den allgemeinen Aufbau vielseitig anwendbar und kann für Wanderwellenförderer und Ultraschallmotoren genauso genutzt werden wie für konventionelle Schwingförderer.

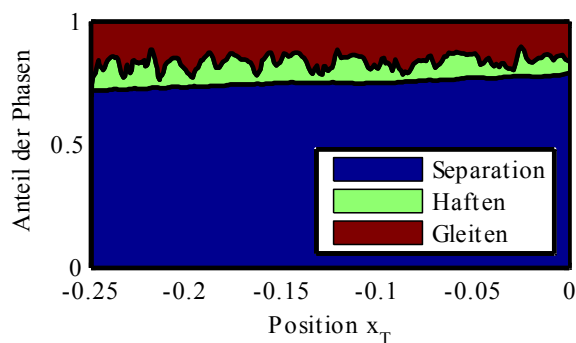


Bild 8 Berechnung der Separations-, Haft- und Gleitanteile für die Förderung von Probe 1

5 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein neuartiges Fördersystem vorgestellt, das Wanderwellen im Ultraschallbereich zur Förderung von Kleinteilen nutzt. Mit einem piezoelektrischen Aktor werden Biegewanderwellen in eine Förderschienen eingeleitet, die zu einer elliptischen Oberflächenbewegung der Schiene führen. Das Fördergut auf der Förderschienen wird durch die stattfindenden reibungsbehafteten Kontaktvorgänge angetrieben. Die Messungen an einem Prototyp zeigen, dass eine effiziente Förderung von Kleinteilen erzielt wird. Dabei werden Fördergeschwindigkeiten von bis zu 250 mm/s erreicht. Das entwickelte Fördersystem weist ein sehr dynamisches Start- und Stoppverhalten auf. Zum Erreichen der stationären Fördergeschwindigkeit nach dem Start benötigt das Prototypensystem eine Zeit $t < 0,3$ s. Durch die hohe Betriebsfrequenz im Ultraschallbereich ist die hörbare Geräuschemission im Vergleich zu konventionellen Schwingförderern stark reduziert.

Zur Beschreibung des Förderprozesses wird ein zweidimensionales Kontaktmodell entwickelt, das die nichtlinearen Kontaktvorgänge mit Haft-, Gleit- und Separationsphasen berücksichtigt. Die Validierung des Modells erfolgt mit experimentellen Untersuchungen an dem aufgebauten Prototyp. Dabei zeigt sich, dass die grundlegenden Fördereigenschaften des Systems abgebildet werden. Durch den allgemeinen Aufbau des Modells ist es zudem vielseitig anwendbar. Es kann für Wanderwellenförderer und Ultraschallmotoren genauso genutzt werden wie für konventionelle Schwingförderer.

6 Danksagung

Wir danken dem Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) für die Förderung des Projektes im Rahmen des Förderprogramms "Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand (ZIM)- Fördermodul Kooperationsprojekte".

6 Literatur

- [1] Risch, T.: *Zweidimensionale Bewegungsformen in der Vibrationsfördertechnik*. Chemnitz, Technische Universität, Diss., 2011.
- [2] Zhao, C.: *Ultrasonic Motors – Technologies and Applications*. Science Press, Beijing, 2011.
- [3] Wallaschek, J.: *Contact mechanics of piezoelectric ultrasonic motors*. In: *Smart Materials and Structures*. 7(1998): 5-11, 1997.
- [4] Ueha, S.; Tomikawa, M.; Kurosawa, M.; et al.: *Ultrasonic Motors – Theory and Applications*. Clarendon Press, Oxford, 1993.
- [5] Sashida, T.; Kenjo, T.: *An Introduction to Ultrasonic Motors*. Oxford University Press, New York, 1993.
- [6] Mojrzisch, S.; Ille, I.; Twiefel, J.: *Driving Methods and Control Design for High Power Ultrasonic Transducers*. International Workshop on Piezoelectric Materials and Applications, 2012.
- [7] Wurpts, W.; Bruns, P.; Twiefel, J.: *A transfer matrix method for the design of resonant piezoelectric devices*. In: *International Workshop on Piezoelectric Materials and Applications*, 10(2013): S. 117-119. ISBN 978-3-944586-10-6.
- [8] Hofmann, V.; Twiefel, J.: *Optimization of a Piezoelectric Bending Actuator for a Tactile Virtual Reality Display*. In: *Energy Harvesting and Systems*, 2014 (submitted).
- [9] Twiefel, J.: *Experimentelle und modellbasierte Untersuchung von Stehwellenantrieben*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, Diss., 2010. ISBN 978-3-941416-83-3.
- [10] Hunt, K.; Crossley, F.: *Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact*. In: *AMSE Journal of Applied Mechanics*. 7(1975): 440-445.

Methodische Entwicklung kostengünstiger Störschallkompensationssysteme

Methodical development of low-cost noise cancellation systems

Dennis Kaupmann, B.Sc., Tobias Lehmann, B.Sc., Prof. Dr.-Ing. Joachim Waßmuth
Fachhochschule Bielefeld, Institut für Systemdynamik und Mechatronik, 33602 Bielefeld, Deutschland
dennis.kaupmann@fh-bielefeld.de, tobias.lehmann@fh-bielefeld.de, joachim.wassmuth@fh-bielefeld.de

Kurzfassung

Die Verwendung kostengünstiger Komponenten in mechatronischen Lösungen zur Störschallkompensation führt zu Leistungseinbußen, die zusätzlich zur Komplexität der Problemstellung kleineren Unternehmen einen Eintritt in diese Technologie erschweren. Die hier vorgestellten Ergebnisse zeigen eine Entwicklungsmethodik auf, die eine kostengünstige Umsetzung eines Störschallkompensationssystems für die Anwendungsklasse Kabinenschall ermöglicht, dabei aber eine praxistaugliche Leistungsfähigkeit aufweist. Der verwendete mechatronische Entwicklungsansatz basiert im Wesentlichen auf dem V-Modell und beinhaltet Testszenarien, wie Model in the Loop oder auch Rapid Control Prototyping. Für eine möglichst einfache Handhabung wurden die Algorithmen und Schnittstellen für die MiL- und RCP-Umgebung in Simulink implementiert. Dies ermöglicht mit dem erstellten Konzept eine sehr modulare, flexible und effiziente Testumgebung und sorgt gleichzeitig für sehr schnelle und gute Ergebnisse in den realen Versuchen.

Abstract

The use of cost-efficient components in mechatronic solutions for noise compensation leads to performance degradation, in addition to the complexity of the problem it is more difficult for smaller companies to entry into this technology. The results presented show a development methodology that enables a cost-efficient implementation of a noise compensation system for the application class of cabin interior noise, in conjunction with an acceptable performance. The mechatronic development is based on the V-model and includes test scenarios, like Model in the Loop or Rapid Control Prototyping. For an easy handling the algorithms and interfaces for the MiL- and RCP-environment have been implemented in Simulink. The created concept offers a very modular, flexible and efficient testing environment and simultaneously provides very fast and good results in the real experiments.

1. Einleitung

In den letzten Jahren wurde die Entwicklung im Umfeld der aktiven Störschallkompensation schnell und breit gefördert voran getrieben [1]. Nicht zuletzt durch die Zunahme der verfügbaren Rechenleistung wurde diese Entwicklung noch beschleunigt. Auch der gesellschaftliche Fokus hat sich mehr auf die Lärmbelastung im Alltag und Arbeitsumfeld gerichtet [2]. Die Primär- aber auch Sekundärfolgen von Lärm sind demnach sowohl aus gesundheitlicher Sicht, als auch aus volkswirtschaftlicher Sicht von großer Bedeutung [3]. Aus diesen Gründen kommt immer mehr der Wunsch nach präventiven, kostengünstigen und praxistauglichen Störschallkompensationsmethoden auf.

Der Fokus der bisherigen Entwicklung lag dabei meistens auf den Algorithmen und deren Abwandlungen bzw. Erweiterungen oder aber auf der Untersuchung bzw. Implementierung von Algorithmen für spezielle Anwendungsfälle.

Ein mechatronischer Entwicklungsansatz, in Anlehnung an das V-Modell [4], kam dabei oft zu kurz. Aus diesem Grund konnte vorhandenes Potenzial nicht vollständig ausgeschöpft und die Entwicklung nicht optimal vorangetrieben werden. Kaum vorhandene Publikationen zu dem Thema lassen darauf schließen, dass auch das Potenzial der Reduktion von Entwicklungszeit und -kosten, welche

durch gezielten Einsatz der modellbasierten Entwicklungsmethoden entsteht, oft ungenutzt blieb.

Bei den hier beschriebenen Forschungsaktivitäten liegt der Fokus zum einen auf dem Aufbau und der Realisierung eines modellbasierten Störschallkompensationsverfahrens (wie beispielhaft für ein Active Vibration System in [5] umgesetzt) und zum anderen auf einer möglichst kostengünstigen Umsetzung der Lösung. Die kostengünstige Umsetzung zielt dabei sowohl auf die Nutzung kostengünstiger Hardwarekomponenten, wie beispielsweise in [6], als auch auf die Reduktion von Entwicklungskosten ab. Die exemplarische Realisierung an einer Feldhäckslerkabine, die freundlicherweise durch die Firma CLAAS Selbstfahrende Erntemaschinen GmbH zur Verfügung gestellt wurde, steht stellvertretend für die Anwendungsklasse Kabinenschall, bei der extern erzeugter Störschall bis zum Arbeits- bzw. Bedienplatz einer Maschine innerhalb einer Kabine eindringt. Im Folgenden wird kurz auf die mathematische Beschreibung der verwendeten Algorithmen eingegangen. Diese werden für das Systemmodell der realen Anwendungsklasse hergeleitet. Der Hauptteil der Arbeit befasst sich mit der Entwicklungsmethodik und der Umsetzung von Versuchen mit den entstandenen Modellen. Abschließend folgen eine Leistungsbetrachtung, sowie in der Zusammenfassung ein Ausblick und Fazit.

2. Systemmodell

Der grundsätzliche Systemaufbau der Anwendungsklasse Kabinenschall in Bezug auf eine aktive Störschallkompensation ist immer gleich. Der Störschall wird von einer oder mehreren Quellen abgestrahlt und gelangt über unterschiedliche Transferpfade in die Kabine und somit zum Ohr des Fahrers. Diese Transferpfade sind in der Regel sehr komplex und nicht immer eindeutig identifizierbar. Vorangegangene Arbeiten zu dem Thema haben aber gezeigt, dass es sinnvoll ist, die Hauptlärmquelle und dessen Hauptübertragungspfad auszumachen, um eine optimale Reduktion des Störschalls zu ermöglichen [7].

In dem vorliegenden konkreten Anwendungsfall der Feldhäckslerkabine haben Messungen und weitere Analysen durch den Hersteller das Häckselwerk als Hauptstörschallquelle identifiziert. Der Störschall dringt dabei im Wesentlichen durch den unteren Teil der Frontscheibe in die Kabine ein, wobei dieser Pfad ein Teil des Primärpfades ist und im weiteren Verlauf als $G_p(s)$ bezeichnet wird.

Im Laboraufbau wird der Störschall entweder durch einen externen PA-Lautsprecher oder durch zwei Lautsprecher im Innenraum in das System eingeleitet (**Bild 1**).

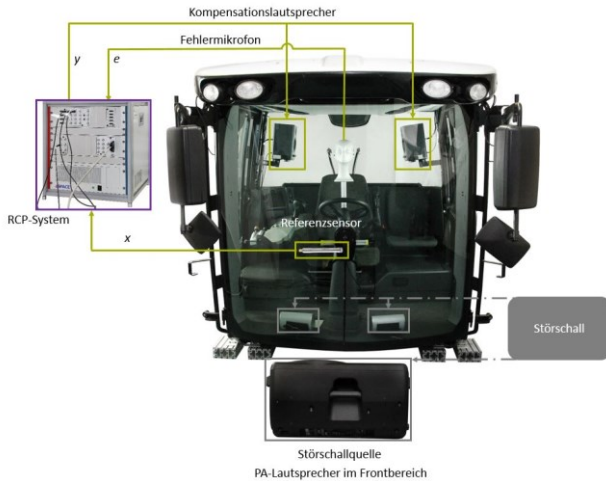


Bild 1 Laboraufbau

Um den Störschall zu kompensieren, wurde der Ansatz des Feed-Forward Active Noise Control (ANC) Verfahrens ausgewählt [8]. Bei dem Verfahren wird ein Referenzsensor eingesetzt, um den Störschall zu erfassen und mit Hilfe von adaptiven Digitalfiltern den Gegenschall zu erzeugen. Dieser wird durch Aktuatoren, welche sich links und rechts von dem Fahrer befinden, abgestrahlt. Des Weiteren kommt ein Fehlersensor zum Einsatz, welcher den Restschall erfasst und zur Adaption der Digitalfilter beiträgt.

Aus dem beschriebenen Ansatz zur Störschallkompensation ergibt sich ein zweiter akustischer Transferpfad von den Lautsprechern, welche den Gegenschall erzeugen, zum Ohr des Fahrers. Dieser ist Teil des Sekundärpfades und wird im Folgenden als $G_s(s)$ bezeichnet. Die besten Ergebnisse zur Störschallkompensation für den Fahrer können erreicht werden, wenn sich der Fehlersensor in unmittelbarer Nähe zum Ohr befindet.

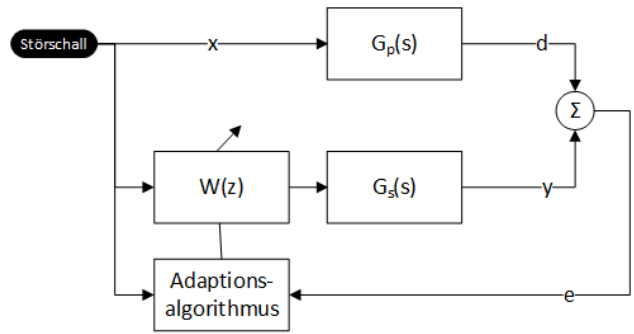


Bild 2 Systemdarstellung

Die Systemdarstellung in **Bild 2** zeigt den idealisierten beschriebenen Systemaufbau der Anwendungsklasse Kabinenschall für ein SISO-(single-input single-output) System. Aus dieser Darstellung lassen sich nun leicht die bekannten Gleichungen für die Adaptionalgorithmen des eingesetzten Feed-Forward ANC Verfahrens herleiten. Für die Adaption kommt dabei der Least-Mean-Squares (LMS) Algorithmus zum Einsatz.

Aus **Bild 2** ergibt sich folgende Gleichung für das Fehler-signal:

$$e(k) = d(k) + y(k) \quad (1)$$

Der Kompensationsschall $y(k)$ errechnet sich mit Hilfe des Digitalfilters $W(z)$, wobei in einem ersten Schritt der Sekundärpfad $G_s(s)$ nicht berücksichtigt wird. Da für das Digitalfilter ein nichtrekursives Filter (FIR-Filter) in Transversalstruktur Verwendung findet, lässt sich bekanntermaßen das Ausgangssignal als Linearkombination aus verzögerten Abtastwerten des Eingangssignals durch Gewichtung mit den Filterkoeffizienten $\mathbf{w}(k)$ darstellen:

$$y(k) = \mathbf{w}^T(k) * \mathbf{x}(k) = \sum_{i=0}^{L-1} w_i(k) x(k-i) \quad (2)$$

$$\mathbf{w}(k) = [w_0(k) \ w_1(k) \ w_2(k) \ \dots \ w_{L-1}(k)]^T \quad (3)$$

$$\mathbf{x}(k) = [x(k) \ x(k-1) \ \dots \ x(k-L+1)]^T \quad (4)$$

Die Filterkoeffizienten für den nächsten Iterationsschritt berechnen sich durch:

$$\mathbf{w}(k+1) = \mathbf{w}(k) - \mu \cdot \nabla J(k) \quad (5)$$

Dabei wird als Kostenfunktion im LMS-Algorithmus statt des mittleren quadratischen Fehlers bekanntermaßen der aktuelle quadratische Fehler verwendet [8]:

$$J(k) = e^2(k) \quad (6)$$

Durch Bildung des Gradienten und Einsetzen von (2) in (1) und in (7) ergibt sich:

$$\begin{aligned} \nabla J(k) &= \frac{\partial e^2(k)}{\partial \mathbf{w}(k)} = 2e(k) \cdot \frac{\partial e(k)}{\partial \mathbf{w}(k)} \\ &= 2e(k) \cdot \frac{\partial}{\partial \mathbf{w}(k)} (d(k) + \mathbf{w}^T(k) \cdot \mathbf{x}(k)) = 2e(k) \cdot \mathbf{x}(k) \end{aligned} \quad (7)$$

Die für die Praxis geeignete Gleichung zum Aktualisieren der Koeffizienten des Filters $W(z)$ lautet somit:

$$\mathbf{w}(k+1) = \mathbf{w}(k) - 2\mu \cdot e(k) \cdot \mathbf{x}(k) \quad (8)$$

Eine sinnvolle Ergänzung stellt der NLMS-Algorithmus dar. Dieser trägt durch eine Normierung der Schrittweite μ auf die Signalleistung des Referenzsignals $x(k)$ zur Stabilität des gesamten Algorithmus bei.

Das Systemmodell in der oberen Abbildung berücksichtigt wie beschrieben nicht die Sekundärstrecke $G_s(s)$, weshalb der Algorithmus ggf. instabil werden kann. Eine Abwandlung des LMS- bzw. NLMS-Algorithmus – der FxLMS- bzw. FxNLMS-Algorithmus – berücksichtigt die frequenzabhängige Phasen- und Amplitudenwirkung der Sekundärstrecke und verbessert damit die Stabilität. Dabei wird das Referenzsignal $x(k)$ aus der Gleichung (8) zuerst durch eine Schätzung der Sekundärstrecke $\hat{G}_s(z)$ gefiltert, bevor die Koeffizienten des adaptiven Filters mit dem neuen gefilterten Signal $x_f(k)$ berechnet werden.

Das ANC Verfahren wurde für den konkreten Anwendungsfall weiter optimiert und kommt, anders als in der Systemdarstellung in **Bild 2** dargestellt, nicht als SISO, sondern als abgewandeltes SIMO-(single-in multi-out) System zum Einsatz. Dabei wird sich zunutze gemacht, dass der Fahrer in der Regel in der Mitte der Kabine sitzt. Die Gegenschalllautsprecher können dann symmetrisch im gleichen Abstand zu den Ohren angebracht werden. Der Fehlersensor wird direkt mittig hinter dem Kopf an der Rückscheibe platziert.

Mit diesem Aufbau ist es möglich, die geometrische Symmetrie der Kabine zu nutzen und auf beiden Lautsprechern das identische Antischallsignal auszugeben. Dies sorgt dafür, dass auf beiden Ohren des Fahrers ein nahezu identischer Effekt der Störschallkompensation auszumachen ist und es ergeben sich keine Einschränkungen, die aus der Richtcharakteristik der Lautsprecher resultieren.

Der Aufbau als SIMO-System sorgt allerdings für einen anderen akustischen Sekundärpfad im Vergleich zum SISO System, was wiederum bei dem FxLMS-/FxNLMS-Algorithmus durch eine andere Schätzung von $\hat{G}_s(z)$ berücksichtigt werden muss.

Die Kompensation des Störschalls ist mit dieser Mikrofonanordnung geringfügig schlechter im Vergleich zu einer nicht praktikablen Anbringung der Fehlermikrofone direkt am Ohr des Fahrers. Allerdings ist mit diesem SIMO-System lediglich ein Fehlersensor ausreichend und die Berechnung der Algorithmen ist deutlich weniger rechenintensiv, als in einem MIMO-System. Für den relevanten Frequenzbereich bis 500Hz sind mit einem Mikrofon hinter dem Kopf nur geringe Leistungseinbußen zu verzeichnen.

3. Entwicklungsmethodik

Die oben aufgeführten Gleichungen bzw. Algorithmen werden nicht, wie bei traditionellen Entwicklungsmethoden üblich, direkt programmiert und umgesetzt, sondern getrieben durch den modellbasierten Ansatz als Modelle in MATLAB / Simulink abgebildet. Dafür wurde ein modulares Schnittstellenkonzept erarbeitet [9], welches es ermöglicht, das gesamte System möglichst flexibel mit unterschiedlichen Szenarien testen zu können. Dazu ist das Systemmodell in **Bild 2** weiter abstrahiert worden. Wie in **Bild 3** zu sehen, gibt es auf der obersten Ebene nur die bei-

den Objekte *Adaptionsalgorithmen* und *Umgebungsstrecken*. Diese werden durch die Signale $x(k)$, $e(k)$ und $y(k)$ verbunden und bilden gleichzeitig die Schnittstellen auf oberster Ebene.

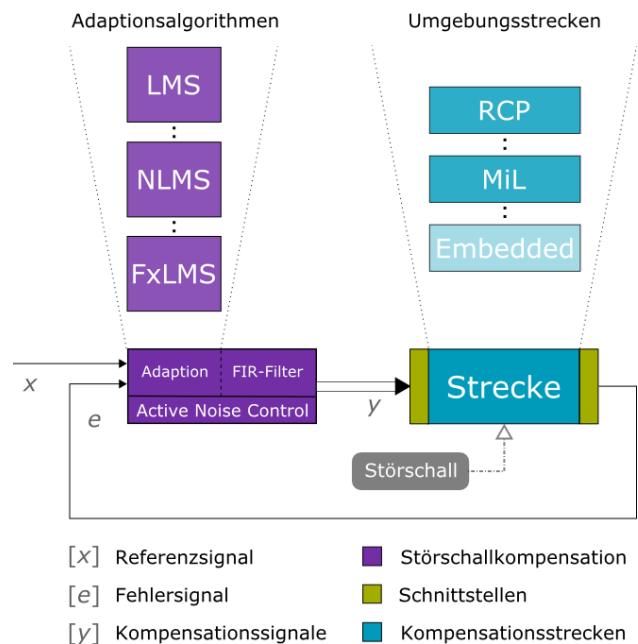


Bild 3 Systemübersicht auf oberster Abstraktionsebene

Die beiden Objekte *Adaptionsalgorithmen* und *Umgebungsstrecken* sind, wie die meisten Modelle in der MiL-Umgebung auch, in Simulink durch „konfigurierbare Subsysteme“ abgebildet, dies ermöglicht eine schnelle Änderung bzw. Auswahl der Modelle. Es müssen weder Signalketten neu verbunden werden noch, im Falle des RCP-Verstärkers, Code verändert werden.

3.1 Adaptionsalgorithmen

Die verschiedenen Algorithmen sind in einer für das Projekt erstellten ANC Bibliothek unter Simulink abgelegt. Alle Adaptionsalgorithmen sind als Subsysteme in der Bibliothek abgelegt und können so direkt in einem Simulink Modell verwendet werden. Dabei stellt der LMS-Algorithmus das Grundgerüst für alle weiteren verwendeten Algorithmen dar. Es wird folglich ein Vererbungskonzept für die darauf aufbauenden Algorithmen angewendet. Das NLMS-Subsystem enthält demnach auch das LMS-Subsystem erweitert um die Anteile zur Anpassung der Schrittweite. Dadurch wird ersichtlich, dass es auf dieser Abstraktionsebene zusätzliche Schnittstellen, im Vergleich zu denen auf der obersten Ebene, geben muss. Dazu zählen unter anderem die Schrittweite μ und das gefilterte Referenzsignal $x_f(k)$, welches bei dem FxLMS oder FxNLMS zum Einsatz kommt. Der Vorteil dieses Konzepts ist, dass sich Verbesserungen oder Anpassungen in dem LMS-Grundalgorithmus direkt und ohne weitere nötige Änderungen auf die darauf aufbauenden NLMS- und FxLMS-Algorithmen übertragen. Das gleiche gilt für den FxNLMS-Algorithmus, welcher eine Erweiterung des NLMS ist.

3.2 Umgebungsstrecken

Das Objekt Umgebungsstrecken enthält die Anbindung an die reale Umgebung mittels Rapid Control Prototyping

(RCP-) Schnittstellen oder an die Model in the Loop (MiL-) Umgebung.

Der Aufbau der MiL-Umgebung ist ein wichtiger Entwicklungsschritt, um die grundsätzliche Funktionsfähigkeit der Algorithmen zu testen und ein tieferes Verständnis für das System zu entwickeln. Weiterhin ist es durch die Modelle möglich, z.B. einzelne Teilkomponenten der Übertragungspfade noch vor der Beschaffung oder dem Einbau in das reale System zu testen und deren mögliche Leistungsgrenzen in der Simulation zu erproben. Bei der Erstellung der MiL-Modelle wurde darauf geachtet, verschiedene Abstraktionsebenen zu realisieren, um den Einfluss der Komponenten besser untersuchen zu können. So ist es in der Regel möglich, die Komponenten im einfachsten Fall nur jeweils durch eine Totzeit und einen Verstärkungsfaktor zu charakterisieren. Dies ist für schnelle Tests zur grundsätzlichen Kausalität der unterschiedlichen Strecken notwendig. So dürfen die Signallaufzeit des Sekundärpfads und die Zeit zur Berechnung des Kompensationssignals nicht länger als die Schalllaufzeit des Primärpfads sein. Andernfalls kann eine Adaption nur bei harmonischen Signalen durchgeführt werden [8].

Es sind aber auch realitätsnahe Modelle, z.B. bei den Lautsprechern sinnvoll, da deren Leistung über die Frequenz variiert und so evtl. eine Kompensation in einem bestimmten Frequenzbereich nicht möglich ist. In der verwendeten MiL-Umgebung sind alle Komponenten der Signalkette (DACs, ADCs, Leistungsverstärker, Filter, Lautsprecher, Mikrofone und der akustische Raum) modelliert. Auch diese Modelle sind komplett flexibel parametrisierbar und konfigurierbar.

Dabei stellte sich vor allem der akustische Raum als eine problematische Komponente heraus. Mathematische Modelle für die Ausbreitung von Schall sind für die ersten Betrachtungen zu kompliziert, als dass sie auf einfache Weise jegliche Eigenheiten der Kabine beschreiben könnten. Einfache Modelle, wie sie aktuell verwendet werden, sind zu ungenau und beschreiben nur die Abnahme des Schalldrucks bei der Ausbreitung. Diese Betrachtung kann in der Kabine allerdings nicht richtig sein, da beispielsweise wichtige Raummoden nicht berücksichtigt werden. Um dieses Problem zu umgehen, wurde eine Möglichkeit geschaffen, das Übertragungsverhalten des akustischen Raums durch gemessene Impulsantworten abzubilden. Hierbei ist allerdings problematisch, dass diese Messungen immer nur für einen spezifischen Aufbau gelten und nicht auf den restlichen Raum übertragen werden können.

Grundvoraussetzung für ein RCP-System ist die nahtlose Einbindung an Simulink. Das ermöglicht einen durchgängigen modellbasierten Entwicklungsablauf. Als Schnittstellen des RCP-Systems werden die realen DACs bzw. ADCs genutzt. Im konkreten Laboraufbau kommt eine modulare Hardware der Firma dSPACE mit dem Prozessorboard DS1006 zum Einsatz. Als Ein- bzw. Ausgangsmodule werden das DS2004 bzw. DS2102 genutzt. Des Weiteren kann die Echtzeitausführung der Kompensationsalgorithmen durch ihren modularen Aufbau in kürzester Zeit auf alternative RCP-Systeme übertragen werden. Der Code für das RCP-System wird mittels automatischer Codegenerierung (ACG) erstellt und direkt auf das Zielsystem geladen und ausgeführt. Es sind keine manuellen Eingriffe in den erstellten C-Code nötig. Dies ist ein entscheidender

Vorteil zur traditionellen Entwicklung. Nur dadurch ist es möglich, Änderungen direkt im Modell vorzunehmen, ohne händisch den Code verändern zu müssen. Dieser Umstand schließt zum einen mögliche Fehlerquellen aus, zum anderen wird die Entwicklungszeit drastisch verkürzt, da der Entwickler sich auf der abstrakteren Modellebene mit dem Problem auseinandersetzen kann. Dies führt wiederum zu einer Verringerung der Entwicklungszeit und -kosten.

3.3 Durchführung von Experimenten

Für die effiziente Untersuchung der Algorithmen bzw. verschiedenen Umgebungsstrecken ist es nötig, unterschiedliche Versuche durchzuführen und die wichtigen Ergebnisse sinnvoll zu visualisieren, um diese schnell analysieren zu können. Des Weiteren muss in das Experiment eingegriffen werden können, um Parameter wie beispielsweise die Schrittweite μ anzupassen und so eventuell auftretende Änderungen im System direkt vergleichen zu können.

Die Visualisierung erfolgt dabei mit unterschiedlichen Tools in Abhängigkeit davon, ob ein RCP- oder MiL-Experiment durchgeführt werden soll.

Für ein MiL-Experiment wird eine Visualisierung während der Simulation durch eine in MATLAB erstellte grafische Benutzeroberfläche (GUI) ermöglicht. Mit dieser GUI kann das Modell zuerst konfiguriert werden, d.h. die verschiedenen Komponenten der Strecken können ausgewählt und parametrisiert werden. Es können beispielsweise die Lautsprecher durch Angabe der Thiele-Small-Parameter beschrieben werden. Anschließend gibt es eine zentrale Oberfläche, in der die Experimente durchgeführt werden. Darin werden die wichtigsten Signale, wie die Koeffizienten des adaptiven Filters $W(z)$, das Fehlersignal $e(k)$ und das Referenzsignal $x(k)$ angezeigt und die nötigen Einstellungen, wie die Länge des adaptiven Filters oder die Schrittweite μ , können angepasst werden. Außerdem können die Simulationsschrittweite und die Simulationszeit festgelegt werden. Die Simulation kann anschließend „online“ oder „offline“ durchgeführt werden. Eine „online“ Simulation bietet den Vorteil, dass die Ergebnisse während der Simulation direkt angezeigt werden und in das laufende Experiment eingegriffen werden kann. Problematisch ist allerdings, dass aufgrund des hohen zu visualisierenden Datenvolumens die Simulationszeit deutlich verlängert wird. Dagegen steht die „offline“ Simulation, in der die Ergebnisse erst nach der Simulation zur Verfügung stehen, eine Simulation allerdings deutlich weniger Zeit in Anspruch nimmt.

Bei dem RCP-Versuch kann mittels der dSPACE Software ControlDesk auf das laufende Experiment zugegriffen werden, sodass Daten abgefragt und manipuliert werden können. Die Visualisierung geschieht dabei zum Teil durch die Software ControlDesk, in der die internen Zustände der Algorithmen, wie z.B. die Filterkoeffizienten, angezeigt werden können. Zum anderen wird eine eigens für diesen Zweck entwickelte Messsoftware auf Basis der National Instruments Software LabView eingesetzt, um reale Werte in der Kabine zu messen und anzuzeigen. Es können sowohl die von dem RCP-System ein- und ausgehenden Signale erfasst werden, als auch der Schall in der Kabine ge-

messen werden. Dies bietet den Vorteil, dass mit der Software gleich zusätzliche Analysen zur Schallbelastung des Fahrers durchgeführt werden können. Zu den Analysen zählen der frequenzbewertete Schalldruckpegel dB(A) oder psychoakustische Größen wie Lautheit und Rauheit.

3.4 Leistungsbewertung

Um verlässliche Aussagen über die verwendeten Modelle treffen zu können, ist es unerlässlich, diese zu verifizieren. Dazu wurden die für die MiL-Umgebung erstellten Modelle mit den realen Komponenten verglichen.

Zur Verifikation der Modelle wurden zusätzlich die Ergebnisse der Experimente aus der MiL-Umgebung mit den Ergebnissen aus dem RCP-Versuch verglichen. Dabei sind vor allem die Koeffizienten der adaptiven Filter wichtig. Wenn diese übereinstimmen, kann davon ausgegangen werden, dass auch die damit erzielte Störschallreduktion der beiden Umgebungsstrecken (MiL & RCP) vergleichbar ist. Zusätzlich werden allerdings auch die Verläufe des Fehlersignals verglichen. Es wurden zwei Arten von Untersuchungen dazu durchgeführt. Zum einen mit rein modellierten Komponenten und zum anderen unter Zuhilfenahme von Impulsantworten zur Beschreibung der Komponenten. Bei dem Experiment mit Impulsantworten können exakt dieselben Ergebnisse wie im RCP-Versuch erzielt werden. Bei dem Experiment mit den rein modellierten Komponenten kommt es zu leichten Abweichungen der Ergebnisse, was aus der ungenauen Modellierung des akustischen Raums resultiert.

Auch die Kausalitätsbetrachtung wurde im Rahmen der Leistungsbewertung durchgeführt. Dazu wurden die Modelle wie im realen System konfiguriert und ein realitätsnaher Störschall genutzt. Wie in **Bild 4** zu sehen nimmt der Restfehler ab und das System adaptiert. In einem zweiten Versuch wurde die Signallaufzeit des akustischen Sekundärpfads doppelt so lang wie die des Primärpfads eingestellt. Es stellt sich wie zu erwarten keine Adaption ein und der Restschall wird nicht minimiert.

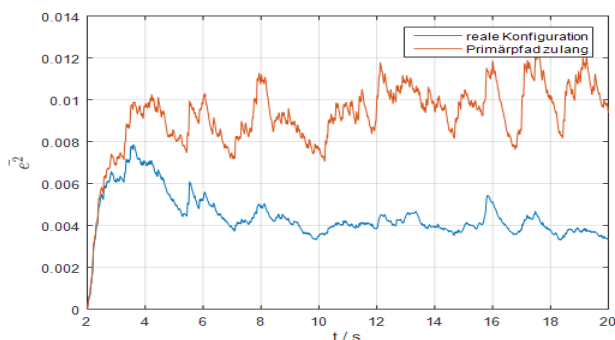


Bild 4 Kausalitätsbetrachtung MiL mittlerer quadratischer Fehler

Eine weitere wichtige Untersuchung zur Leistungsfähigkeit der MiL-Versuche ist die Auswahl der Komponenten. So soll es, wie oben beschrieben, möglich sein, eine Vorauswahl von z.B. den Kompensationslautsprechern mit Hilfe des MiL-Modells treffen zu können. Für diesen Versuch wurden zwei Lautsprecher des Herstellers VISATON ausgewählt. Bei dem ersten Modell handelt es sich um einen Tiefmitteltöner (W130S-8Ohm) [10], der zweite ein

Konsummitteltöner (MR130-8Ohm) [11]. Bei der im Störschallspektrum relevanten Anregungsfrequenz von ca. 120Hz können die Lautsprecher einen maximalen Schalldruckpegel von 81dB bzw. 59dB abstrahlen. Der Konsummitteltöner scheint also ungeeignet für die Störschallkompensation. Das bestätigt auch der Versuch in der MiL-Umgebung, wie in **Bild 5** zu sehen. Mit dem Tiefmitteltöner gelingt eine Kompensation des monofrequenten Störschalls mit einer Frequenz von 120Hz und der Konsummitteltöner erzielt aufgrund der deutlich geringeren Leistung in dem Frequenzbereich keine Kompensation.

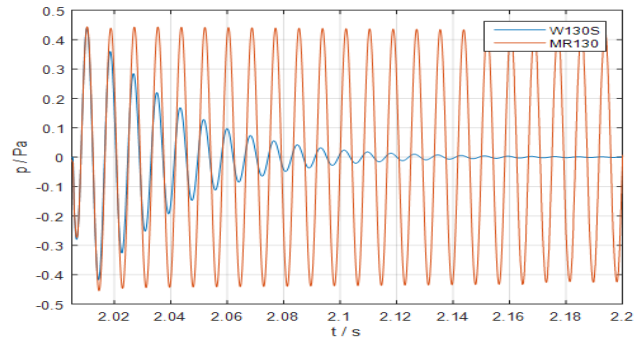


Bild 5 Aktuatoren Vergleich: W130S, MR130

Die Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems lässt sich am besten im RCP-System überprüfen, da hier der Aufbau sehr realitätsnah ist. Für den Versuch wird in der Kabine ein realer, während des Häckselprozesses aufgenommener Störschall, abgespielt. Der realitätsnahe Störschall kann mit dem oben beschriebenen SIMO-System am Ohr des Fahrers um durchschnittlich 12dB(A) reduziert werden. Das **Bild 6** zeigt die Spektrogrammdarstellung des Schalls am rechten Ohr des Fahrers, wobei die Kompensation nach 5 Sekunden aktiviert wird.

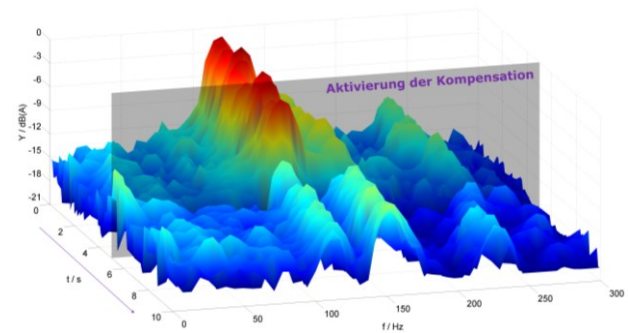


Bild 6 Leistungsfähigkeit RCP

Die Grenzen des Systems ergeben sich dabei aus den physikalischen Gegebenheiten. So werden optimalere Ergebnisse erzielt, je näher die Aktuatoren und Sensoren am Ohr des Fahrers angeordnet sind. Dies ist allerdings nicht sinnvoll umsetzbar, da sich der Fahrer ohne Einschränkung durch das Störschallkompensationssystem noch frei bewegen können soll. Außerdem ist der Effekt der Störschallkompensation lokal stark begrenzt, weshalb in anderen Teilen der Kabine (z.B. im Fußraum) ggf. ein schlechterer Effekt erzielt werden kann.

4. Zusammenfassung

Mit dieser Arbeit wurde der Grundstein für eine modellbasierte Entwicklungsumgebung, in Anlehnung an das V-Modell [4], für aktive mechatronische Störschallkompensationssysteme gelegt. Die gängigen und bekannten Algorithmen zur Störschallkompensation konnten, wie in **Bild 7** dargestellt, sowohl im MiL-Versuch, als auch in einem realen Demonstrator im Labor (RCP) genutzt werden. Des Weiteren konnten damit unterschiedliche Versuche durchgeführt und verifiziert werden. So ist eine grundlegende Funktionsweise nachgewiesen, worauf im Weiteren aufgebaut werden kann. Vor allem die Entwicklung des flexiblen Schnittstellenkonzeptes war wichtig, um die verschiedenen Teilsysteme modular und flexibel austauschen zu können.

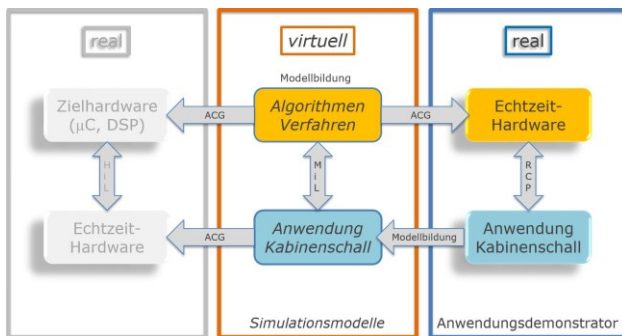


Bild 7 Entwicklungsmethodik

In den folgenden Schritten sollen weitere Algorithmen und Verfahren wie z.B. Kompensationsalgorithmen im Frequenzbereich implementiert und untersucht werden. Außerdem wird darauf hingearbeitet, auch den akustischen Raum besser modellieren zu können und noch exaktere Aussagen mit Hilfe der MiL-Umgebung zu tätigen. Dafür soll in einem ersten Schritt versucht werden, die Kabine mit Hilfe einer FEM Software zu modellieren und dadurch gewonnene Impulsantworten zu nutzen oder durch „Model order reduction“ gewonnene Modelle in Simulink einzupflegen. In einem weiteren Schritt wird eine Co-Simulation angestrebt, um die akustischen Eigenarten noch besser berechnen zu können.

Der fehlende Entwicklungsschritt der Implementierung auf einer Zielplattform, wie in **Bild 7** angedeutet, wird außerdem weiter vorangetrieben. Diese Portierung sollte Dank der modularen und flexiblen Umgebung schnell zu einem Ergebnis führen, sodass am Ende des Forschungsprojekts die komplette Entwicklung eines kostengünstigen Störschallkompensationssystems für den Anwendungsbereich Kabinenschall mit einer einheitlichen Entwicklungsmethodik steht.

5. Literatur

- [1] D. Guicking, „An overview of ASVC: from laboratory curiosity to commercial products,“ *Active Sound and Vibration Control: theory and applications*, pp. 3-24, 2002.
- [2] C. Hecker, C. Drechsel-Schlund, H. Francks, W. Plinske und M. Butz, „Daten und Fakten zu Berufskrankheiten: Lärmschwerhörigkeit,“ *Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV)*, Juli 2008.
- [3] G. Neubauer und A. Gmeiner, „Volkswirtschaftliche Bedeutung von Hörschäden und Möglichkeiten zur Reduktion deren Folgekosten,“ *Studie des Instituts für Gesundheitsökonomik München*, August 2011.
- [4] V.-R. 2206, *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*, Berlin: Beuth Verlag, 2004.
- [5] M. Thomaier, Optimierung der NVH-Eigenschaften von Pkw-Fahrwerkstrukturen mittels Active-Vibration-Control, Darmstadt, Dissertation, 2008.
- [6] C.-Y. Chang und S.-T. Li, „Active Noise Control in Headsets by Using a Low-Cost Microcontroller,“ *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Bd. 58, Nr. 5, pp. 1936-1942, Mai 2011.
- [7] K. Gulyas, G. Pinte, F. Augusztinovicz, W. Desmet und P. Sas, „Active noise control in agricultural machines,“ in *Proceedings of International Conference of Noise and Vibration Engineering (ISMA)*, 2002.
- [8] S. M. Kuo und D. Morgan, „Active Noise Control: A Tutorial Review,“ *Proceedings of the IEEE*, Bd. 87, Nr. 6, pp. 943-973, Juni 1999.
- [9] D. Kaupmann, T. Lehmann und J. Waßmuth, „Adaptive Störschallkompensation in Fahrzeugkabinen,“ *Posterbeitrag MATLAB-EXPO*, 2014.
- [10] VISATON GmbH & Co. KG, „W 130 S - 8 Ohm,“ [Online]. Available: http://www.visaton.de/de/chassis_zubehoer/tiefmitteltton/w130s_8.html. [Zugriff am Dezember 2014].
- [11] VISATON GmbH & Co. KG, „MR 130 - 8 Ohm,“ [Online]. Available: http://www.visaton.de/de/chassis_zubehoer/konus_mt/mr130_8.html. [Zugriff am Dezember 2014].

Förderhinweis

Diese Arbeit ist in dem vom BMWi und ZIM geförderten „Low-Cost Mechatronic Systems“ Forschungsprojektes an der Fachhochschule Bielefeld entstanden.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages



Verfahren zur Lösung von Echtzeitmodellen in mobilen Anwendungen

A method to solve real-time models for mobile applications

Dipl.-Math. Sebastian Blume, Sebastian.Blume@uni-due.de, Sebastian Reicherts M.Sc., Sebastian.Reicherts@uni-due.de, Prof. Dr. Dieter Schramm, Dieter.Schramm@uni-due.de, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland

Kurzfassung

Die Entwicklung im Automobil führt zu komplexer werdenden mechatronischen Systemen, welche zur Regelung oftmals einen modellbasierten Ansatz nutzen. Hierfür ist es notwendig in Echtzeit Dynamikmodelle im Fahrzeug zu rechnen. Zur Lösung der zugehörigen Modellgleichungen wird häufig das explizite Euler-Verfahren (EEV) eingesetzt. Die Vielzahl der Rechenmodelle hat allerdings dazu geführt, dass die Steuergeräte an ihre Leistungsgrenzen stoßen. Um nicht leistungsstärkere Geräte zu verwenden, muss ein möglichst effizientes Lösungsverfahren verwendet werden. Der vorliegende Beitrag vergleicht unter diesem Aspekt das EEV mit dem Euler-Cromer-Verfahren (ECV), für die Lösung eines linearen Wankmodells. Es kann gezeigt werden, dass das ECV eine lohnenswerte Alternative für das sonst verwendete EEV darstellt. Wesentliche Unterschiede zwischen dem ECV und dem EEV zeigen sich beim Stabilitätsgebiet und der damit verbundenen Wahl einer geeigneten Schrittweite. Die Schrittweite kann beim ECV um den Faktor 3 gegenüber dem EEV größer gewählt werden.

1 Einleitung

Die voranschreitende Entwicklung auf dem Gebiet der Fahrerassistenz, der aktiven Fahrdynamikregelung und insbesondere der Trend zum hochautomatisierten Fahren hat in den vergangenen Jahren dazu geführt, dass sehr komplexe mechatronische Systeme im Kraftfahrzeug eingesetzt werden. Oftmals wird zur Regelung der Systeme ein modellbasierter Ansatz gewählt. Daher ist es notwendig in Echtzeit verschiedene Dynamikmodelle im Fahrzeug zu rechnen. Zur Lösung der zugehörigen Modellgleichungen wird häufig das explizite Euler-Verfahren (EEV) eingesetzt. Dieses Integrationsverfahren ist aufgrund des einfachen Aufbaus sehr weit verbreitet und eignet sich für viele Anwendungen hervorragend. Die Vielzahl der Rechenmodelle in einem heutigen Fahrzeug hat allerdings dazu geführt, dass die Steuergeräte an ihre Leistungsgrenzen stoßen. Um nicht leistungsstärkere (teurere) Geräte zu verwenden, muss der Rechenaufwand reduziert werden. Soll dies nicht zu Lasten der Modellgenauigkeit gehen, muss das Integrationsverfahren möglichst effizient gestaltet werden. Eine Möglichkeit den Rechenaufwand zu reduzieren ist gezielt die Integrationsschrittweite zu erhöhen. Eine solche Erhöhung der Schrittweite ist eng mit dem Begriff der Modellstabilität verknüpft. Abhängig vom Modell (den Modelleigenwerten) sowie dem Integrationsverfahren darf eine maximale Schrittweite nicht überschritten werden, um die numerische Stabilität des Verfahrens zu gewährleisten. Der vorliegende Beitrag vergleicht unter diesem Aspekt das explizite Euler-Verfahren (EEV) mit dem Euler-Cromer-Verfahren (ECV), erstmals erwähnt in [1], für die Lösung eines linearen Wankmodells, wie es für z.B. eine Wankstabilisierung benötigt wird.

Es wird zunächst auf die Unterschiede der beiden Integrationsverfahren eingegangen, um diese anschließend auf Basis eines einfachen Fahrdynamikmodells zu bewerten.

2 Theoretischer Hintergrund

Im Folgenden wird eine lineare Differentialgleichung 2. Ordnung der Form

$$\ddot{x} + \beta \cdot \dot{x} + \gamma \cdot x = g(t) \quad (1)$$

betrachtet, wie sie größtenteils für mechanische Systeme verwendet wird. Dabei sind $\beta, \gamma \in \mathbb{R}$ reelle Konstanten und $g(t)$ die zeitabhängige Anregung. Für die theoretische Untersuchung wird sich auf eine homogene Differentialgleichung beschränkt. Somit ist $g(t) = 0$. Ferner wird Zustandsstabilität gefordert, folglich sind β und $\gamma > 0$.

2.1 Euler-Cromer-Verfahren

Das Euler-Cromer-Verfahren ist ein Einschrittverfahren, welches seriell mehrere Integrationsschritte sowohl explizit als auch implizit durchführt. Wie in Abbildung 1 dargestellt wird \ddot{x} mit Hilfe des expliziten Euler-Verfahrens und \dot{x} mit Hilfe des impliziten Euler-Verfahrens (IEV) integriert.

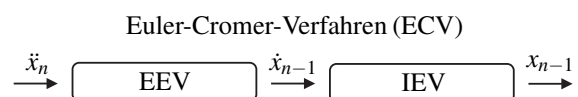


Abbildung 1 Schematische Darstellung des Euler-Cromer-Verfahrens

Beim zweimaligen Integrieren mit dem expliziten Euler-Verfahren, wie in Abbildung 2 dargestellt, wird sowohl x als auch \dot{x} mittels des EEVs berechnet. Hierbei entsteht aufgrund des Verzögerungsglieds im Verfahren ein Zeitverzug von zwei Zeitschritten. Das ECV verwendet das explizite Euler-Verfahren nur einmalig, sodass sich lediglich eine Verzögerung von einem Zeitschritt zwischen x und \ddot{x} ergibt (siehe Abb. 1).

2 Integrationen des expliziten Euler-Verfahrens (EE²V)

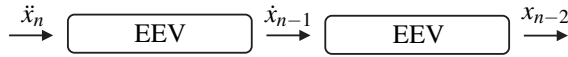


Abbildung 2 Schematische Darstellung des expliziten Euler-Verfahrens mit zwei Integrationsschritten (EE²V)

Hinweis: EE²V ist kein eigenständiges Integrationsverfahren und dient in diesem Beitrag nur zur Abgrenzung zum EEV

Als Berechnungsvorschriften für das ECV ergeben sich die Gleichungen

$$\dot{x}_n = \dot{x}_{n-1} + h \cdot F_{n-1} \quad (2)$$

$$x_n = x_{n-1} + h \cdot f_n \quad (3)$$

wobei

$$F_n = F(x_n, \dot{x}_n, t_n) = \ddot{x}(t_n) = \ddot{x}_n \quad (4)$$

$$f_n = f(x_n, t_n) = \dot{x}(t_n) = \dot{x}_n \quad (5)$$

sind. Abbildung 3 zeigt die Stabilitätsgebiete für das EEV und das ECV [2]. Aus den Stabilitätsgebieten ist ersichtlich, dass eine Auswahl des Integrationsverfahrens auf Basis der Systemdynamik (Lage der Eigenwerte) getroffen werden muss. Das EEV eignet sich für Systeme mit hoher Dämpfung aber geringen Eigenfrequenzen, das ECV für Systeme mit geringer Dämpfung und hohen Eigenfrequenzen.

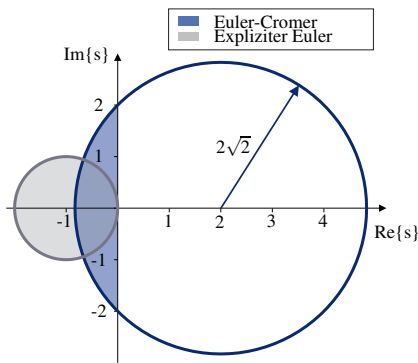


Abbildung 3 Stabilitätsgebiet des ECVs und des EEVs

Numerische Dämpfung

Die numerische Dämpfung des ECVs wird am Beispiel eines ungedämpften Einmassenschwingers demonstriert. Die Bewegungsgleichungen lauten

$$\dot{x}_{n+1} = \dot{x}_n - h \frac{c}{m} x_n \quad (6)$$

$$x_{n+1} = x_n + h \dot{x}_{n+1}, \quad (7)$$

wobei x die Position der Masse, \dot{x} die Geschwindigkeit der Masse, c die Federsteifigkeit und m die Masse ist. Gemäß dem Energieerhaltungssatz ändert sich die Energie eines konservativen Systems nicht, sodass

$$E_{n+1} = E_n = E_{n,Pot} + E_{n,Kin} \quad \forall n \in \mathbb{N}. \quad (8)$$

gilt, wobei E_n die Gesamtenergie zum Zeitpunkt n bezeichnet. Diese setzt sich aus der potentiellen Energie $E_{n,Pot}$ und der kinetischen Energie $E_{n,Kin}$ zum Zeitpunkt n zusammen. Durch die Verwendung des expliziten bzw. impliziten Euler-Verfahrens wird das Gesetz der Energieerhaltung

verletzt. Das explizite Verfahren führt zusätzliche Energie in das System ein, wohingegen das implizite Euler-Verfahren Energie aus dem System nimmt. Es gilt

$$E_{n+1,EEV} = \left(1 + \frac{ch^2}{m}\right) E_{n,EEV} \quad (9)$$

$$E_{n+1,IEV} = \frac{1}{\left(1 + \frac{ch^2}{m}\right)} E_{n,IEV}, \quad (10)$$

wobei $E_{n,EEV}$ und $E_{n,IEV}$ die Gesamtenergie des Einmassenschwingers zum n -ten Zeitpunkt für das EEV bzw. das IEV darstellen [9].

Unter Verwendung des Euler-Cromer-Verfahrens gilt für die Energie zum Zeitpunkt $n + 1$

$$E_{n+1} = \frac{1}{2} c \left(x_n + hv_n - h^2 \frac{c}{m} x_n\right)^2 + \frac{1}{2} m \left(v_n - h \frac{c}{m} x_n\right)^2. \quad (11)$$

Gleichung (11) kann für kleine h zu

$$\begin{aligned} E_{n+1} &= \frac{1}{2} cx_n^2 + chx_nv_n - \frac{c^2 h^2}{m} x_n^2 + \frac{1}{2} ch^2 v_n^2 - \frac{c^2 h^3}{m} x_n v_n \\ &\quad + \frac{c^3 h^4}{2m^2} x_n^2 + \frac{1}{2} mv_n^2 - chx_nv_n + \frac{c^2 h^2}{2m} x_n^2 \\ &= \left(1 + \frac{ch^2}{m}\right) E_n - \frac{ch^2}{m} 2E_{n,Pot} + O(h^3) \\ &\approx E_n + \frac{ch^2}{m} (E_{n,Kin} - E_{n,Pot}) \end{aligned} \quad (12)$$

umgeformt werden. Aus Gleichung (8) und (12) ergeben sich für die Energiedifferenz $\Delta E = E_{n+1} - E_n$ folgende Schranken:

$$-\frac{ch^2}{m} E_n \leq \Delta E \leq \frac{ch^2}{m} E_n. \quad (13)$$

Gleichung (13) zeigt, dass die Energie zum Zeitpunkt $n+1$ sowohl zunehmen als auch abnehmen kann und im Betrag maximal so groß ist, wie die des EEVs. Für periodische Zustandsänderungen verhält sich das ECV Energie erhaltend. Dies bestätigt sich auch in Abbildung 4. Zu sehen sind die Energieverläufe für die drei Integratoren, wobei das ECV für zwei verschiedene Anfangswerte dargestellt ist.

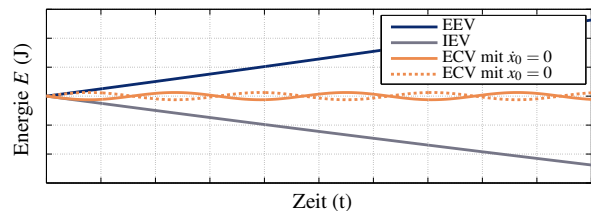


Abbildung 4 Energieverläufe eines nicht gedämpften Einmassenschwingers

Die Energieverläufe des ECVs schwingen um die konstante Energie des tatsächlichen Systems, wohingegen die Energieverläufe des EEVs und des IEVs exponentiell beziehungsweise abnehmen. Abbildung 4 bestätigt Gleichung (12), da aus einem Startwert mit $x = 0$ folgt, dass $\dot{x} = \max$ gilt und somit lediglich kinetische Energie vorhanden ist. Vice versa besitzt das ungedämpfte System

lediglich potentielle Energie, sodass die Gesamtenergie anfänglich abnehmen muss.

Übertragungseigenschaften

Anders als bei ideal kontinuierlichen Integratoren besitzen zeitdiskrete Integratoren eine inhärente Übertragungsfunktion. Diese kann je nach Ausprägung das Ergebnis der Integration verfälschen. Vergleichbar zu digitalen Filtern verursacht die Anzahl der Halteglieder der Integratoren einen Phasenverzug im Signal. Im Folgenden sollen die Übertragungsfunktionen der in diesem Beitrag betrachteten Integratoren für eine Schrittweite $h = 1$ ms untersucht und gegenübergestellt werden.

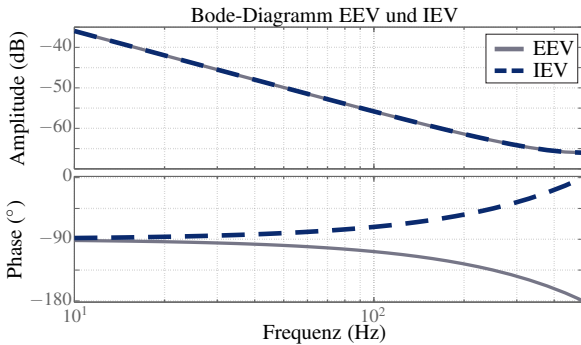


Abbildung 5 Übertragungseigenschaften des EEVs und IEVs

In Abbildung 5 sind die Übertragungsfunktionen des expliziten und impliziten Euler-Verfahrens für einen Integrationsschritt dargestellt. Die Amplitudenverläufe können als nahezu identisch betrachtet werden, wohingegen die Phasenverläufe an der -90° Phase gespiegelt scheinen. Der implizite Integrator verringert die Phase für zunehmende Eingangsfrequenzen, der explizite vergrößert diese.

Für Differentialgleichungen 2. Ordnung müssen zwei Integratoren in Reihe geschaltet werden. Der Aufbau dieser in Reihe geschalteten Integratoren ist in Abbildung 1 und 2 dargestellt.

Hieraus ergeben sich die Übertragungseigenschaften, die in Abbildung 6 in einem Bode-Diagramm abgebildet sind. Wie schon in Abbildung 5 unterscheiden sich die Amplitudenverläufe nicht. Die Unterschiede liegen in den Phasenverläufen.

Beim EE^2V verstärkt sich der Effekt des Phasenversatzes des einfachen EEVs durch die Reihenschaltung. Ein stark frequenzabhängiger Phasenversatz ist zu erkennen. Anders verhält es sich beim ECV. Die divergierenden Phasenverläufe des expliziten und impliziten Eulers-Verfahrens gleichen sich aus, sodass das ECV die Phase von -180° genau einhält. Auf Basis der Übertragungseigenschaften der isolierten Integrationsstrecke ohne die Systemstreckendynamik ist das ECV dem EE^2V zu bevorzugen. Es sei darauf hingewiesen, dass im Folgenden keine Unterscheidung zwischen dem EE^2V und dem EEV gemacht wird.

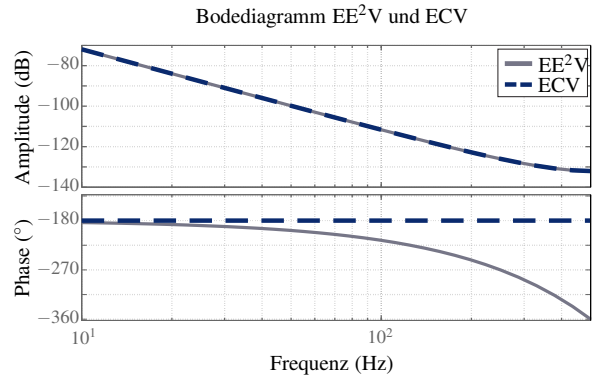


Abbildung 6 Übertragungseigenschaften des EE^2V s und ECVs

3 Automobile Anwendung

Aus Abbildung 3 ist ersichtlich, dass sich die Stabilitätsgebiete der beiden hier betrachteten Differentialgleichungslöser unterscheiden und folglich auch die Stabilitätseigenschaften unterschiedlich sein müssen. In diesem Beitrag soll das ECV als Alternative für das EEV vorgestellt werden. Um die spezifischen Eigenschaften beider Integratoren zu beurteilen wird ein lineares Wankmodell simuliert. Hierfür wird das Modell bei einem typischen Querdynamikfahrmanöver simuliert.

Das lineare Wankmodell wurde gezielt ausgewählt, da dieses vom Aufbau sehr einfach und gleichzeitig in der Automobilindustrie weitverbreitet ist (u.a. aktive Wankstabilisierung).

3.1 Modellierung

Als Modellansatz wird das in [8] vorgestellte Wankmodell verwendet.

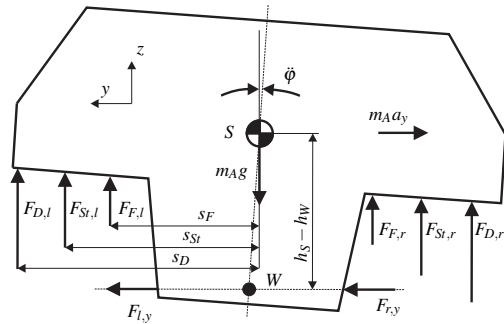


Abbildung 7 Wankdynamik des Aufbaus

Die Systemgleichungen lauten wie folgt

$$\begin{bmatrix} \ddot{\varphi} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ m_A \end{bmatrix} \cdot a_y, \quad (14)$$

dabei ist

$$A_{11} = 0 \quad (15)$$

$$A_{12} = 1 \quad (16)$$

$$A_{21} = \frac{-2(c_{F,v} s_{F,v}^2 + \frac{c_{St,v} l_{St,v} s_{St,v}}{2 b_{St,v}^2})}{J_{xx,A}} + \dots$$

$$\frac{-2(c_{F,h} s_{F,h}^2 + \frac{c_{St,h} l_{St,h} s_{St,h}}{2 b_{St,h}^2})}{J_{xx,A}} \quad \text{und} \quad (17)$$

$$A_{22} = \frac{-2(d_v s_{D,v}^2 + d_h s_{D,h}^2)}{J_{xx,A}}. \quad (18)$$

Die verwendeten Parameter sind in Anlehnung an [7] gewählt.

Zur Simulation wird ein typisches Querdynamikfahrmanöver, vergleichbar mit einer Dauersinuseingabe aus [3], durchgeführt. Als Systemeingang dient die Querbeschleunigung a_y . Diese wird als Sinussweep der Form

$$a_y(t) = a_0 \cdot \sin\left(2\pi \frac{4 \cdot t}{t_{end}}\right) \quad (19)$$

mit dem Koeffizienten $a_0 = 3 \text{ m/s}$ und der Laufvariablen $t \in [0; 100] \text{ s}$ abgebildet.

3.2 Simulationsumgebung

Um die Echtzeitfähigkeit bewerten zu können, wird die Simulation auf einem Echtzeitrechner mit xPC-Target durchgeführt. Die Spezifikationen des Rechners sind wie folgt:
 Prozessor: Intel® Core™ i3-4340 (3,60 GHz)
 RAM: 4GB DDR3 1333MHz
 MATLAB 2011b (32Bit)

3.3 Auswertung

Zur Beurteilung des ECVs gegenüber dem EEV werden unterschiedliche Untersuchungen durchgeführt. Eine allgemeine Aussage, welches Integrationsverfahren besser als ein Zweites ist, ist selten möglich. Aufgrund unterschiedlicher Kriterien, die für eine solche Aussage herangezogen werden können, hängt eine Bewertung maßgeblich von der Anwendung ab. Das vorliegende Szenario befasst sich mit echtzeitfähigen Reglermodellen, woraus als zentrale Kriterien zur Beurteilung die Schrittweite, die numerische Stabilität und die Berechnungsdauer resultieren. Ferner sollen die Genauigkeit und das Übertragungsverhalten betrachtet werden.

Übertragungseigenschaften

Die Übertragungsfunktion aus Abschnitt 2.1 wird um die vorliegende Differentialgleichung erweitert, sodass die gesamte Streckendynamik betrachtet werden kann. Die Übertragungscharakteristik des kontinuierlichen Systems ist die eines $PT2$ -Elements und lautet für die obige Differentialgleichung:

$$G(s) = \frac{1}{1 + \frac{\beta}{\gamma}s + \frac{1}{\gamma}s^2} \quad (20)$$

Die Übertragungsfunktion aus EEV und Wankmodell lautet wie folgt,

$$\frac{X(z)}{F(z)} = \frac{h^2 \gamma}{z^2 + (\beta h - 2)z + (h^2 \gamma - \beta h + 1)} \quad (21)$$

und analog dazu ist die des ECVs

$$\frac{X(z)}{F(z)} = \frac{h^2 \gamma z}{z^2 + (h^2 \gamma + \beta h - 2)z - \beta h + 1}. \quad (22)$$

Die Übertragungsfunktionen werden wieder in einem Bode-Diagramm (siehe Abbildung 8) gegenübergestellt. Für die diskreten Übertragungsfunktionen wird eine Schrittweite von $h = 1 \text{ ms}$ gewählt.

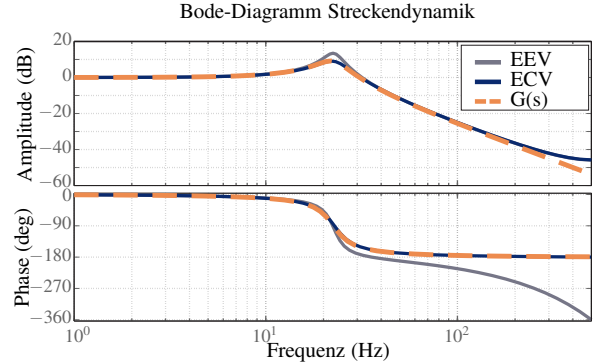


Abbildung 8 Übertragungseigenschaften der Streckendynamik

Beide Integrationsverfahren, das EEV als auch das ECV, verfälschen das Übertragungsverhalten des kontinuierlichen Modells wenig. Erst bei höheren Frequenzen ab 20 Hz weicht die Phase beim EEV deutlich von der Referenzphase ab. Zusätzlich weist das EEV eine Überhöhung der Amplitude bei 22 Hz auf. Das ECV bildet das Übertragungsverhalten des kontinuierlichen Systems gut ab, sodass kaum Unterschiede auszumachen sind.

Stabilität

Die numerische Stabilität des Reglermodells ist von zentralem Interesse und somit für die Auswahl des Integrationsverfahrens maßgeblich. In Abbildung 9 sind die Produkte der Schrittweite mit den Systemeigenwerten aufgetragen.

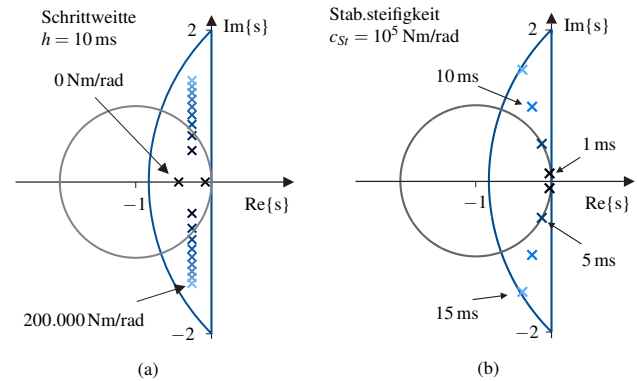


Abbildung 9 Lage der Systemeigenwerte abhängig von der Stabilisatorsteifigkeit und Schrittweite

Abbildung 9 a) zeigt diese Produkte für unterschiedliche Stabilisatorsteifigkeiten c_{St} zwischen 0 Nm/rad und 200.000 Nm/rad und konstanter Schrittweite $h = 10 \text{ ms}$. Die obere Grenze von c_{St} wird bewusst hoch gewählt um numerischen Unterschiede zwischen den Integratoren deutlicher aufzeigen zu können. Ähnliche Steifigkeiten wurden bereits in [5] präsentiert. Abbildung 9 b) hingegen zeigt

das Produkt aus unterschiedlichen Schrittweiten h zwischen 1 ms und 15 ms mit der festen Stabilisatorsteifigkeit $c_{st} = 100.000 \text{ Nm/rad}$. Wie in Abbildung 9 b) zusehen ist, kann die Lage der Eigenwerte innerhalb der komplexen Halbebene über die gewählte Schrittweite reguliert werden. Das ECV weist bei zunehmenden Stabilisatorsteifigkeiten deutlich höhere maximale Schrittweiten auf als das EEV, bei denen das Verfahren stabil gerechnet werden kann. Die anschließende Simulation wird mit einer Stabilisatorsteifigkeit von 100.000 Nm/rad durchgeführt. Dabei beträgt aus Stabilitätsgründen die maximale Schrittweite für das EEV 5 ms und für das ECV 15 ms. Die maximale Schrittweite des ECVs kann somit um den Faktor 3 größer gewählt werden als beim EEV.

Eine weitere Alternative zur Berechnung der numerischen Modellstabilität mit Hilfe des Nyquistkriteriums wird im Folgenden vorgestellt. Das Nyquistkriterium wird häufig in der Regelungstechnik verwendet um die E-/A-Stabilität des geschlossenen Regelkreises zu bestimmen. Hierfür wird die offene Regelstrecke untersucht und hieraus Rückschlüsse auf den geschlossenen Kreis gezogen. Die Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises $G(z)$ wird in die Form

$$G(z) = \frac{G_0(z)}{1 + G_0(z)} \quad (23)$$

gebracht. $G_0(z)$ ist die Übertragungsfunktion der offenen Strecke. Das Wankmodell wird als geschlossener Regelkreis betrachtet (siehe Abb. 10). Die Feder- und Dämpferkräfte sind die Rückführungen der offenen Strecke. Da es sich bei dem verwendeten Beispiel um eine Kaskadenrückführung handelt, müssen sowohl der innere Regelkreis G_1 , als auch der äußere Regelkreis G_2 stabil sein.

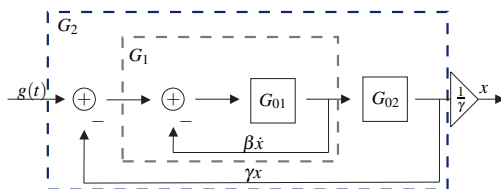


Abbildung 10 Kaskadenaufbau des Wankmodells

Der innere Kreis $G_1(z)$ erweist sich für das Beispiel als stabil. Die Ortskurven für die offene Strecke des äußeren Regelkreises $G_2(z)$ sind in Abbildung 11 dargestellt. Für die stabile offene Strecke ist der Regelkreis E-/A-stabil, wenn die Ortskurve den kritischen Punkt $-1 + j0$ für $\omega = -\infty \dots +\infty$ nicht umschließt [6]. Für das EEV ist das Nyquistkriterium bis zu einer Schrittweite von $h = 5 \text{ ms}$ erfüllt. Für höhere Schrittweiten wird der kritische Punkt immer umschlossen, die E-/A-Stabilität ist folglich nicht mehr gewährleistet. Beim ECV ist die maximale Schrittweite $h = 15 \text{ ms}$. Somit sind die mit dem Nyquistkriterium berechneten maximalen Schrittweiten identisch zu den Schrittweiten, die mit Hilfe der Systemeigenwerte bestimmt werden (siehe Abb.9).

Zusätzlich kann den Ortskurven die Information entnommen werden, inwiefern das Integrationsverfahren zusätzliche Phasen in das System induziert. Aus Abbildung 8 ist bekannt, dass das isolierte Modell $G(s)$ eine Phasenstellung von 180° besitzt und das EEV eine zusätzliche Phase von 180° für hohe Frequenzen stellt. Diese Phase ist in Abb. 11 deutlich zuerkennen, da die Ortskurve des EEVs nicht im Quadranten $Q3$ endet, sondern auch $Q4$ und $Q1$ durchläuft.

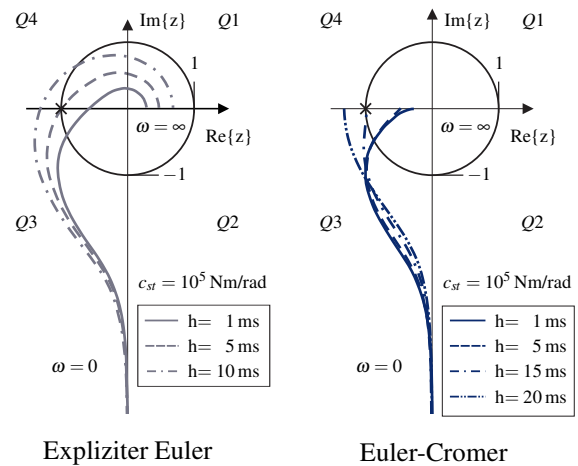


Abbildung 11 Ortskurven G_2 für verschiedene Schrittweiten

Berechnungsdauer

Es konnte bereits gezeigt werden, dass numerische Stabilität mit dem ECV erhöht werden kann, sodass eine dreimal höhere Schrittweite gewählt werden kann. Ein Geschwindigkeitsvorteil ergibt sich hieraus allerdings nur, wenn der Aufwand zur Berechnung beider Integrationsverfahren vergleichbar ist. Da sich die beiden Integrationsverfahren im Aufbau sehr ähnlich sind, ist zu vermuten, dass sich die Berechnungsdauern nicht groß unterscheiden. Um dies zu verifizieren, wird das oben beschriebene Manöver auf einem xPC-Target mehrfach simuliert und die durchschnittlich Simulationsdauer pro Rechenschritt (engl.: *Task Execution Time*, TET) dokumentiert. Getestet werden die beiden Integrationsverfahren EEV und ECV, sowie als Referenzintegrationsverfahren das in MATLAB hinterlegte lineare implizite Verfahren ode14x. Die Ergebnisse sind in Abbildung 12 für unterschiedliche Schrittweiten dargestellt.

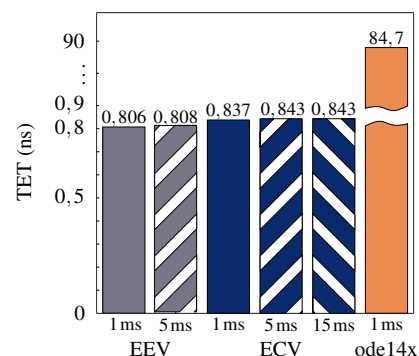


Abbildung 12 TET für verschiedene Integratoren

Wie sich zeigt, ist die TET nahezu unabhängig von der Schrittweite der Simulation. Ferner zeigt sich, dass die TET des EEVs minimal kleiner ist als die des ECVs. Die Größenunterschiede können vernachlässigt werden, da diese im Verhältnis zur Schrittweite derart klein sind, dass sie keine Bedeutung haben. Die Referenzsimulation ist hingegen deutlich langsamer mit einer TET die etwa um den Faktor 100 größer ist als die übrigen.

Genauigkeit

Bisher konnte gezeigt werden, dass sowohl die Stabilität, als auch die Übertragungseigenschaften des ECVs die des EEVs übersteigen und dies nur unwesentlich die Berechnungszeit beeinflusst. Nun muss gezeigt werden, inwiefern die Genauigkeit des ECVs mit der des EEVs und der Referenz ode14x mithalten kann.

Um dies zu beurteilen, wird der NRMSE (engl.: *Normalized Root Mean Squared Error*),

$$E_{NRMSE} = \left(1 - \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{sim,i} - x_{ref,i})^2}{n}}}{x_{ref,max} - x_{ref,min}} \right) 100\% \quad (24)$$

berechnet. Die Auswertung des NRMSE ist in Tabelle 1 dokumentiert. Es ist zu beachten, dass auch die Referenzrechnung mittels ode14x nicht die exakte Lösung ist, sondern auch mit einem numerischen Fehler versehen ist. Die Berechnung des NRMSE zeigt, dass bei einer Schrittweite von $h = 1$ ms die Ergebnisse näherungsweise identisch sind. Auch bei einer Schrittweite von $h = 5$ ms ist die Differenz der Ergebnisse minimal. Mit einer Schrittweite von $h = 15$ ms ist es nicht möglich eine stabile Rechnung mit dem EEV durchzuführen, sodass für diesen Integrator keine Ergebnisse bei dieser Schrittweite existieren.

Tabelle 1 Genauigkeit mit ode14x als Referenz

| Integrationsverfahren | Schrittweite | | |
|-----------------------|--------------|-------|----------|
| | 1 ms | 5 ms | 15 ms |
| Expliziter-Euler | 99,8% | 99,4% | instabil |
| Euler-Cromer | 99,8% | 98,2% | 94,2% |

Neben der Berechnung des Fehlerkoeffizienten NRMSE ist eine grafische Auswertung der Signale hilfreich. Da sich die drei Integrationsverfahren nur minimal unterscheiden ist in Abbildung 13 der Wellenkamm des Wankwinkels φ bei 4 Hz im Detail dargestellt.

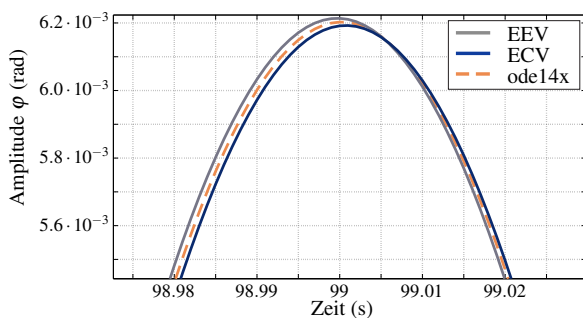


Abbildung 13 Wankwinkels φ bei einer Anregung von 4 Hz

Aus der Abbildung geht hervor, dass das EEV der Referenzphase nacheilt wohingegen das ECV der Referenz vorseilt. Die maximale Amplitude wird durch das EEV minimal verstärkt, wohingegen der implizite Anteil im ECV das Signal dämpft. Es kann zusammengefasst werden, dass sich die Genauigkeit der beiden Integrationsverfahren soweit gleicht, dass keine Aussage getroffen werden kann, welches Verfahren für das vorliegende System besser geeignet ist.

4 Zusammenfassung

Der Beitrag demonstriert, dass das ECV eine lohnenswerte Alternative für das sonst verwendete EEV darstellt. Bei dem betrachteten Anwendungsbeispiel ist das ECV dem EEV in den gewählten Kriterien insgesamt überlegen. Wesentliche Unterschiede zwischen dem ECV und dem EEV zeigen sich bei der numerischen Stabilität und der damit verbundenen Wahl einer geeigneten Schrittweite, sowie der durch den Integrator induzierten Phase. Welches Integrationsverfahren für ein gewähltes Modell die besseren Eigenschaften aufweist, hängt maßgeblich vom Modell, Modellparametrisierung und der gewünschten Anwendung ab.

In diesem Beitrag wird bewusst ein System gewählt, an dem vor allem die Stabilitätsvorteile des ECVs gut präsentiert werden können. Inwiefern das ECV für andere Fahrzeugmodelle geeignet ist, müssen weitere Untersuchungen zeigen.

5 Literatur

- [1] Cromer, A.: *Stable solutions using the Euler approximation*. American Association of Physics. (1981) 49(5), DOI 10.1119/1.12478. S. 455-459.
- [2] Gipsper, M.: *Systemdynamik und Simulation*. Stuttgart: Teubner Verlag, 1999.
- [3] DIN ISO 7410: *Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten*. Berlin: Beuth Verlag, 1988.
- [4] Jury, E. I. (Hrsg.): *Inners and Stability of Dynamic Systems*. New York: Wiley, 1974.
- [5] Lee, A. Y.: *Coordinated Control of Active Devices to Alter Vehicle Rollover Tendencies*. Pasadena. 1999.
- [6] Lunze, J.: *Regelungstechnik 1*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
- [7] Öttingen, O.: *Zur modellgestützten Entwicklung eines mechatronischen Fahrwerkregelungssystem für Personenkraftwagen*. In: Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr.610, Düsseldorf: VDI Verlag 2005
- [8] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013.
- [9] Rill, G.; Schaeffer, T.: *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation: mit Anwendungsbeispielen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2010.

Positionsregelung für einen elektroaktiven Polymer-Aktor

Position Control for a Dielectric Electroactive Polymer Actuator

Thorben Hoffstadt, Marc Allan Clemens und Prof. Dr.-Ing. Jürgen Maas, Hochschule Ostwestfalen-Lippe, Fachgebiet Regelungstechnik und Mechatronik, 32657 Lemgo, Deutschland, juergen.maas@hs-owl.de

Kurzfassung

Elektromechanische Wandler aus dielektrisch elektroaktiven Polymeren wandeln auf Basis des elektrostatischen Prinzips mechanische in elektrische Energie und umgekehrt und können somit als Aktoren, Sensoren oder Generatoren eingesetzt werden. Für Stellaktoren werden zur Skalierung der absoluten Verformungen und Kräfte Multilayer-Aktoren favorisiert. Neben dem grundsätzlichen, auf die Applikation abgestimmten Aktordesign spielt auch die verwendete Leistungselektronik eine entscheidende Rolle. Im Rahmen dieses Beitrages stellen die Autoren daher den Entwurf einer Positionsregelung für DEAP-basierte Stapelaktoren, die von bidirektionalen Flyback-Konvertern gespeist werden, vor. Der Reglerentwurf basiert auf einem vereinfachten, elektromechanisch gekoppelten Modell des Gesamtsystems. Aufgrund der Charakteristik der verwendeten Leistungselektronik wird ein nichtlinearer Positionsregler entworfen und abschließend anhand einer prototypisch realisierten Leistungselektronik und eines DEAP-Stapelaktors validiert.

Abstract

Electromechanical transducers based on dielectric electroactive polymers use the electrostatic pressure to convert electrical into mechanical energy or vice versa and thus can be used as actuators, sensors or generators. For positioning applications multilayer actuators are used to scale up the absolute displacement and force. Besides an adequate actuator design the driving power electronics is very important. Therefore, within this contribution the authors present the design of a position control for a DEAP stack-actuator fed by a bidirectional flyback converter. The design of the controller is based on a simplified, electromechanically coupled model of the overall system. Due to the characteristics of the utilized power electronics a nonlinear position controller is designed and finally validated by experiments with prototypes of the bidirectional flyback-converter and the DEAP stack-actuator.

1 Einleitung

Wandler auf Basis dielektrischer elektroaktiver Polymere (DEAP) bestehen aus dünnen Polymerfolien, z. B. aus Silikon oder Polyurethan, die mit leit- und dehnfähigen Elektroden beschichtet werden. Bei Anlegen einer elektrischen Spannung komprimiert der entstehende elektrostatische Druck das Elastomermaterial, sodass das Polymer dünner wird, aufgrund der Inkompressibilität jedoch gleichermaßen in seiner Fläche zunimmt. Neben diesem aktorischen Effekt kann das inverse Funktionsprinzip genutzt werden, um mechanische in elektrische Energie zu wandeln, oder Sensorinformationen über den mechanischen Zustand zu gewinnen, [1].

Für DEAP-Wandler ergeben sich hinsichtlich der Leistungsdichte und Energieeffizienz interessante Anwendungsfelder im Bereich kleiner elektromechanischer Wandler. Aufgrund des nahezu verlustfreien elektrostatischen Verhaltens stellen sie eine energieeffiziente Alternative zu konventionellen elektromagnetischen Stellantrieben dar, z. B. für Ventile oder Schutzschalter, [2, 3].

Um für solche Anwendungen sowohl die erforderlichen Stellwege als auch die benötigten Stellkräfte zu realisieren, werden in der Regel Multilayer-Aktoren, wie zum Beispiel Stapelaktoren, verwendet. Durch die mechanische Anordnung in Reihe kann die absolute Verformung über die Anzahl der gestapelten Schichten und die Kraft über ih-

re axiale Querschnittsfläche skaliert werden, [4]. Der schematische Aufbau eines solchen DEAP-Stapelaktors mit n Schichten und einer Höhe z_0 im unbelasteten Zustand sowie einer aktiven, mit dehnbaren Elektroden versehenen Fläche A_0 ist in **Bild 1** dargestellt.

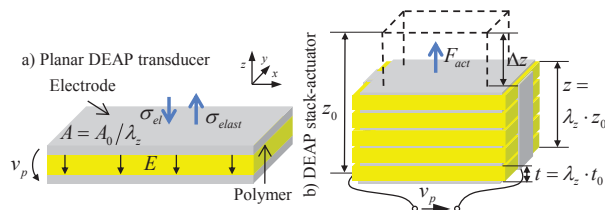


Bild 1 Schematischer Aufbau eines planaren DEAP-Wandlers (a), der zur Vergrößerung der absoluten Deformation Δz in Multilayer-Bauweise gestapelt wird (b), während die Aktorkraft F_{act} über die Querschnittsfläche A_0 skaliert werden kann.

Die elektromechanische Kopplung erfolgt hierbei über den elektrostatischen Druck σ_{el} . In Abhängigkeit des elektrischen Feldes E , beziehungsweise der über der Dicke t einer Polymerschicht wirkenden Spannung v_p und der absoluten sowie materialspezifischen relativen Permittivität ϵ_0 und ϵ_r beschreibt dieser den auf den Polymerfilm ausgeübten Druck:

$$\sigma_{el} = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot E^2 = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{v_p^2}{t^2}. \quad (1)$$

Neben dem auf die Applikation abgestimmten Aktordesign spielt die verwendete Leistungselektronik ebenfalls eine entscheidende Rolle. Da gegenwärtig hohe Feldstärken im Bereich von $50\text{V}/\mu\text{m}$ für eine zufriedenstellende Aktuation erforderlich sind, muss die Leistungselektronik Spannungen im Kilovoltbereich bereitstellen, wenn Polymerfolien mit Materialstärken von einigen $10\mu\text{m}$ verwendet werden. Soll zusätzlich die in der Kapazität des DEAP gespeicherte Energie beim Entladen zurückgewonnen werden, eignet sich ein bidirektionaler Flyback-Converter als vergleichsweise einfache DC/DC-Wandlertopologie, die die benötigten Spannungen mit hoher Dynamik bereitstellt, [5].

Für das sich ergebende Gesamtsystem aus Leistungselektronik und DEAP-Aktor wird im Rahmen dieses Beitrages ein Positionsregler auf Basis der variablen Strukturregelung vorgestellt. Für den Entwurf wird zunächst ein elektromechanisch gekoppeltes Modell des Gesamtsystems hergeleitet. Aufgrund der charakteristischen Eigenschaften der Leistungselektronik, mit der entweder definierte Energieinkremente in den DEAP-Aktor übertragen oder von diesem entnommen werden können, wird auf Basis des Modells ein hierfür prädestinierter Sliding-Mode-Regler entworfen.

2 Modell der Regelstrecke

2.1 Modell des DEAP-Stapelaktors

Für den Entwurf des Positionsreglers wird ein Modell benötigt, das die Dynamik der Regelstrecke abbildet. Im Fall des DEAP-Stapelaktors wird dazu vereinfachend der Einmassenschwinger in **Bild 2a)** herangezogen.

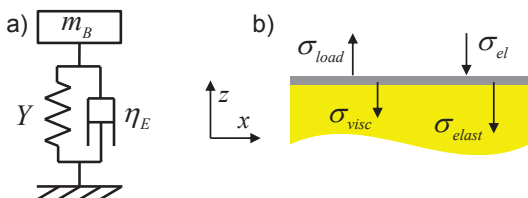


Bild 2 Dynamisches Verhalten des DEAP-Stapelaktors vereinfachend beschrieben durch einen Einmassenschwinger (a) und betrachtetes Gleichgewicht mechanischer Spannungen einer einzelnen Aktorschicht (b).

Sofern Randbedingungen [6] vernachlässigt werden, die die homogene Verformung des Aktors beeinträchtigen, kann das Kraft-Dehnungsverhalten des gesamten Aktors durch Betrachtung einer einzelnen Schicht beschrieben werden (siehe **Bild 2b**). Mögliche Randbedingungen wären zum Beispiel inaktive Bereiche, oder mechanische Anbindungen an den Stirnflächen des Aktors zur Integration in Applikationen. Durch Aufstellen des Kräftegleichgewichts in z -Richtung ergibt sich die Beschleunigung zu:

$$\ddot{z} = \ddot{\varepsilon}_z \cdot z_0 = \frac{A}{m_B} \cdot (\sigma_{load} - \sigma_{elast} - \sigma_{visc} - \sigma_{el}). \quad (2)$$

Hier beschreibt σ_{load} eine äußere Last, σ_{elast} die durch die Elastizität und σ_{visc} die durch die Viskosität des Materials hervorgerufenen mechanischen Spannungen, während $\varepsilon_z =$

$\Delta z/z_0$ die Dehnung des Aktors darstellt und dessen Ableitungen die entsprechende Geschwindigkeit $\dot{\varepsilon}_z$ beziehungsweise Beschleunigung $\ddot{\varepsilon}_z$. Die Masse $m_B = m_{DEAP}/2 + m_a$ setzt sich aus dem beschleunigten Anteil der kontinuierlich verteilten Masse m_{DEAP} des Stapelaktors sowie - sofern vorhanden - der Masse m_a von an dem Aktor befestigten Teilen, z. B. zur Integration in eine Applikation, zusammen.

Werden nur kleine Verformungen des Aktors bis ca. 5% betrachtet, so kann das elastische Verhalten des hyperelastischen Polymermaterials näherungsweise mit der Steifigkeit Y im betrachteten Arbeitspunkt linearelastisch beschrieben werden. Wird ebenso ein linearer Ansatz für die viskose Spannung σ_{visc} mithilfe der Viskosität η_E herangezogen, so ergibt sich die Beschleunigung der Dehnung $\ddot{\varepsilon}_z$ für den Arbeitspunkt $\varepsilon_{z,0} = 0$ zu:

$$\ddot{\varepsilon}_z = \frac{A_0}{m_B \cdot z_0} \cdot (\sigma_{load} - Y \cdot \varepsilon_z - \eta_E \cdot \dot{\varepsilon}_z - \sigma_{el}). \quad (3)$$

Der Wirkungsplan in **Bild 3** stellt das auf Gl. (3) basierende mechanische Teilmodell der betrachteten Regelstrecke dar. Mithilfe dieses Modells wird in Abhängigkeit des anliegenden elektrostatischen Druckes σ_{el} sowie einer gegebenenfalls angreifenden Last σ_{load} der aktuelle Dehnungszustand ε_z bestimmt.

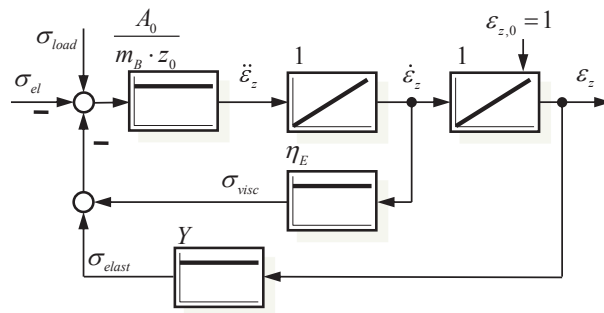


Bild 3 Wirkungsplan des mechanischen Teilmodells des DEAP-Stapelaktors für den Arbeitspunkt $\varepsilon_{z,0} = 0$.

2.2 Modell der Leistungselektronik

Zur elektrischen Versorgung des DEAP-Stapelaktors wird ein bidirektionaler Flyback-Konverter verwendet, [7]. Diese Topologie erfordert lediglich eine vergleichsweise geringe Anzahl elektrischer Bauteile (siehe **Bild 4**) und eignet sich wegen des inhärenten Transformators sehr gut, um aus geringen Zwischenkreisspannungen, wie z. B. den in der Industrie üblichen $V_{DC} = 24\text{V}$, eine Spannung im kV-Bereich zu erzeugen.

Soll mit dieser Leistungselektronik der DEAP-Stapelaktor geladen werden, so muss der Halbleiterschalter S_1 angesteuert werden, während S_2 deaktiviert ist. Eine Schaltperiode T_S wird dabei in zwei Intervalle unterteilt. Während des ersten Intervalls Δt_{on} ist der Schalter S_1 geschlossen, sodass sich primärseitig ein Strom aufbauen kann. Die Dauer dieses Intervalls wird dabei so gewählt, dass am Ende der maximal zulässige Magnetisierungsstrom \hat{I}_m durch die Magnetisierungsinduktivität L_m fließt:

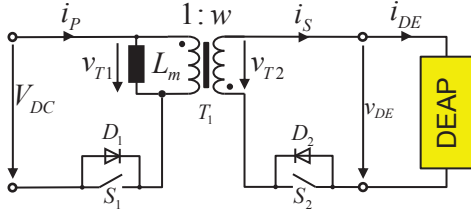


Bild 4 Verlustfreies Ersatzschaltbild des bidirektionalen Flyback-Konverters zur Speisung von DEAP-Wandlern.

$$\Delta t_{on} = \frac{L_m}{V_{DC}} \cdot I_{m,max}. \quad (4)$$

Innerhalb dieses Intervalls wird somit in der Hauptinduktivität L_m das Energieinkrement ΔU_{max} gespeichert, [5]:

$$\Delta U_{max} = \frac{1}{2} \cdot L_m \cdot \hat{i}_m^2. \quad (5)$$

In der nachfolgenden Freilaufphase wird dieses auf die Sekundärseite übertragen, indem die Freilaufdiode D_2 leitend wird. Dieses zweite Intervall Δt_{off} muss mindestens so lange gewählt werden, dass der sekundärseitige Strom null wird, damit die Magnetisierungsinduktivität in nachfolgenden Schaltperioden nicht in die Sättigung gerät. Im Rahmen dieses Beitrages soll dazu eine konstante Schaltperiode $T_S = \Delta t_{on} + \Delta t_{off}$ angenommen werden.

Die Funktionsweise beim Entladen ist analog zum beschriebenen Ladevorgang [5], wobei die Größen der Primär- und Sekundärseite vertauscht werden müssen und nun die Halbleiter S_2 und D_1 abwechselnd leitend werden. Charakteristisch für diese Topologie ist somit, dass in jeder Schaltperiode T_S das konstante Energieinkrement ΔU_{max} entweder von der Gleichspannungsversorgung zum DEAP-Aktor oder in inverser Richtung übertragen wird, [5]. Wird neben dem Lade- und Entladebetrieb zusätzlich eine Abschaltung der Leistungselektronik vorgesehen, so ergibt sich der Wirkungsplan in **Bild 5** mit einem Dreipunktschalter. Die in der Kapazität C_p des verlustfrei angenommenen DEAP-Wandlers gespeicherte Energie U_c ergibt sich aus Integration des Leistungsflusses $\bar{p} = \Delta U / T_S$.

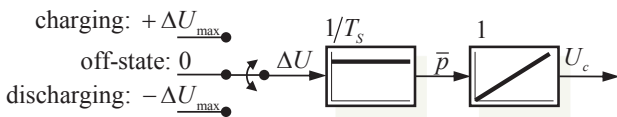


Bild 5 Wirkungsplan des verlustfrei betrachteten bidirektionalen Flyback-Konverters.

2.3 Gekoppeltes Gesamtmodell

Die vorangehend hergeleiteten Teilmodell zur Beschreibung des elektrischen und mechanischen Verhaltens der Regelstrecke müssen nun gekoppelt werden. Diese Kopplung basiert, wie bereits oben erwähnt, auf der Grundlage des elektrostatischen Drucks σ_{el} , der sich nach [4] auch aus der Energiedichte $u_c = U_c/V$ ergibt:

$$\sigma_{el} = 2 \cdot \frac{U_c}{V} = 2 \cdot u_c. \quad (6)$$

Hierbei steht $V = A_0 \cdot z_0$ für das Volumen des DEAP-Stapelaktors. Genaugenommen wird ein Teil der elektrischen Energie auch in Verformungsenergie des Aktors gewandelt und somit in der Elastizität gespeichert. Da dieser Anteil insbesondere bei den hier betrachteten kleinen Verformungen jedoch vergleichsweise gering ist [4], soll er wie auch eine gegen die äußere Last σ_{load} geleistete Arbeit vernachlässigt werden. Für die gekoppelte Regelstrecke ergibt sich somit der in **Bild 6** dargestellte Wirkungsplan auf Basis dessen nachfolgend der Regler entworfen wird. Der Entwurf des hier herangezogenen Sliding-Mode-Reglers lässt sich auf Basis des Zustandsraummodells in Regelungsnormform (RNF) durchführen [8], sodass dieses zunächst noch hergeleitet wird.

Für den Zustandsvektor $\mathbf{x} = [\varepsilon_z, \dot{\varepsilon}_z, U_c]^T$ kann aus dem Wirkungsplan in **Bild 6** die Systemmatrix

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{A_0 \cdot Y}{m_B \cdot z_0} & -\frac{A_0 \cdot \eta_E}{m_B \cdot z_0} & -\frac{2}{V} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

die Eingangsmatrix

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{T_S} \end{bmatrix} \quad (8)$$

und für die Ausgangsgröße $v = \varepsilon_z$ die zugehörige Ausgangsmatrix

$$\mathbf{C} = [1 \ 0 \ 0] \quad (9)$$

entnommen werden.

Zur Transformation dieses Zustandsraummodells in die Regelungsnormform kann die reguläre Transformationsmatrix \mathbf{T}_R bestimmt werden zu:

$$\mathbf{T}_R = \begin{bmatrix} -\frac{T_S \cdot V}{2} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{T_S \cdot V}{2} & 0 \\ \frac{A_0 \cdot T_S \cdot V \cdot Y}{2 \cdot m_B \cdot z_0} & \frac{A_0 \cdot T_S \cdot V \cdot \eta_E}{2 \cdot m_B \cdot z_0} & T_S \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Hiermit ergibt sich schließlich das Zustandsraummodell in Regelungsnormform mit:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_R &= \mathbf{T}_R \cdot \mathbf{x} = \underbrace{\mathbf{T}_R \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{T}_R^{-1}}_{\mathbf{A}_R} \cdot \mathbf{x}_R + \underbrace{\mathbf{T}_R \cdot \mathbf{B}}_{\mathbf{B}_R} \cdot \mathbf{u}; \\ \mathbf{v} &= \underbrace{\mathbf{C} \cdot \mathbf{T}_R^{-1}}_{\mathbf{C}_R} \cdot \mathbf{x}_R. \end{aligned} \quad (11)$$

3 Entwurf der Positionsregelung

Aufgrund des schaltenden Verhaltens der verwendeten Leistungselektronik, mit der nur diskrete Eingangsgrößen vorgegeben werden können, ist ein Reglerentwurf auf Basis der "variablen Strukturregelung" (VSR) prädestiniert für das vorliegende System. Im Speziellen soll hier ein "Sliding-Mode-Regler" herangezogen werden [8]. Dieser Regler zeichnet sich dadurch aus, dass in einer ersten Phase - der sogenannten Eintreffphase - die Trajektorie der Regelstrecke auf eine Schaltebene zugeführt wird, auf der das System in der anschließenden Gleitphase in den Ursprung des Phasenraums geführt wird. Um beliebige Sollgrößen

im System repräsentiert. Für eine asymptotische Stabilität muss der Energiegehalt nach Auslenkung aus der Ruhelage abnehmen, sodass die Lyapunov-Funktion negativ definiten Charakter aufweisen muss, [8]:

$$\begin{aligned} \dot{V}(\Delta \mathbf{x}_R) &= \mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R) \cdot \dot{\mathbf{S}}(\Delta \mathbf{x}_R) \stackrel{!}{<} 0 \\ &= \mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R) \cdot \mathbf{c}^T \cdot \underbrace{[\mathbf{A}_R \cdot \Delta \mathbf{x}_R + \mathbf{B}_R \cdot \mathbf{u}]}_{\dot{\mathbf{x}}_R} \stackrel{!}{<} 0. \end{aligned} \quad (21)$$

Unter Berücksichtigung des Zweipunktreglers in Gl. (20) können nun zwei Fälle unterschieden werden. Sofern die Schaltfunktion $\mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R)$ ein positives Vorzeichen aufweist, muss dessen zeitliche Ableitung $\dot{\mathbf{S}}(\Delta \mathbf{x}_R)$ negativ sein, um Gl. (21) zu erfüllen und somit stabiles Verhalten hervorzurufen. Dies führt zu der folgenden Bedingung für k^+ , welche mit der Grenzfrequenz ω_R und dem Dämpfungsmaß D von freien Reglerparametern abhängt:

$$\begin{aligned} k^+ &< -\Delta x_{R2} \cdot \left(\omega_R^2 - \frac{A_0 \cdot Y}{m_B \cdot z_0} \right) \\ &\quad - \Delta x_{R3} \cdot \left(2D\omega_R - \frac{A_0 \cdot \eta_E}{m_B \cdot z_0} \right). \end{aligned} \quad (22)$$

Im anderen Fall ist die Schaltfunktion $\mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R)$ negativ, sodass die zeitliche Ableitung $\dot{\mathbf{S}}(\Delta \mathbf{x}_R)$ positiv sein muss. Auch dies führt auf eine Bedingung für k^- , wobei auffällt, dass auf der rechten Seite der Ungleichung der gleiche Term steht, wie in Gl. (22):

$$\begin{aligned} -k^- &> -\Delta x_{R2} \cdot \left(\omega_R^2 - \frac{A_0 \cdot Y}{m_B \cdot z_0} \right) \\ &\quad - \Delta x_{R3} \cdot \left(2D\omega_R - \frac{A_0 \cdot \eta_E}{m_B \cdot z_0} \right). \end{aligned} \quad (23)$$

Welche Werte nun für k^+ und k^- gewählt werden müssen, kann auch durch anschaulich Betrachtung veranschaulicht werden. Befindet sich die Trajektorie oberhalb der Schaltebene $\mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R) = 0$, sodass die Schaltfunktion $\mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R)$ ein positives Vorzeichen hat, muss Energie aus dem System herausgenommen werden, um die Schaltebene und damit die Gleitphase zu erreichen. Im umgekehrten Fall muss der Aktor weiter geladen werden, damit auch hier die Gleitphase erreicht wird. Dadurch ergeben sich die folgenden Zusammenhänge für k^+ und k^- , die den Gl. (22) und (23) genügen:

$$k^+ = -\Delta U_{\max}, \quad -k^- = \Delta U_{\max}, \quad \Rightarrow \quad k^+ = k^-. \quad (24)$$

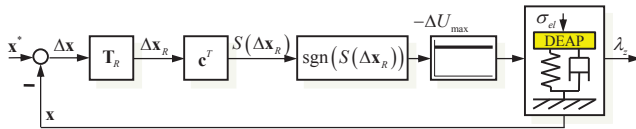


Bild 7 Wirkungsplan des entworfenen Sliding-Mode-Positionsreglers für den DEAP-Wandler.

4 Experimentelle Validierung der entworfenen Positionsregelung

Zur experimentellen Validierung des entworfenen Reglers wurde ein mit dem in [9] vorgestellten Fertigungsprozess hergestellter DEAP-Stapelaktor verwendet. Dieser Aktor besteht aus 200 Lagen je $50\mu\text{m}$ dicken Polyurethan-

Schichten mit einer Steifigkeit von $Y = 3,2\text{MPa}$ und einer relativen Permittivität von $\epsilon_r = 7$. Weiterhin wurde ein eigens prototypisch realisierter Flyback-Konverter zur elektrischen Speisung verwendet, der Ausgangsspannungen bis zu $2,5\text{kV}$ bereitstellt, [3]. Die Ansteuerung dieser Leistungselektronik ist auf der FPGA-Ebene und der Sliding-Mode-Positionsregler auf der Prozessorebene eines dSPACE®-RCP-Systems implementiert. Die einzelnen Komponenten und deren Verknüpfungen sind in **Bild 8** abgebildet.

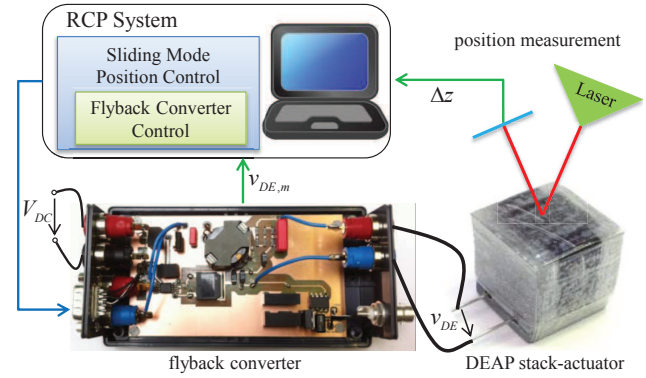


Bild 8 Schematische Darstellung der Experimentierumgebung, bestehend aus einem RCP-System, auf dem die Regelung implementiert ist, einem eigens entwickelten Flyback-Konverter, einem automatisiert hergestellten DEAP-Stapelaktor sowie einem Lasersensor zur Messung der Verformung.

Für die Regelung werden die drei Zustandsgrößen ϵ_z , $\dot{\epsilon}_z$ und U_c benötigt. Als Messgrößen stehen jedoch lediglich die absolute Verformung Δz und die am Aktor anliegende, gemessene elektrische Spannung $v_{DE,m}$ zur Verfügung, sodass der tatsächlich Zustandsvektor \mathbf{x} durch eine geschätzten $\hat{\mathbf{x}}$ angenähert wird. Während die Dehnung direkt aus der Messgröße Δz bestimmt werden kann:

$$\hat{\epsilon}_z = \frac{\Delta z}{z_0}, \quad (25)$$

wird dessen Geschwindigkeit $\hat{\epsilon}_z$ mithilfe eines Zustandsvariablenfilters geschätzt. Die im elektrischen Feld der DEAP-Kapazität $C_{p,0}$ gespeicherte Energie U_c wird näherungsweise über die gemessene Klemmenspannung $v_{DE,m}$ des DEAP-Aktors geschätzt:

$$\hat{U}_c = \frac{1}{2} \cdot C_{p,0} \cdot v_{DE,m}^2. \quad (26)$$

Um insbesondere während der Gleitphase ein ständiges Schalten der Halbleiter zu verhindern, wird die Signumfunktion des Zweipunktreglers aus Gl. (20) um eine Totzone Δ erweitert, wodurch die Schalthäufigkeit reduziert wird, [8]. Dies bedeutet, dass die Trajektorie während der Gleitphase nicht exakt auf der Schaltebene $\mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R) = 0$ verbleibt, sondern um bis zu Δ von dieser abweicht:

$$\mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R) = 0 \Rightarrow |\mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R)| < \Delta. \quad (27)$$

Sofern sich die Schaltfunktion $\mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R) < \Delta$ in diesem Bereich befindet, gibt der Regler eine Null aus, sodass weder geladen noch entladen wird und damit auch die

Dreipunktschalter-Charakteristik des Flyback-Konverters vollständig genutzt wird.

Für die im **Bild 9** dargestellten Messverläufe eines geregelten Positionierbetriebes wurde der Regler nach dem Binominalverhalten ($D = 1$) mit einer Grenzfrequenz von $\omega_R = 2000\text{s}^{-1}$ eingestellt. Obwohl die Energie U_c als Zustandsgröße definiert wurde, ist hier die Spannung v_{DE} als direkte Messgröße dargestellt. Die Sollspannung v_{DE}^* geht dabei aus Gl. (14) und (26) hervor. Wie den Messverläufen zu entnehmen ist, erfordert das Einstellen der Solldehnung $\varepsilon_z^* = -4\%$ in etwa eine elektrische Spannung von $v_{DE} = 2,3\text{kV}$. Der Flyback-Konverter lädt den DEAP-Stapelaktor innerhalb weniger Millisekunden auf diese Spannung, sodass der entsprechende elektrostatische Druck auf einzelnen Aktorschichten wirkt. Aufgrund der nicht zu vernachlässigenden viskosen Eigenschaften des DEAP-Materials dauert es jedoch ca. 50ms bis die Solldehnung erreicht ist und gehalten wird. Die Leistungselektronik ist während dieser Phase größtenteils inaktiv ($\Delta U = 0$, da $\mathbf{S}(\Delta \mathbf{x}_R) < \Delta$). Lediglich dielektrische Verluste, die einen Spannungsabfall hervorrufen, werden ausgeglichen.

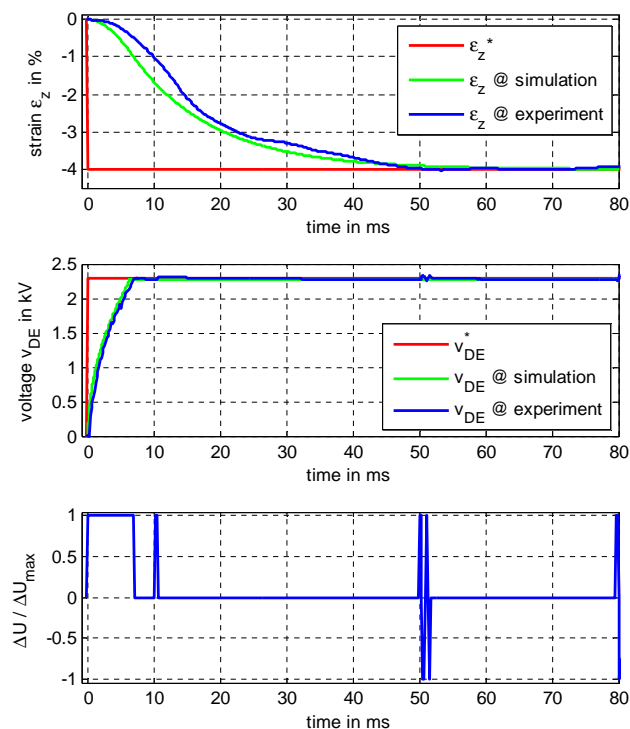


Bild 9 Verlauf der Dehnung ε_z , Spannung v_{DE} und Eingangsgröße ΔU bei einem Führungsgrößenprung auf $\varepsilon_z^* = -4\%$.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Für den Entwurf der Positionsregelung für DEAP-basierte Stapelaktoren, die von einem bidirektionalen Flyback-Konverter versorgt werden, wurden zunächst vereinfachte Modelle für die Beschreibung der Dynamik der Leistungselektronik und des Stapelaktors hergeleitet. In diesen Modellen konnten parasitäre Eigenschaften vernachlässigt werden. Die Kopplung der beiden Teilmodelle erfolgte über den elektrostatischen Druck. Dieses elektrome-

chanisch gekoppelte Modell bildete die Grundlage für den eigentlichen Reglerentwurf auf Basis der variablen Strukturregelung, der vorgestellt wurde.

Obwohl in dem zugrundeliegenden Modell vereinfachende Annahmen getroffen wurden, zeigte die abschließende experimentelle Validierung anhand eines eigens entwickelten Flyback-Konverters und DEAP-Stapelaktors bereits gutes Führungsverhalten. Um dieses weiter zu optimieren und das Einschwingverhalten (insbesondere der Bereich zwischen 20ms und 45ms in **Bild 9**) zu verbessern, wird in folgenden Arbeiten der Reglerentwurf unter Berücksichtigung weiterer parasitärer Eigenschaften erfolgen.

Danksagung

Wir bedanken uns weiterhin beim Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) für die Förderung des Forschungsprojektes "DIELASTAR - Dielektrische Elastomere für Stellaktoren" (FKZ: 13X4011).

6 Literatur

- [1] Carpi, F.; De Rossi, D.; Kornbluh, R.; Pelrine, R.; Sommer-Larsen, P.; eds.: *Dielectric Elastomers as Electromechanical Transducers* Elsevier, 2008.
- [2] Price, A.D.; Egger, H.; Giousouf, M.; Krause, J.; Krüger, H., Maas, J.: *Advancement of dielectric elastomer actuators towards industrial applications* ACTUATOR 14, Bremen, Juni 2014.
- [3] M. Giousouf, M., Pointner, T., Stengel, G., Breisch, S., Price, A.D., Wagner, J., Feller, T., Krüger, H., Wegener, M., Blümke, M., Tepel, D., Hoffstadt, T., Maas J.: *Dielektrische Elastomer-Aktuatoren für industrielle Anwendungen*, VDI Mechatroniktagung, 2015.
- [4] Hoffstadt, T.; Maas, J.: *Model-based optimization and characterization of DEAP multilayer stack-actuators* SMASIS2014-7690, Newport (USA), September 2014.
- [5] Hoffstadt, T.; Maas, J.: *Optimized control of a Flyback-Converter for bidirectional feeding of DEAP transducers* SPIE Smart Structures/NDE, Vol. 9056, 9056-41, San Diego (USA), 2014.
- [6] Price, A.D.; Ask, A.: *Integrated design optimization of dielectric elastomer actuators in high-performance switchgear* SMASIS2014-7690, Newport (USA), September 2014.
- [7] N. O. Sokal and R. Redl: *Control algorithms and circuit designs for optimal flyback-charging of an energy-storage capacitor (e.g. for flash lamp or defibrillator)* IEEE Transactions on Power Electronics, vol. 12, pp. 885-894, 1997.
- [8] J. Y. Hung, W. Gao, and J. C. Hung: *Variable structure control: A survey* IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 40, p. No. 1, 1993.
- [9] Tepel, D., Hoffstadt, T., Maas, J.: *Actuator Design and Automated Manufacturing Process for DEAP Multilayer Stack-Actuators* ACTUATOR 14, Bremen, Juni 2014.

Smartes Crash-Management durch schaltbares Deformations-Verhalten von Energieabsorbern aus faserverstärkten Kunststoffen (FKV) mit Shape Memory Alloy (SMA) Drähten

Smart Crash Management by Switching the Crash Behavior of Fiber-Reinforced Plastic (FRP) Energy Absorbers with Shape Memory Alloy (SMA) Wires

Sebastian Nissle, Moritz Hübler, Martin Gurka, Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, 67663 Kaiserslautern, Deutschland, sebastian.nissle@ivw.uni-kl.de

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden zwei innovative Konzepte für schaltbare Energieabsorptionselemente vorgestellt. Diese Absorber können einen wesentlichen Bestandteil eines smarten Crash-Management-Systems darstellen, z.B. für Automobilanwendungen. Die Adaptierbarkeit basiert auf der Grundidee, die Steifigkeit des Absorbers an das tatsächliche Lastniveau während eines Crash-Ereignisses anzupassen. Die einstellbaren Absorber bestehen aus faserverstärktem Kunststoff und Drähten aus Formgedächtnislegierung als Aktoren. Es werden zwei mögliche Ausführungsvarianten der Absorber-Elemente gezeigt. Zudem wird das Leistungspotential der aktierenden SMA-Elemente im Detail charakterisiert und das Schaltverhalten des Absorbers zwischen dem steifen „Ein“- und einem flexiblen „Aus“-Zustand gemessen.

Abstract

In this paper two innovative concepts for adjustable energy absorbing elements are presented. These absorbers can serve as an essential element in a smart crash management system e.g. for automotive applications. The adaptability is based on the basic idea of adjusting the stiffness of the absorber in relation to the actual load level in a crash event. The adjustable absorbers are made from fiber reinforced polymers and shape memory alloy wires as actuating elements. Two possibilities for the basic design of the absorber elements are shown, the performance of the actuating SMA elements is characterized in detail and the switching behavior of the whole elements between a stiff “on” state and a flexible “off” state is measured.

1 Einleitung

Von den Vorteilen der integrierten Leichtbauweise angetrieben besteht ein zunehmender Bedarf an Sicherheitssystemen mit verbesserter Funktionalität und der damit einhergehenden Möglichkeit eines smarten Crash-Managements. In allen Transportfahrzeugen müssen Passagiere und sensible Elemente, wie Kraftstofftanks oder Akkus, gegen Beschleunigungen oberhalb eines bestimmten Niveaus geschützt werden, wie sie beispielsweise bei einem Crash-Ereignis auftreten können. Im Automobildesign wird üblicherweise ein bestimmter Teil des Fahrzeugs vorgesehen um kinetische Energie zu absorbieren, bevor hohe Beschleunigungen oder auch ein Eindringen von Gegenständen eine Gefahr für die Passagiere oder empfindliche Elemente darstellen. Ein höherer Sicherheitsstandard bedeutet aber nicht nur weniger Crash-Ereignisse mit Todesfolge sondern auch in vielen Fällen Ereignisse mit leichteren Verletzungen und geringeren strukturellen Schäden. Dies kann mittels einer besseren und kontrollierten Ableitung der Energie beim Aufprall erreicht werden. In vielen Fällen wirkt auf die Passagiere und die empfindlichen Elemente eine höhere Energie als notwendig, weil die Crash-Systeme ihr Absorptionsver-

halten nicht an das individuelle Crash-Ereignis anpassen können, auch wenn dieses vom für die Auslegung angenommenen Lastfall abweicht. Resultierende Verletzungen könnten vermieden oder reduziert werden, wenn es ein smartes Crash-Management gäbe.

Üblicherweise wird das zur Verfügung stehende Volumen eingesetzt, um Crashelemente zu integrieren, die die Aufprallenergie über eine definierte Länge bei einem vorgegebenen Lastniveau absorbieren. Die Crashelemente sind in der Regel mit Blick auf ein kritisches Crash-Szenario ausgelegt, bei dem Verletzungen und/oder Schäden infolge des maximalen Belastungsniveaus in Kauf genommen werden (vgl. **Bild 1 a**). Dies bedeutet für einen nicht adaptierbaren Absorber, dass die maximale Belastung auch auftritt, wenn die Gesamtaufprallenergie niedriger ist als im Auslegungslastfall angenommen (vgl. **Bild 1 b**). Bei einem justierbaren Absorber kann die Aufprallenergie bei einem niedrigeren Belastungsniveau über die volle Länge des Absorbers abgeführt werden (vgl. **Bild 1 c**). Das heißt, dass ein justierbarer Absorber in der Lage ist, in vielen Fällen optimalen Schutz zu gewährleisten und nicht nur für einen "Standard-Passagier" (z.B. Größe: 1,75 m, Gewicht: 75 kg) in einem Standard-Crash-Szenario. Er kann die Energieabsorption und das

Belastungsniveau an den tatsächlichen Passagier und die aktuelle Situation anpassen.

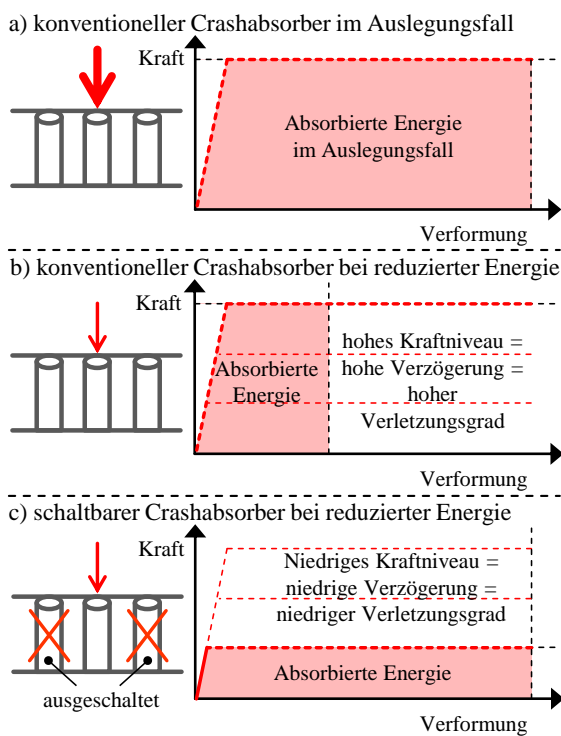


Bild 1 Energieabsorption für verschiedene Lastfälle und Konfigurationen des Crashabsorbers

In diesem Beitrag wird ein neues Konzept für einen schaltbaren Crashabsorber vorgestellt, das ein smartes Crash-Management durch eine schrittweise Anpassung des Kraftniveaus möglich macht. Dies kann durch das „Aus“-Schalten einer bestimmten Anzahl von mehreren parallel-geschalteten Crashabsorber-Elementen aus Faser-Kunststoff-Verbunden (FKV) realisiert werden. Der Einsatz eines SMA-Drahts als Aktor ermöglicht eine definierte Verformung der FKV-Crashabsorber mit nur geringem zusätzlichem Gewicht und Aufwand. FKV-Absorber weisen aufgrund diverser Versagensmechanismen ein hervorragendes Energieaufnahmevermögen unter Druckbelastung auf [1]. Dabei wird das Materialvolumen vollständig zerstört [2]. Zudem können sie für verschiedene Anwendungen maßgeschneidert werden und die Integration eines SMA-Aktors ist auf unterschiedliche Weise möglich [3]. Die Möglichkeit, die Eigenschaften des FKV-Energieabsorber maßzuschneidern ist essentiell, da die Konstruktion des gesamten Systems Herausforderungen mit sich bringt; einerseits soll der Absorber im unverformten „Ein“-Zustand ein zuverlässiges progressives Verformungsverhalten mit hoher Energieabsorption gewährleisten, andererseits muss eine geringe Verformung durch den SMA-Aktuator ausreichen, um in den instabilen „Aus“-Zustand zu schalten. In diesem Fall soll die Druckbelastung zu einem kontrollierten Knicken der Struktur führen, so dass das Material nicht vollständig zerstört wird und weit weniger Energie absorbiert wird.

SMA-Elemente bringen verschiedene Vorteile mit sich, um schaltbare Absorber zu betätigen: Zum einen lassen sie sich einfach mittels Joulescher Wärme aktivieren und zum anderen sind hohe Kräfte und eine Kontraktion von mehreren Prozent möglich. SMA haben zwei Wirkprinzipien, die für Aktoranwendungen genutzt werden können: den Ein-Weg-Effekt und den Zwei-Weg-Effekt. Während für den Zwei-Weg-Effekt ein vorgelagerter Trainingsprozess durchgeführt werden muss, reicht für den Ein-Weg-Effekt eine einfache Vordehnung des Materials aus. Grundsätzlich kann auch in Ein-Weg-Material ein Last-induzierter Zwei-Weg-Effekt erzeugt werden [4], für den vorliegenden Einsatz, das Umschalten eines Crash-Elements, ist jedoch eine Vordehnung und einmalige Aktivierung ausreichend. Dadurch kann der gesamte verfügbare Leistungsbereich des SMA-Materials ausgenutzt werden, im Gegensatz zu Anwendungen mit einer Vielzahl von Zyklen, bei denen die Lebensdauer des Materials die zulässigen Last- und Dehnungsniveaus begrenzt [5].

Im Folgenden werden zwei Konzepte für schaltbare Crashabsorber, bei denen ein SMA-Draht für das Umschalten in einen instabilen Zustand eingesetzt wird, näher vorgestellt. Im ersten Fall wird dabei auf ein rohrförmiges Crashelement zurückgegriffen, wie es in den meisten Fällen zum Einsatz kommt. Im zweiten Fall wird ein spezielles Materialverhalten von FKV ausgenutzt.

a) Herkömmliche Crashabsorber werden häufig rohrförmig gestaltet, da diese Form einfach zu fertigen ist. Zudem weist ein solches geschlossenes Profil eine hohe Stabilität auf und es entstehen keine Lastspitzen über den Querschnitt. Üblicherweise sind diese Crashstrukturen durch eine große Wandstärke relativ steif und können dementsprechend nicht so einfach verformt werden. Aber bereits eine kleine Deformation des Rohres an einem Ende erzeugt eine schräge Wand (vgl. **Bild 2 a**), welche die Druckkraft beim Aufprall wesentlich schlechter tragen kann. Die geringe Verformung unterstützt das Beulen der Struktur, welches zu einer geringen Energieabsorption bzw. einem geringen Kraftniveau im Crashrohr führt. Durch eine Parallelschaltung mehrerer solcher Crashrohre kann ein smartes Crash-Management umgesetzt werden.

b) Faserverstärkte Kunststoffe lassen sich durch einen unsymmetrischen Lagenaufbau als bistabile Struktur gestalten. Das bedeutet, dass eine unsymmetrisch gefertigte dünne Platte zwei stabile Formzustände aufweist. Für eine bestimmte Belastungsrichtung weist eine dieser Konfigurationen eine hohe Drucksteifigkeit auf, während die andere bereits gebeult ist, was zu einer sehr niedrigen Steifigkeit in Belastungsrichtung führt, wie es auch in **Bild 2 b** zu sehen ist. Für die Bistabilität werden dünne Platten benötigt, da die Ausprägung der Bistabilität mit zunehmender Plattendicke abnimmt, was ab einer kritischen Dicke zu einer Sattelform als einzigen stabilen Zustand führt [6]. In [7] und [8] wird gezeigt, dass SMA-Elemente geeignet sind, um zwischen den beiden Zuständen umzuschalten. Solche dünnen Platten mit einer Dicke von etwa 1 mm weisen jedoch nur eine geringe Energieabsorption auf. Zudem ist es schwierig sicherzustellen,

das die Platten progressiv versagen ohne dabei zu knicken. Um mit dünnen bistabilen Elementen eine höhere Energieabsorption zu erreichen und das Risiko für ein Knicken zu minimieren, können mehrere Platten zu einem Stapel zusammengefügt werden. Um die Bistabilität auch bei Stapeln zu gewährleisten, muss die Verbindung der Platten miteinander eine gewisse Bewegung in der Ebene zulassen. Gleichzeitig reduziert eine solche Fixierung in Normalenrichtung die Knickneigung, da die freie Länge der Einzelplatten reduziert wird. Zudem erlaubt das Stapeln der Einzelplatten eine Justierung der absorbierbaren Energie je Crasabsorber. Eine Anordnung mehrerer solcher Stapelabsorber macht eine situationsabhängige Einstellung des Kraftniveaus möglich, wie es für ein smartes Crash-Management benötigt wird. Hinzu kommt, dass die Bistabilität mit ihrem schlagartigen Umschaltverhalten beschleunigend auf den Aktuierungsvorgang wirkt. Für dieses schlagartige Umschalten in den zweiten Zustand reicht bereits eine leichte Aktuierung aus. Die Beschleunigung, die der Umschaltvorgang mit sich bringt, wirkt unterstützend auf kurze Schaltzeiten zwischen den beiden Zuständen (<40 ms), wie sie für situationsabhängig anpassbare Crash-Anwendungen benötigt werden [9]. Im Rahmen dieses Beitrags werden sowohl die Verwendbarkeit von SMA-Aktoren als auch beide schaltbaren SMA-aktuierten Crashabsorber untersucht.

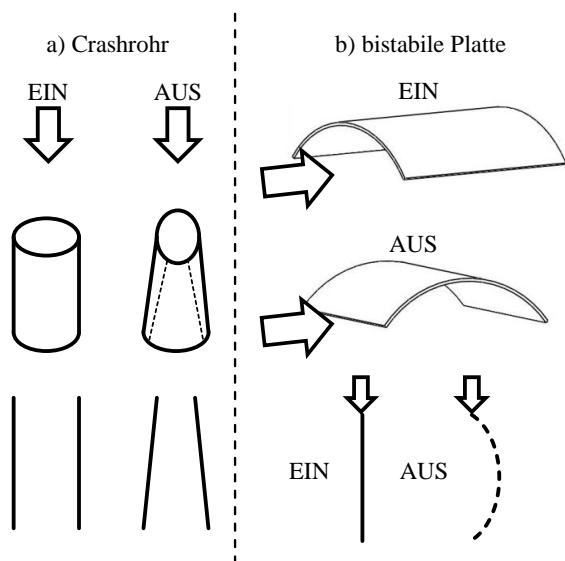


Bild 2 Druckstabiler („Ein“) und instabiler („Aus“) Zustand der Crashabsorber. Der instabile Zustand wird durch die Aktivierung des SMA-Drahtes initiiert.

2 Versuchsdurchführung

Die im folgenden Kapitel beschriebenen Versuche sollen das Potential von SMA-aktuierten schaltbaren Crashabsorbern zeigen. Dafür werden zum einen das Verhalten von SMA-Aktoren für Einmal-Anwendungen untersucht und zum anderen beide Konzepte für einen schaltbaren Crashabsorber hinsichtlich des Verformungsverhaltens charakterisiert.

2.1 Untersuchung des Aktorverhaltens für Einmal-Anwendungen

Diese Versuche sollen dazu dienen, die maximal erreichbare Aktorik des SMA-Materials für Einmal-Anwendungen zu identifizieren. Für die Untersuchungen wurde ein Draht vom Typ Alloy M von Memry GmbH mit einem Durchmesser von 1 mm und einer Länge von 60 mm verwendet. Um einen definierten Ausgangszustand zu schaffen, wurden alle Drähte zunächst auf $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, also deutlich über die Aktivierungstemperatur A_s von $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, erwärmt. Anschließend wurden die Drähte bis an den oberen Rand des Entzwilligungsplateaus des Martensits von 6,3 % vorgedehnt, welcher das Aktorpotential des Materials begrenzt. Nach dem Entlasten verblieb dabei eine Dehnung von 5,5 % in den Drähten. Die vorgedehnten Drähte wurden anschließend in den in **Bild 3** gezeigten Versuchsaufbau eingespannt. Der Aufbau, welcher sich zwischen den Einspannungen einer Zugprüfmaschine befindet, macht es möglich, eine definierte Federsteifigkeit gegen den Draht arbeiten zu lassen, die die Gesamtsteifigkeit einer zu verformenden FKV-Struktur widerspiegelt. Die Kontraktion des SMA-Drahts wurde mittels Extensometer bestimmt und die Kraft mit einer Kraftmessdose der Zugprüfmaschine aufgezeichnet. Die Drähte wurden mittels Joulescher Wärme auf $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ erwärmt. Die angelegte Stromstärke betrug dabei 8 A. Die Drahttemperatur wurde mit einer Infrarotkamera gemessen und das Signal dieser wurde dazu verwendet, um den Heizstrom abzuschalten. Für die Versuche wurden unterschiedliche Federn mit einer Steifigkeit zwischen $8,2\text{ N/mm}$ und 336 N/mm verwendet.

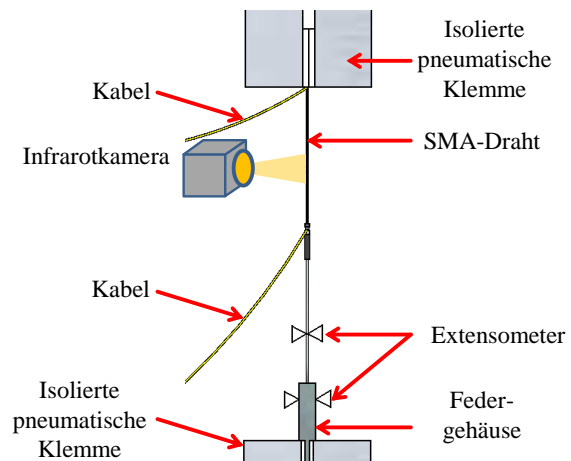


Bild 3 Versuchsaufbau für die Aktorik-Charakterisierung von vorgedehnten SMA-Drähten

2.2 Untersuchung des Verformungsverhaltens der Crashabsorber

Um das Verformungsverhalten der Crashabsorber zu untersuchen, wurden verschiedene Versuche durchgeführt. Dazu wurden zum einen ein FKV-Crashrohr und zum an-

deren ein Plattenstapel aus 3 bistabilen Platten, wie in **Bild 4** und **Bild 5** dargestellt, analysiert. Bei beiden Versuchen wurde die Drahttemperatur mittels Infrarotkamera gemessen und die Deformation mit einer Videokamera aufgezeichnet. Die Verformung des Crashrohrs wurde mit einer optischen Tracking-Software bestimmt.

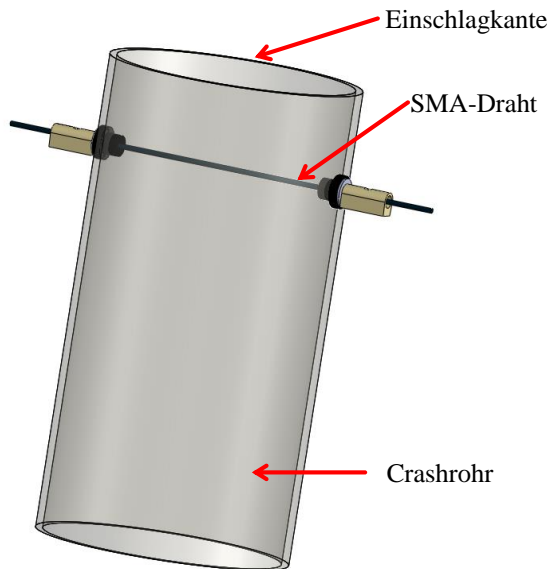


Bild 4 Crashrohr mit montiertem SMA-Draht

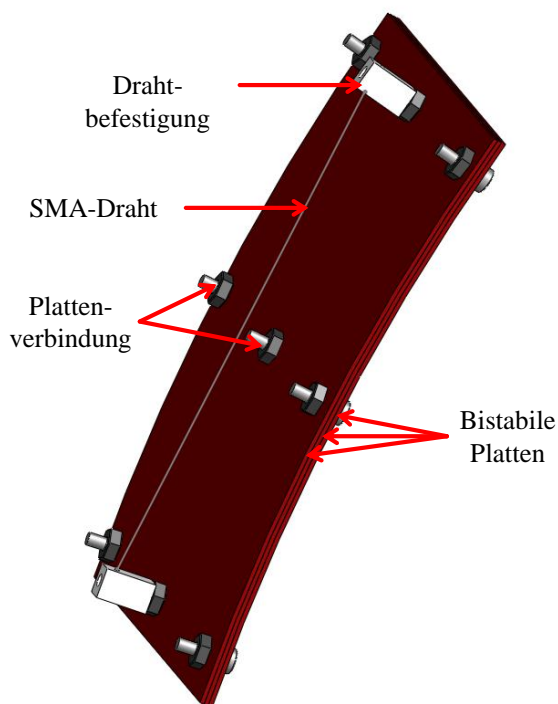


Bild 5 Stapel aus bistabilen Platten mit montiertem SMA-Draht
Das untersuchte Crashrohr, das aus Aramid- und Kohlenstofffasern hergestellt wurde, hatte einen Außendurchmesser von 52,5 mm, eine Wandstärke von 1,3 mm und eine Länge von 100 mm. In einem Vorversuch wurde eine

Steifigkeit senkrecht zur Rohrachse von 48 N/mm gemessen. Um den SMA-Draht zu befestigen wurden 2 Löcher 20 mm unterhalb der Einschlagkante gebohrt, um über den Hebelarm eine vergrößerte Deformation an der Einschlagkante zu erreichen. Der Draht wurde mit 2 Klemmen außerhalb des Rohrs befestigt, wie in **Bild 4** zu sehen ist. Diese Klemmen wurden zudem für den Anschluss der Stromkabel genutzt, welche für die Joulesche Erwärmung des Drahtes benötigt wurden. Der SMA-Draht (Alloy M, 1 mm Durchmesser) wurde vor der Montage auf 6,3 % vorgedehnt und hatte im montierten Zustand eine effektive Länge von 60 mm zwischen den Klemmen.

Für die Verformungsversuche wurde der Draht mit einer Heizspannung von 8 A auf 150 °C erwärmt.

Beim zweiten untersuchten Absorber handelte es sich um einen Stapel aus 3 bistabilen Platten. Die einzelnen Platten wurden aus dem unidirektionalen Prepreg C1007-150-38 von SGL (0,14 mm Lagendicke) mit einem unsymmetrischen Laminataufbau [0/0/0/90/90/90] hergestellt. Die Aushärtung wurde im Autoklav für 1 h bei 130 °C und 4 bar realisiert. Nach dem Aushärten wurden Platten der Dimension 145 x 145 mm zugeschnitten und mit 9 Schrauben zusammengefügt. Die Schrauben wurden symmetrisch über die Platte verteilt, wie in **Bild 5** dargestellt. Die Schrauben wurden nicht vollständig angezogen, um eine Bewegung der Platten zueinander in Oberflächenrichtung zu gewährleisten. Dadurch konnte ein bistabiler Plattenstapel mit einer Gesamtdicke von 2,8 mm realisiert werden. Der SMA-Draht wurde über zwei Befestigungselemente mit einem Hebelarm von 14 mm zur Oberfläche montiert. Auch hier wurde der Stromanschluss über 2 Klemmen sichergestellt, ähnlich wie beim Crashrohr. Jedoch wurde für den Plattenstapel ein SMA-Draht mit einem Durchmesser von 0,7 mm verwendet, da die Steifigkeit der bistabilen Platten deutlich geringer ist als die des Crashrohrs. Auch hier wurde ein Draht des Typs Alloy M mit einer Vordehnung von 6,3 % eingesetzt. Die effektive Länge des Drahtes in diesem Aufbau betrug 130 mm, was bei der gewählten Vordehnung eine Kontraktion von etwa 7 mm ermöglicht. Diese Verformung müsste zur Initiierung des Umklappens des Plattenstapels ausreichend groß sein.

Auch bei diesem Versuch wurde der Draht bis auf 150 °C erwärmt, jedoch mit einer Stromstärke von 10 A.

3 Ergebnisse und Diskussion

3.1 Untersuchung des Aktorverhaltens für Einmal-Anwendungen

Die Ergebnisse der Aktorikuntersuchung sind in **Bild 6** dargestellt. Es sind sowohl das Vordehnen wie auch das gegen eine Feder wirkende Aktorverhalten abgebildet. Der Einsatz diverser Federn mit unterschiedlichen Steifigkeiten macht es möglich, eine Kurve für den Warmzustand bei 120 °C zu definieren. Diese Kurve kann in 2 Sektionen aufgeteilt werden; zum einen die Sektion

für geringe Steifigkeiten mit einer erreichten Spannung im Draht unterhalb von 200 MPa und zum anderen die Sektion für erreichte Spannungen über 200 MPa. In **Bild 6** wird deutlich, dass die Steifigkeit der gewählten Feder für eine erreichte Spannung von unter 200 MPa keinerlei Einfluss auf die Aktorik hat, da die Kontraktion immer bei etwa 4,5 % liegt. Für die zweite Sektion mit Spannungen über 200 MPa ist ein klarer Einfluss zu erkennen. Während bei 200 MPa noch 4,5 % Kontraktion möglich sind, wird bei einer Spannung von 600 MPa die maximale Kontraktion auf etwa 2,5% verringert.

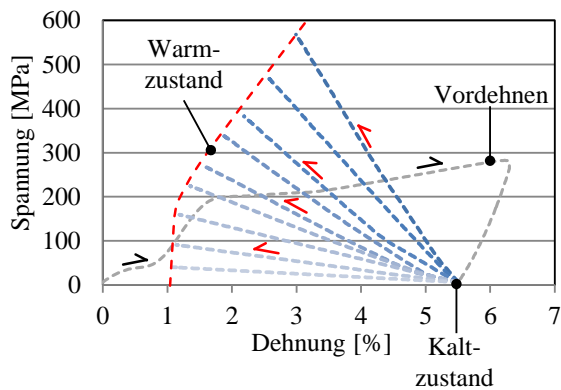


Bild 6 Aktorikverhalten von auf 6,3 % vorgedehnten SMA-Drähten

Für die vorgestellten Anwendungen ist die maximal erreichbare Verformung von 4,5 % vielversprechend. Für eine Drahtlänge von 60 mm bedeute das eine Kontraktion von etwa 2,7mm, was unterstützend auf das Beulen unter Druckbelastung wirken kann. Wenn steifere Strukturen verwendet werden, können für die Verformung Spannungen bis zu 600 MPa erzeugt werden. Ein einzelner Draht mit einem Durchmesser von 1 mm ist in der Lage Kräfte bis zu 470 N zu erzeugen. Falls mehr Kraft für die Verformung benötigt wird, können die Anzahl der Drähte oder der Drahtdurchmesser erhöht werden.

3.2 Untersuchung des Verformungsverhalten der Crashabsorber

Die gemessene Verformung des Crashrohres ist in **Bild 7** gezeigt. Die Verformung ist 12,5 mm oberhalb des SMA-Drahts gemessen, so dass die Werte leicht höher als die Dehnung des Drahts sind.

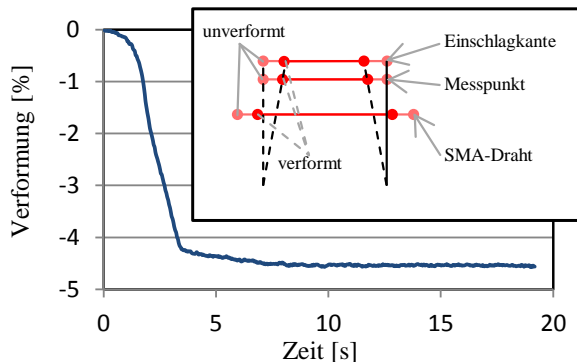
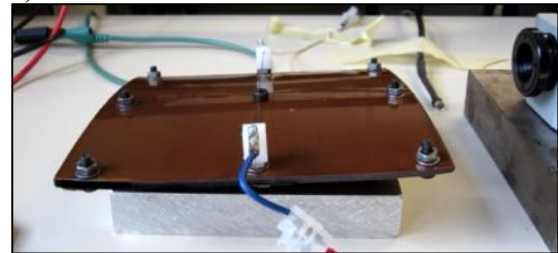


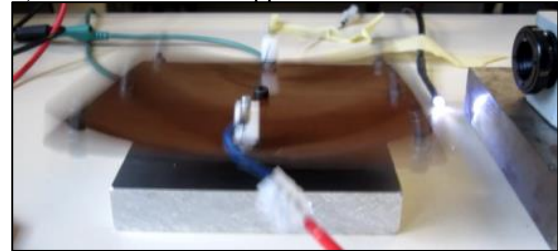
Bild 7 Verformungs-Zeit-Kurve für ein Crashrohr und geometrische Beziehungen

Die maximale Verformung an diesem Punkt liegt bei etwa 4,5 %. An der Einschlagkante wird somit eine Kontraktion von mindestens 2,4 mm erreicht, welche das Beulen während des Einschlags initiieren soll. Die Kontraktion um 4,5 % stimmt sehr gut mit der aus **Bild 6** erwarteten Verformung überein, da das Crashrohr mit seiner Steifigkeit von etwa 48 N/mm zu einem Spannungsniveau unterhalb von 200 MPa führt. Während der Aktuierung wurde ein geringer Verlust an Verformung in den Drahtklemmen beobachtet. Zusammen mit den etwas höher liegenden Werten im Vergleich zu den in den Aktorikversuchen gemessenen Werten bedeutet dies unter Berücksichtigung der geometrischen Verhältnisse eine gute Korrelation.

a) Vor dem Aufheizen des SMA-Drahts



b) Moment des Umklappens beim Aufheizen



c) Nach dem Aufheizen, umgeschaltet

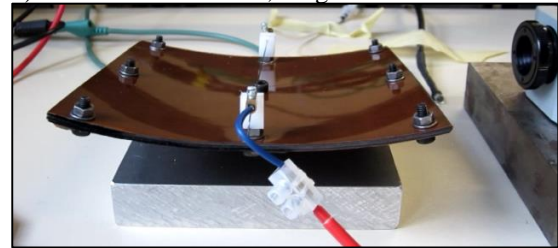


Bild 8 Verformung des bistabilen Plattenstapels während der Erwärmung des SMA-Drahts

Die stabilen Zustände und das Umschalten des bistabilen Plattenstapels sind in **Bild 8** gezeigt. Wie man sehen kann hat der Plattenstapel weiterhin zwei stabile Zustände. Diese bleiben auch erhalten, so lange die Reibung zwischen den einzelnen Platten gering ist. Um das Umschalten zwischen den stabilen Zuständen zu initiieren, reicht die Kontraktion des über einen kurzen Hebelarm befestigten SMA-Drahts mit einem Durchmesser von 0,7mm problemlos aus. Dickere Stapel aus mehr Einzelplatten würden zwar eine höhere Kraft nicht aber eine größere Kontrakti-

on für das Umschalten erfordern. Das bedeutet, dass eine Erhöhung der Anzahl der Einzelplatten, welche zu einer Steigerung der Energieabsorption bis hin zu einem sinnvollen Maß führen würde, ohne Einbußen in der Bistabilität und dem Initiieren des Umschaltens möglich wäre.

Die Analyse der extrahierten Einzelbilder des Umschaltvorgangs zeigt, dass dieser in weniger als 500 ms stattfindet.

4 Zusammenfassung

Die zuvor gezeigten Ergebnisse lassen sich in den folgenden drei Aussagen zusammenfassen:

- Die gemessenen Werte für Spannung und Dehnung von stark vorgedehnten SMA-Drähten werden in Kombination mit den vorgestellten Konzepten zur Integration in der Lage sein, die Entwicklung von neuen Funktionalitäten für Einmal-Anwendungen zu ermöglichen. Schaltbare Crashabsorber sind dabei nur ein Anwendungsbeispiel für den Einsatz von stark vorgedehntem SMA-Material im Bereich der Aktorik.
- Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Deformation des untersuchten FKV Crashrohrs durch die Kontraktion des SMA-Drahts. Diese Formveränderung kann das Beulen während des Einschlags begünstigen und somit zu einem „Aus“-Schalten des Crashelements führen. Somit wird die Energieabsorption auf einen marginalen Wert abgesenkt. Solche Elemente können ein smartes Crash-Management ermöglichen und somit zur Erhöhung der Fahrzeugsicherheit beitragen.
- Speziell an die Anwendung angepasste bistabile Platten aus FKV können zu Stapeln zusammengefügt werden ohne dass die Bistabilität verloren geht. Diese Plattenstapel sind sehr vielversprechend was die Realisierung von SMA-aktuierten schaltbaren Crashabsorbern angeht.

Weitere Tests zur Untersuchung der Schaltzeit der SMA-Aktoren stehen noch aus. Eine Reduzierung der Schaltzeit ist entscheidend für den Einsatz in Crash-Anwendungen. Um die benötigte Zeit zum Umschalten zu reduzieren, kann eine Stromquelle mit hohen Ausgangsströmen (bis zu 125 A) eingesetzt werden, welche eine noch schnellere Wärmeentwicklung gewährleisten kann.

Des Weiteren wird eine Untersuchung des Crashverhaltens der Absorber im „Ein“- und „Aus“-Zustand durchgeführt. Dabei ist entscheidend, dass sich die absorbierte Energie zwischen den beiden Zuständen deutlich unterscheidet. Hierfür muss zum einem bei den Crashrohren einen Beulen im „Aus“-Zustand erzielt werden und zum anderen müssen die bistabilen Plattenstapel im „Ein“-Zustand ein progressives Versagensverhalten zeigen. Zudem ist ein Optimierungsprozess basierend auf den Ergebnissen der Crashversuche im Fallturm in Kombination mit einer Modellierung und Simulation geplant, um robuste Systemkonfigurationen zu definieren.

5 Danksagung

Die Autoren danken der Stiftung Rheinland-Pfalz für Innovation für die Förderung dieses Projektes (Projekt 1013).

6 Literatur

- [1] Michael D., Silcock M. D. et al., 2007, „Rapid Composite Tube Manufacture Utilizing the Quick-step™ Process“, *J. of Composite Materials*, 41, pp. 965-978.
- [2] Dehn A., 2001, „Experimentelle Untersuchung und numerische Simulation des Crashverhaltens gewebestärkter Thermoplaste unter Temperatureinfluss“, Schriftenreihe Institut für Verbundwerkstoffe, Kaiserslautern, Germany.
- [3] Gurka M., Hübler M. et al., 2012, „Shape Memory Alloys as Actuating Elements in Fiber Reinforced Structures“, *Actuator Conf.*, Bremen, Germany.
- [4] Gurka M., Hübler M. et al., 2012; „Load-initiated two-way effect of shape memory alloys in composite structures and a phenomenological modeling approach“, *Proc. ASME 2012 Conf. on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems*, Stone Mountain, Georgia, United States.
- [5] Jensen D. M., 2005, „Biaxial fatigue behavior of NiTi shape memory alloy“, *Air Force Institute of Technology*, Ohio, United States.
- [6] Hufenbach W., Gude M. et al., 2002, „Design of multistable composites for application in adaptive structures“, *Comp. Science and Tech.*, 62, pp. 2201-2207.
- [7] Dano M.-L., Hyer M. W., 2003, „SMA-induced snap-through of unsymmetric fiber-reinforced composite laminates“, *Int. J. of Solids and Structures*, 40, pp. 5949-5972.
- [8] Kim S.-W., Koh J.-S. et al., 2010; „Towards a Biomimetic Flytrap Robot Based on a Snap-Through Mechanism“, *Int. Conf. on Biomedical Robotics and Biomechatronics*, Tokyo, Japan.
- [9] Blackwell K., 2010, „Continental Sensor Technology Delivers Crash Data at the Speed of Sound“, *Press Release Continental Cooperation*, Nov 24, 2010.

MSM-Greifer mit stationärer Aktuierung

MSM Gripper with Stationary Actuation

Prof. Dr. Arif Kazi, Markus Raab, Bernhard Ernst – Hochschule Aalen, Fakultät für Optik u. Mechatronik, 73430 Aalen;
Thomas Schiepp, Dr. Markus Laufenberg – ETO MAGNETIC GmbH, 78333 Stockach

Kurzfassung

Konventionelle Greifer für die Handhabung von kleinen Werkstücken sind meist um ein Vielfaches größer und schwerer als das handzuhabende Objekt. Die Energie- bzw. Medienzufuhr erfolgt über bewegte Kabel und Schläuche; diese sind verschleißanfällig. Die vorliegende Arbeit schlägt ein neues Greiferkonzept auf der Basis von magnetischen Formgedächtnislegierungen (engl. Magnetic Shape Memory Alloys, MSM) vor: Im Greifer integrierte MSM-Elemente werden über stationäre Magnetbaugruppen (elektro- oder permanentmagnetisch) an den Greif- bzw. Absetzpositionen des Werkstücks aktuiert. Der Ansatz erlaubt die Realisierung von kompakten und leichten Greifern, die zudem kabellos arbeiten. Für den Einsatz in Greifern ist insbesondere auch das magnetische Stauchen von MSM-Elementen interessant. Dieser Aspekt wird in Simulation und Experiment untersucht und ein Demonstrator für einen MSM-Greifer präsentiert.

Abstract

Conventional grippers for the handling of small work pieces usually exceed the handled object by far in weight and size. Energy and media are supplied via moving cables and hoses, which are prone to wear. This study suggests a new gripper concept utilizing Magnetic Shape Memory Alloys (MSM): the MSM elements integrated in the gripper are actuated by stationary magnet assemblies (based on permanent or electro-magnets) located at the pick-up and drop-off positions of the work piece. This approach allows for compact and light-weight grippers which do not require moving cables. For the application in grippers, the magnetic contraction of MSM elements is of particular interest. This aspect is investigated in simulation and experiment, and a demonstrator of an MSM gripper is presented.

1 Einleitung

Magnetische Formgedächtnislegierungen (engl. Magnetic Shape Memory Alloys, MSM) aus NiMnGa ändern unter dem Einfluss externer Magnetfelder ihre Gestalt. Mit kommerziellen Legierungen können Dehnungen von 6% erzeugt werden [1]. Die Reaktion erfolgt dabei um ein bis zwei Größenordnungen schneller als bei den bekannteren thermischen Formgedächtnislegierungen [2]. Die kleine Größe, das geringe Gewicht und die einfache Geometrie der MSM-Elemente bieten eine gute Grundlage für die Realisierung von kompakten und leichten Aktoren. Die innere Reibung im Material (sog. „Twinning Stress“) ermöglicht Aktoren, die ihre Position ohne externe Energiezufuhr halten.

Die genannten Eigenschaften machten MSM-Aktoren auch für Greifer in der Handhabungstechnik interessant. Gerade bei Handhabung von kleinen Werkstücken übersteigen Baugröße und Gewicht von konventionellen (elektromotorisch, elektromagnetisch oder pneumatisch angetriebenen) Greifern die des handzuhabenden Objektes oft um ein Vielfaches. Bei räumlich beengten Verhältnissen wird auch die Energie- bzw. Medienzuführung über verschleißanfällige Kabel und Schläuche zum Problem.

Ein bereits vor einigen Jahren entwickelter MSM-Greifer [3, 4] zielt auf die Handhabung von Mikro-Werkstücken. Er basiert auf einem MSM-Element von $3 \times 5 \times 9 \text{ mm}^3$, das gegen eine mechanische Feder arbeitet. Der Greifer erzeugt eine Greifkraft von 0,6 N bei einem Hub von 2,8 mm.

Neueren Datums ist ein MSM-Greifer [5], der auf einem antagonistischen Konzept basiert: Zwei MSM-Elemente wirken einander entgegengesetzt, um den Greifer zu öffnen und zu schließen. Beide MSM-Greifer haben bezogen auf Größe, Gewicht und Verkabelung keine entscheidenden Vorteile gegenüber konventionellen Greifern. Dies liegt in erster Linie an den in die Greifer integrierten voluminösen elektrischen Spulen zur Erzeugung des Magnetfelds.

Im industriellen Einsatz nehmen Greifer häufig ein Werkstück an einer fest vorgegebenen Position auf und setzen es an einer anderen fest vorgegebenen Position wieder ab. Vor diesem Hintergrund schlägt die vorliegende Arbeit eine Trennung von MSM-Element und Magnetfeld-Erzeugung vor [6]: Das MSM-Element ist im Greifer integriert, während das Magnetfeld durch ortsfeste Baugruppen an den Greif- bzw. Absetzpositionen des Werkstücks erzeugt wird („stationäre Aktuierung“, s. Bild 1).

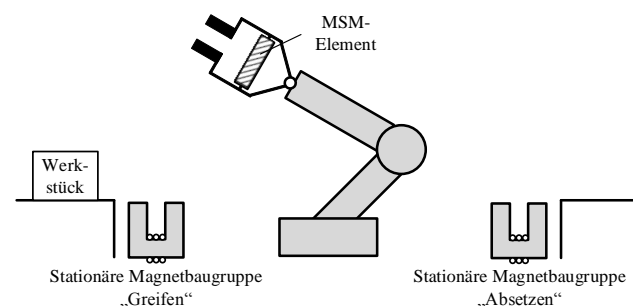


Bild 1 Trennung von MSM-Element (im Greifer) und Magnetfeld-Erzeugung („stationäre Aktuierung“)

Die funktionale Trennung zwischen bewegtem MSM-Element und stationären Magnetfeld-erzeugenden Baugruppen führt zu sehr kompakten und leichten Greifern. Diese benötigen keine bewegte Verkabelung; sie sind einfach und robust.

Die räumliche Trennung der Positionen für das Öffnen und Schließen des Greifers ermöglicht eine flexible Gestaltung der ortsfesten Magnetbaugruppen bis hin zur Nutzung von Permanentmagneten. Die magnetische Feldstärke wird über den Abstand zwischen Permanentmagnet und MSM-Element gesteuert: Nähert sich der Greifer der stationären Magnetanordnung, so führt er die vorgesehene Bewegung (Greifen bzw. Loslassen des Werkstücks) aus – die magnetische Formgedächtnislegierung wird als „intelligentes Material“ genutzt. Seltene-Erden-Permanentmagnete besitzen eine hohe Energiedichte; dies ermöglicht räumlich sehr kompakte stationäre Baugruppen. Weiterhin kann auf eine Ansteuerung vollständig verzichtet werden, was Aufwand und Kosten reduziert.

Das folgende Kapitel 2 stellt zunächst grundsätzliche Konzeptüberlegungen zu MSM-Greifern an. Kapitel 3 untersucht experimentell, ob ein MSM-Element für die Betätigung eines Greifers ausreichende Kräfte entwickelt, wenn es mittels Permanentmagnet-Baugruppen magnetisch gedehnt und gestaucht wird. Kapitel 4 geht dann auf den realisierten Demonstrator für einen MSM-Greifer ein. In Kapitel 5 wird schließlich das Konzept für einen elektromagnetisch aktuierten MSM-Greifer für höhere Greifkräfte vorgestellt.

2 Greiferkonzepte

Dieses Kapitel untersucht verschiedene Anordnungen von MSM-Elementen in einem Greifer. Anschließend werden stationäre Magnetbaugruppen mit Permanent- bzw. Elektromagneten analysiert. Das Kapitel schließt mit der Darstellung sinnvoller Kombinationen.

2.1 Anordnung der MSM-Elemente

Wird ein MSM-Element einem Magnetfeld ausgesetzt, das senkrecht zur seiner Achse gerichtet ist, so dehnt es sich in Achsrichtung aus, während es in Magnetfeldrichtung volumenerhaltend kontrahiert. Für die Realisierung von Aktoren wurde bislang überwiegend die Dehnung des Materials in Achsrichtung genutzt. In der typischen Aktor-Konfiguration dehnt sich das MSM-Element gegen eine mechanische Feder, die die Rückstellbewegung übernimmt („Push“-Aktor, s. Bild 2a). Ebenfalls gebräuchlich ist eine antagonistische Anordnung, bei der sich zwei MSM-Elemente wechselweise dehnen („Push-Push“-Aktor [7], s. Bild 2b). Ein dritter Ansatz nutzt gleichzeitig die magnetfeld-induzierte Dehnung und Stauchung eines MSM-Elements („Push-Pull“-Aktor [8], s. Bild 2c).

Ein MSM-Greifer mit stationärer Aktuierung erhält seine Greifkraft zwischen Greif- und Absetzposition aufgrund der inneren Reibung im MSM-Element ohne externe Energiezufuhr aufrecht. Der in Bild 2a dargestellte „Push“-Aktor mit Rückstellfeder kann das nicht gewährleisten.

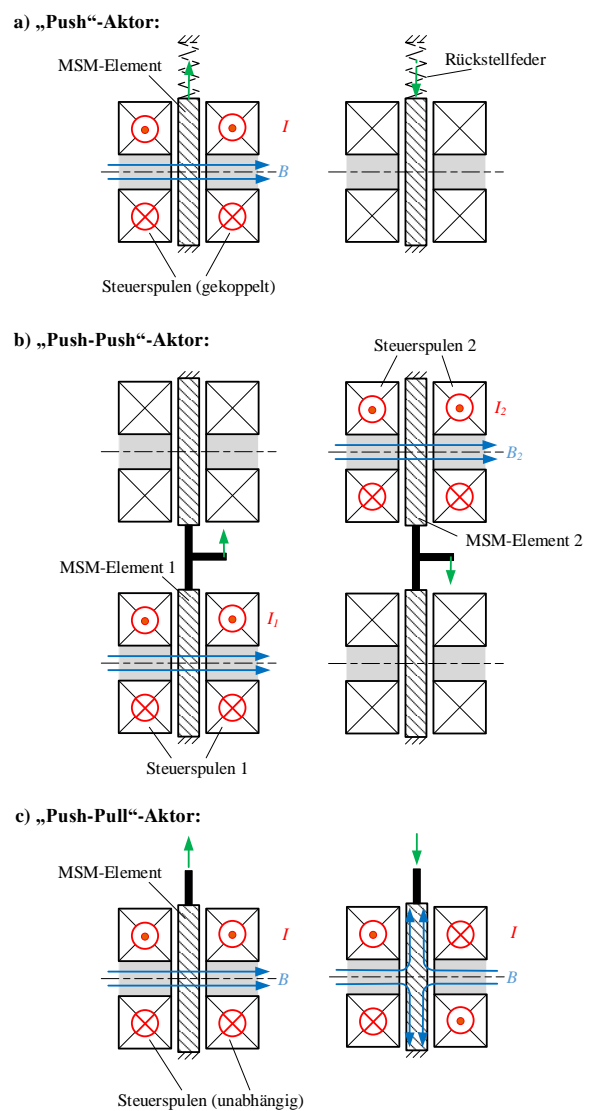
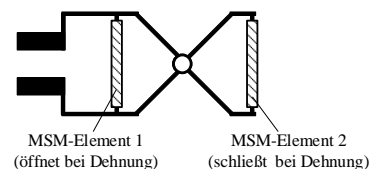


Bild 2 Bauformen von MSM-Aktoren

Analog zu Bild 2b kann ein MSM-Greifer aber zwei antagonistisch angeordnete MSM-Elemente enthalten, die sich beim Öffnen und Schließen wechselweise dehnen („Push-Push“-Greifer, s. Bild 3a). Alternativ kann ein einzelnes MSM-Element wechselweise magnetisch gedehnt und gestaucht werden („Push-Pull“-Greifer, s. Bild 3b).

a) „Push-Push“-Greifer:



b) „Push-Pull“-Greifer:

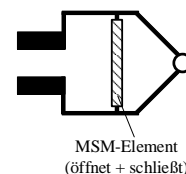


Bild 3 Anordnungen der MSM-Elemente im Greifer

2.2 Stationäre Magnetbaugruppen mit Permanentmagneten

Neben der Anordnung der MSM-Elemente ist auch die Auslegung der stationären Magnetbaugruppen entscheidend für die Greiferfunktion. Konkret stellt sich die Frage, ob ausreichend hohe magnetische Flussdichten von $>0,6$ T mit Hilfe von Permanentmagneten aus seltenen Erden (z.B. NdFeB) realisiert werden können. Speziell die Erzeugung des „stauchenden“ Magnetfeldes parallel zur Achse des MSM-Elements stellt dabei eine Herausforderung dar.

Zur Beantwortung dieser Fragen wurden verschiedene Permanentmagnet-Anordnungen mit 2D-Magnetfeld-Simulationen untersucht. Senkrecht zur Achse des MSM-Elements ausgerichtete Magnetfelder lassen sich über gleichsinnig ausgerichtete Permanentmagneten realisieren. Die Magnetfeld-Simulation von zwei gleichsinnig angeordneten NdFeB-Magneten (jeweils 25×5 mm² in einem Abstand von 3,3 mm) ergibt eine gleichmäßige Flussdichte von mehr als 0,9 T über die gesamte Länge des MSM-Elements (s. Bild 4).

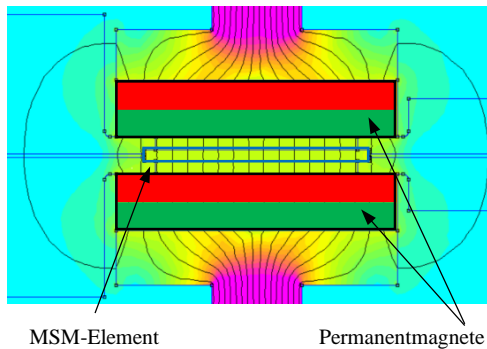


Bild 4 Feldverlauf bei gleichsinnigen NdFeB-Magneten

Schwieriger ist die Erzeugung von parallel zur Achse des MSM-Elements gerichteten Magnetfeldern. Eine gegensinnige Anordnung von Permanentmagneten analog zu Bild 2c ergibt in der Simulation nur in den Randbereichen des MSM-Elements ausreichend hohe magnetische Flussdichten (s. Bild 5).

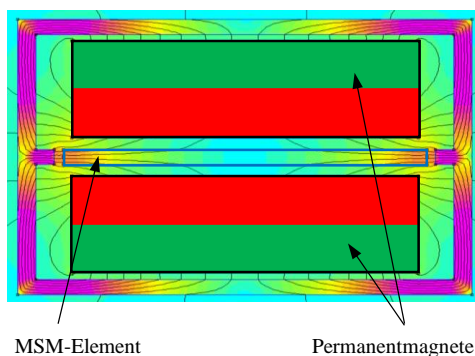


Bild 5 Feldverlauf bei gegensinnigen NdFeB-Magneten

Eine gleichmäßigere Verteilung der Flussdichte erhält man bei einer Anordnung der Permanentmagneten parallel zur Achse des MSM-Elements. Aufgrund des langen Luftspalts ergab die Simulation hier allerdings nur Flussdichten

von $<0,5$ T. Lenkt man den magnetischen Fluss an den Enden der Permanentmagnete aber mit einer Halbch-Anordnung zum MSM-Element hin um, dann lassen sich Flussdichten von 0,75 T und mehr realisieren (vgl. Bild 6). Auch hier haben die Permanentmagnete sehr kompakte Querschnitte (jeweils 21×5 mm² in einem Abstand von 5 mm).

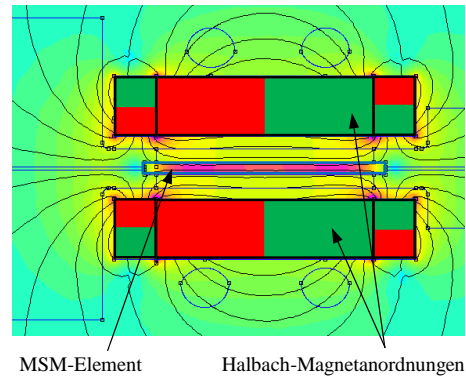


Bild 6 Feldverlauf bei symmetrischer Halbch-Anordnung

Die dargestellten Simulationsergebnisse zeigen, dass sich mit NdFeB-Magneten ausreichend starke Magnetfelder nicht nur für eine Dehnung, sondern auch für eine Stauchung der MSM-Elemente in einem Greifer realisieren lassen. Für die Stauchung eines MSM-Elements erscheint die spiegelsymmetrische Halbch-Anordnung der Magnete gut geeignet. Die betrachteten Magnetbaugruppen sind mit einem Footprint von max. 25×15 mm² sehr kompakt.

2.3 Stationäre Magnetbaugruppen mit Elektromagneten

Stationäre Baugruppen mit Elektromagneten bauen größer als solche mit Permanentmagneten. Der Einsatz von Elektromagneten hat aber den Vorteil, dass sich der Zeitpunkt der Greiferbetätigung von der räumlichen Position des Greifers entkoppeln lässt. Zudem lassen sich ggf. störende Reluktanzkräfte auf den Greifer minimieren.

Parameterstudien zeigten, dass sich mit üblichen Magnetspulen (1122 Windungen, 2,8 A Spulenstrom) in einem Luftspaltquerschnitt von 5×5 mm² magnetische Flussdichten von 1 T und mehr erzeugen lassen. Der Bauraum einer solchen stationären Baugruppe wurde mit ca. $45 \times 60 \times 70$ mm³ abgeschätzt. Bei der Optimierung der Flussdichte hilft eine Anchrägung der Pole (s. Bild 7).

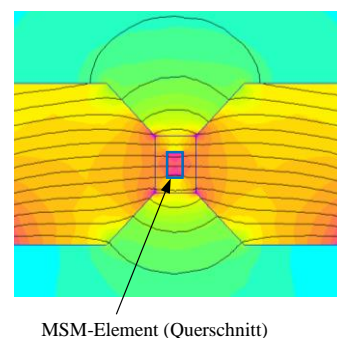


Bild 7 Feldverlauf bei Elektromagnet mit angeschrägten Polen

Schwieriger ist allerdings wiederum die Realisierung von Magnetfeldern, die parallel zur Achse des MSM-Elements orientiert sind. Es ist z.B. konstruktiv kaum möglich, das MSM-Element in der Mitte einer stromdurchflossenen Spule anzuordnen, da sich der Greifer – typischerweise montiert an einem Roboterarm o.ä. – ungehindert aus der Magnetbaugruppe herausbewegen können muss. Bei gegensinnigen Magnetfeldern führt der Feldverlauf zu ungleichmäßig verteilten Flussdichten; Stauchung und Stellkraft des MSM-Elements bleiben gering (vgl. Bild 5). Die elektromagnetische Erzeugung von parallel zur Achse des MSM gerichteten Magnetfeldern wurde daher in dieser Studie nicht weiter verfolgt.

2.4 Konzepte für Greifersysteme

Das antagonistische Prinzip basiert auf einem wechselseitigen Dehnen von MSM-Elementen. Es erfordert nur senkrecht zur Achse der MSM-Elemente gerichtete Magnetfelder. Diese können mit Elektromagneten einfach realisiert werden. Entsprechend bietet es sich an, die elektromagnetische Aktuierung mit einer „Push-Push“-Anordnung von MSM-Elementen (vgl. Bild 3a) zu kombinieren.

Mit Hilfe von stationären Permanentmagnet-Baugruppen ist es dagegen möglich, ein MSM-Element wechselweise magnetisch zu dehnen und zu stauchen. Hier erscheint auch eine „Push-Pull“-Anordnung der MSM-Elemente (vgl. Bild 3b) sinnvoll.

Die Kapitel 3 und 4 dieser Veröffentlichung betrachten die Realisierung eines „Push-Pull“-Greifers in Kombination mit ortsfesten Permanentmagnet-Baugruppen. Kapitel 5 stellt dann einen „Push-Push“-Greifer vor, bei dem das Magnetfeld über stationäre Elektromagnet-Baugruppen erzeugt wird.

3 Experimentelle Untersuchungen

Im folgenden Schritt wurde in einem Teststand experimentell untersucht, welche Kräfte ein MSM-Element beim Dehnen und Stauchen durch Permanentmagnet-Baugruppen entwickelt. Speziell zum magnetischen Stauchen von MSM-Elementen lagen bislang nur wenig experimentelle Ergebnisse vor.

Für die Experimente wurde ein MSM-Element mit einer Größe von $1 \times 2,5 \times 20 \text{ mm}^3$ der Fa. Adaptamat Oy herangezogen. Die Magnetbaugruppe für das Dehnen wurde mit gleichsinnig angeordneten NdFeB-Magneten realisiert (beidseits $25 \times 5 \times 5 \text{ mm}^3$, vgl. Bild 4). Die Baugruppe für das Stauchen basierte auf einer symmetrischen Halbach-Anordnung (Magnetvolumina von je $25 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$, vgl. Bild 6). Die mittleren Flussdichten im MSM-Element wurden für die Dehnungs-Magnete mittels 3D-Magnetfeld-Simulationen zu ca. 0,65 T abgeschätzt. Für die Stauchungs-Magnete ergab die Berechnung mittlere Flussdichten zwischen 0,4 T (MSM-Element gedehnt, $\mu_r=2$) und $>1 \text{ T}$ (MSM-Element gestaucht, $\mu_r>10$). Bild 8 zeigt Aufnahmen von Versuchsstand und Halbach-Magnetbaugruppe.

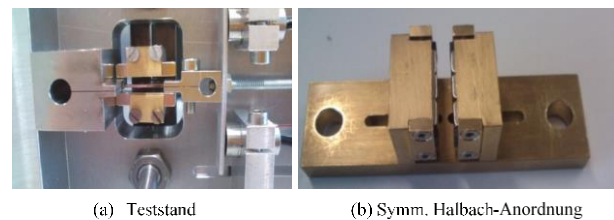


Bild 8 Testaufbau für die Messung von Stell- und Haltekraften

In den Versuchen wurde die generierte Kraft in Abhängigkeit von der Auslenkung des MSM-Elements aufgezeichnet. Zunächst wurde die gleichsinnige Magnetanordnung zur Erzeugung von Dehnungen getestet: Das MSM-Element konnte sich unter der Wirkung des Magnetfelds bis zu einem mechanischen Anschlag dehnen; dort wurde jeweils die generierte Stellkraft gemessen. Anschließend kam die symmetrische Halbach-Anordnung zum Einsatz: Das MSM-Element kontrahierte unter der Wirkung des Magnetfelds bis zu dem an verschiedenen Position fixierten Anschlag, an dem wiederum die ausgeübte Stellkraft gemessen wurde. Bild 9 zeigt die vom MSM-Element generierte Stellkraft für Dehnung bzw. Stauchung (jeweils drei Messreihen).

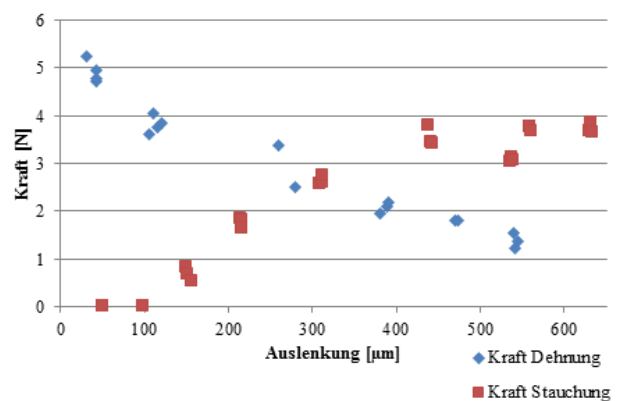


Bild 9 Generierte Stellkraft für Dehnung und Stauchung

Bei der Dehnung betrug die maximale Druckkraft ca. 5 N, sie nahm näherungsweise linear mit der Auslenkung ab. Die gemessenen Werte passen sehr gut zu Messungen, die zuvor mit demselben MSM-Element in einem Aktor bei einer Flussdichte von 0,6 T gemacht worden waren.

Bei der Stauchung erzeugte das MSM-Element eine Zugkraft von maximal ca. 4 N, also etwas weniger als bei der Dehnung. Interessanterweise hängt die erzeugte Kraft über weite Bereiche weniger stark von der Auslenkung ab – bei einem MSM-Greifer ein durchaus wünschenswerter Effekt. Eine mögliche Erklärung für die geringere Abhängigkeit der generierten Kraft von der Auslenkung ist, dass die magnetische Flussdichte im MSM-Element aufgrund der steigenden Permeabilität des MSM-Materials mit der Kontraktion zunimmt. Der hieraus resultierende Kraftanstieg wirkt der Abhängigkeit der Kraft von der Auslenkung entgegen und kompensiert diese teilweise. Zur Klärung dieses Effekts sind aber weitere Analysen erforderlich.

Die Versuchsreihe weist nach, dass ein einzelnes MSM-Element ausreichende Kräfte für das Öffnen und Schließen eines Miniatur-Greifers erzeugen kann. Insbesondere liegt die generierte Stellkraft bei der Stauchung in derselben Größenordnung wie die Kraft bei einer Dehnung, und der Verlauf der Kraft über die Auslenkung ist eher günstiger. Bei dem im folgenden Kapitel beschriebenen Demonstrator wurde die magnetische Stauchung des MSM-Elements für den eigentlichen Greifvorgang genutzt.

4 Greifer-Demonstrator

Bei einem MSM-Greifer sollte das MSM-Element eine gute Balance zwischen magnetisch generierbarer Stellkraft und Haltekraft ohne Magnetfeld aufweisen. Im Demonstrator wurde ein MSM-Element mit den Abmessungen $2 \times 3 \times 15 \text{ mm}^3$ (d.h. ca. der doppelten Querschnittsfläche des Elements in Kap. 3) der Fa. ETO MAGNETIC GmbH verwendet. Entsprechend lag die Haltekraft mit ca. 3 N bei ca. dem doppelten Wert (Twinning Stress bei beiden Elementen ca. 0,5 MPa). Die Magnetbaugruppen wurden analog zu Kap. 3 realisiert. Bei der Magnetanordnung für das Dehnen des MSM-Elements (d.h. das Öffnen des Greifers) konnte auf einen der beiden Permanentmagnete verzichtet werden, da die Kraft des MSM-Elements für das Öffnen des Greifers mehr als ausreichend war.

Im Demonstrator wird der Bewegungsfreiheitsgrad des Greifers über ein Festkörpergelenk („Biegebalken“) realisiert. Die Auslenkung des MSM-Elements wird durch die Hebelverhältnisse im Greifer verdoppelt, seine Kraft hingegen halbiert. Der Greifer wurde exemplarisch für das Greifen von zylinderförmigen Objekten mit 15 mm Durchmesser ausgelegt (s. Bild 10).

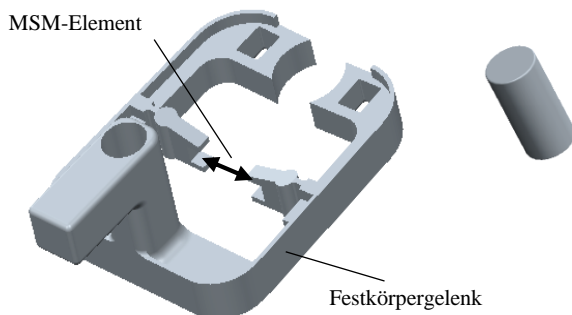


Bild 10 Geometrie von Greifer und Werkstück

Die Greifermechanik wurde mit einem 3D-Druckverfahren aus Kunststoff gefertigt. Der Greifer ist drehbar gelagert und kann manuell zwischen der Greif- und der Absetzposition des Werkstücks geschwenkt werden (s. Bild 11).

Der 9 g schwere Demonstrator greift zuverlässig Objekte, die 30 g wiegen. Der Reibkontakt zwischen Greifer und Werkstück wurde dabei nicht optimiert. Bei einer Optimierung der Steifigkeit und ggf. einer zusätzlichen mechanischen Federvorspannung des MSM-Elements sollte sich die Tragkraft des Greifers weiter erhöhen lassen.

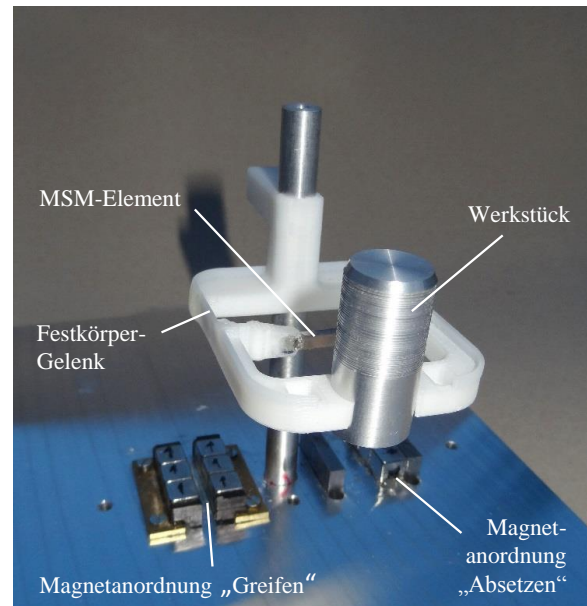


Bild 11 Demonstrator für MSM-Greifer

5 Elektromagnetisch aktiver MSM-Greifer

Mit dem Demonstrator konnte gezeigt werden, dass ein Miniatur-MSM-Greifer kleine Werkstücke greifen und halten kann. Das Schalten des Greifers erfolgt dabei über stationäre Permanentmagnet-Baugruppen.

Das Manipulieren von größeren Werkstücken erfordert größere Greiferkräfte, die ohne externe Energiezufuhr aufrechterhalten werden. Die Greiferkraft wird aber durch die Haltekraft der MSM-Elemente bestimmt. Die Haltekraft kann erhöht werden, indem MSM-Elemente mit größeren Querschnitten und höherem Twinning Stress gewählt werden. Diese Elemente erfordern aber stärkere Magnetfelder, die wiederum über stationäre Elektromagnete generiert werden können. Bild 12 zeigt die konstruktive Ausführung eines elektromagnetisch aktuierten MSM-Greifersystems für größere Werkstücke, der auf einer antagonistischen („Push-Push“) Anordnung von MSM-Elementen (analog zu Bild 3a) beruht. Die antagonistischen MSM-Elemente sind im Greifer in einer deformierbaren Kniehebelstruktur angeordnet.

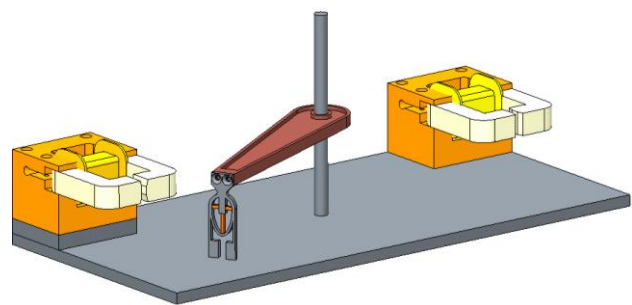


Bild 12 MSM-Greifer mit elektromagnetischer Aktuierung

6 Zusammenfassung

Stationär aktuierte MSM-Greifer können über elektro- oder permanentmagnetische Baugruppen an den Greif- und Absetzpositionen des Werkstücks geöffnet bzw. geschlossen werden. Die Aktuierung mit Seltene-Erden-Permanentmagneten ist einfach und kompakt; sie bietet sich insbesondere bei sehr kleinen Werkstücken an. Die elektromagnetische Aktuierung kann größere Greif- und Haltekräfte generieren. Ihr Hauptvorteil besteht darin, dass der Zeitpunkt der Betätigung des Greifers unabhängig von der räumlichen Position ist. Für eine elektromagnetische Aktuierung erscheinen antagonistische „Push-Push“-Greifer mit zwei MSM-Elementen am besten geeignet. Permanentmagnetisch aktuierte Greifer können hingegen auch nach dem „Push-Pull“-Prinzip mit einem einzelnen MSM-Element arbeiten.

Existierende MSM-Aktoren arbeiten überwiegend über die Dehnung der MSM-Elemente. In dieser Studie wurde speziell auch das magnetische Stauchen von MSM-Elementen untersucht. Für das permanentmagnetische Stauchen wird ein symmetrisches Halbach-Array vorgeschlagen. Simulationen zeigen, dass sich hiermit magnetische Flussdichten von >1 T erreichen lassen. Im Experiment waren die Kräfte beim Stauchen etwas niedriger als beim Dehnen (ca. 4 N ggü. 5 N bei einem MSM-Element von $1 \times 2,5 \times 20$ mm³).

Basierend auf den vorangehenden Untersuchungen wurde ein Demonstrator für einen MSM-Greifer aufgebaut. Der Greifer wurde mit einem 3D-Druckverfahren in Kunststoff hergestellt. Der 9 g schwere Greifer greift zuverlässig Objekte, die mehr als das Dreifache seines Eigengewichts wiegen. Es wird erwartet, dass ein in Bezug auf Steifigkeit und Haltekraft optimierter Greifer noch schwerere Objekte manipulieren kann.

Das Konzept für einen MSM-Greifer für schwerere Werkstücke beruht auf antagonistisch angeordneten MSM-Elementen in einer deformierbaren Kniehebel-Kinematik; das Schalten des Greifers erfolgt über stationäre Elektromagnet-Baugruppen. Es ist geplant, den Prototyp eines solchen MSM-Greifers auf der Hannover Messe 2015 vorzustellen.

7 Literatur

- [1] Janocha, H.: *Unkonventionelle Aktoren*. München: Oldenbourg Verlag, 2013.
- [2] Suorsa, I.; Pagounis, E.; Ullakko, K.: *Magnetic shape memory actuator performance*. J. Magn. Mater. (2004), S. 2029-2030.
- [3] Guldbakke, J.-M.; Rolfs, K.; Mecklenburg, A.; Raatz, A.; Hesselbach, J.; Schneider, R.: *A miniaturized gripper driven by magnetic shape memory alloy single actuator*. In: Actuator 2008. 9.-11. Juni 2008, Bremen. S. 880-882.
- [4] https://www.tu-braunschweig.de/iwf/fup/mf/forschung/mechatronik_adaptronik-und-smart-materials/mfgl-aktoren/index.html
- [5] Laufenberg, M.: *Advanced magnetic shape memory technology based on MAGNETOSHAPE® materials*. In: Exhibition Forum of Actuator 2014, 23.-25. Juni 2014, Bremen.
- [6] Patentanmeldung DE 10 2014 110 954.6 der ETO MAGNETIC GmbH (unveröffentlicht)
- [7] Gauthier, J.; Hubert, A.; Abadie, J.; Lexellent, C.; Chaillet, N.: *Multistable actuator based on magnetic shape memory alloys*. In: Actuator 2006. 14.-16. Juni 2006, Bremen. S. 787-790.
- [8] Holz, B.; Riccardi, L.; Janocha, H.; Naso, D.: *MSM Actuators: Design Rules and Control Strategies*. Advanced Engineering Materials (2012), 14-8, S. 668-681.

Hexapod mit Direktantrieben für hochdynamische 6 DoF-Anwendungen

Direct Driven Hexapod for high dynamic 6 DoF - applications

Dr. Thomas Haase, Dr. Christian Rudolf, Siegmund Klein, Stephanie Huber, Dr. Rainer Gloess, Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG, 76228 Karlsruhe, t.haase@pi.ws

Kurzfassung

Die Fa. Physik Instrumente PI ist einer der führenden Hersteller 6-achsiger Hexapoden im Bereich der Mikro- und Nanopositionierung. Solche parallelkinematischen Verstärker kommen in vielfältigen Bereichen, beispielsweise in der Medizintechnik, in automatisierten Prüfständen oder auch in Weltraumteleskopen zum Einsatz. Dabei besitzen klassisch angetriebene Hexapoden bekannte Einschränkungen in Bezug auf ihre Positioniergenauigkeit und Dynamik. Dieser Beitrag befasst sich mit der technologischen Auslegung und Umsetzung eines neuen, direktgetriebenen Hexapoden für dynamische Anwendungen in 6 Freiheitsgraden, **Bild 1**. Es wird auf das prinzipielle mechatronische Design, die Vor- und Nachteile von Direktantrieben in Hexapoden, die passive Leichtbaustruktur mit carbonfaserverstärktem Kunststoff (CFK), die thermische Auslegung mittels Heatpipes und auch auf Herausforderungen in der regelungstechnischen Inbetriebnahme für hochdynamische Anwendungen näher eingegangen. Ergänzend wird auf die spielfreie mechanische Umsetzung Bezug genommen, die eine deutlich verbesserte Positioniergenauigkeit dieser Hexapoden ermöglicht.

Abstract

Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG is a leading manufacturer of many different kinds of hexapod systems for positioning applications requiring micron and sub-micron precision, e.g. handling systems in electronics manufacturing, fiber alignment systems, machining tools, inspection systems, medical and astronomical applications. Increasing requirements regarding precision and speed are currently limited by standard mechanical components such as gears, roller bearings, spindle drives as well as by influences of friction, backlash, and lubrication. To overcome these restrictions PI has been developing a new hexapod H-860KMAG for dynamic 6-DoF applications which combines voice coil driven actuators free of backlash and friction with a completely flexural bearing and joint design (see **Figure 1**). In addition, the moving structure has been light-weighted by the use of carbon fiber reinforced materials to increase the system dynamics. In this contribution a detailed view into the actuator and flexural design as well as the thermal management of the system using heat pipes in combination with heat sinks will be given.

1 Einleitung

Die Fa. Physik Instrumente GmbH & Co.KG entwickelt unter anderem unterschiedlichste Hexapoden verschiedenster Baugrößen für eine Vielzahl von Anwendungen in den Bereichen Forschung, Entwicklung, Industrie und Automation [1, 3]. Die Baureihen reichen dabei von kleinen, miniaturisierten Modellen bis hin zu Schwerlasthexapoden [2]. Mit dem Hexapod H-811 ist es PI gelungen, einen kleinen, schnellen und dynamischen Hexapoden für z.B. Prüfeinrichtungen in der Bildstabilisierung oder auch zur Kalibrierung und Vermessung mechatronischer Komponenten und Sensoren in 6 Freiheitsgraden zu entwickeln. Zunehmend steigt jedoch die Anzahl derjenigen Anwendungen, bei denen eine weit höhere Dynamik gefordert wird, die mit den bisherigen, klassischen Hexapod-Antriebskonzepten nicht erreicht bzw. umgesetzt werden kann. In **Bild 2** sind dynamische Messergebnisse einer 5 Hz - Schwingung mit einem H-811K014 Hexapod dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass derart hohe Bewegungsfrequenzen in Kombination mit großen Amplituden mit traditionellen Kugelumlau-Spindel-Antrieben nur sehr eingeschränkt bis gar nicht abgebildet werden können. Diese beispielhafte 5Hz-Grundfrequenz kann zwar mit einer

FFT nachgewiesen werden, für den operativen Einsatz in der Automation, Kalibrierung oder Vermessung ist die Bewegung jedoch nicht rauschfrei genug.

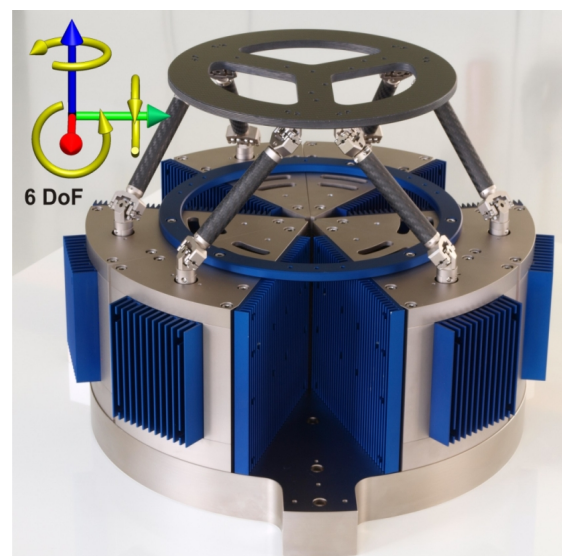


Bild 1 6 DoF - Hexapod H-860KMAG mit Direktantrieben für dynamische Shaker-Anwendungen in sechs Freiheitsgraden

Die Ursachen hierfür liegen vor allem im Umkehrspiel der Aktorik, mechanischer Reibung und der eingeschränkten maximalen Geschwindigkeit v_{max} von derzeit $v_{max} \leq 25 \frac{mm}{s}$. Gleichzeitig wird neben diesen dynamischen Bewegungen in allen sechs Freiheitsgraden auch eine Positionierung der Trägerplatte / der Kundenschnittstelle im Bereich weniger Nanometer gefordert.

Aktuell können diese Anforderungen (Dynamik und Positioniergenauigkeit) mechanisch durch Getriebe, Spindel, Lagerreibung und Gelenke nicht erreicht werden. Die mögliche Leistungsfähigkeit dieser Hexapoden ist mit Blick auf diese beiden Kenngrößen begrenzt.

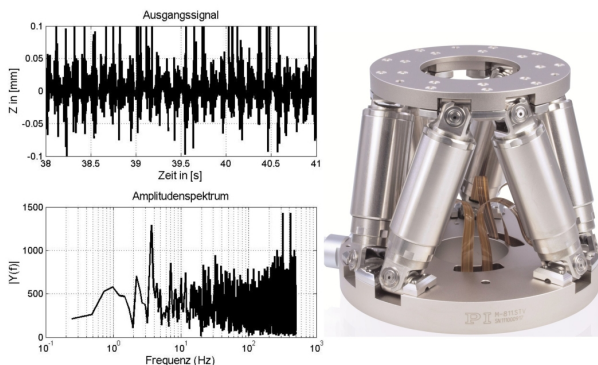


Bild 2 Dynamikmessungen ($f = 5Hz$, $Amplitude A_z = 0.5mm$) am Hexapod H-811.S11 mit Kugelgewindespindel-Antrieb: $v_{max} \leq 25 \frac{mm}{s}$, $a_{max} \leq 0.2g$

Aufgrund dieser Einschränkungen wurde ein neuartiges, gesamtmechatronisches Konzept für einen Hexapod entworfen, mit dem die derzeitigen angesprochenen Limitierungen in den Bereichen Dynamik und Auflösung behoben werden, siehe **Bild 1**. Dieser Hexapod H-860KMAG kombiniert dabei spiel-, und reibungsfreie Direktantriebe mit festkörpergelenk-geführten, passiven Beinen zur Trägerplatte [4].

2 Aufbau und Funktionsweise

Der generelle Aufbau des H-860KMAG ist in den **Abbildungen 1** und **3** dargestellt. Der H-860KMAG besteht aus sechs rein passiven, festkörpergelenk-geführten und leichtgewichtig konstruierten CFK-Beinen, deren oberer Fußpunkt mit der bewegten Plattform für Kundenanwendungen (gelb dargestellt) verbunden ist. Die einzelnen unteren Fußpunkte (rot dargestellt) sind mit je einem elektromagnetischen Direktantrieb verbunden, der über einen definierten Hub angehoben und abgesenkt werden kann. Die Direktantriebe sind dabei als Voice-Coil-Antriebe (VCA) ausgeführt. Jeder der sechs VCA erzeugt einen Hub von bis zu $\pm 8.5mm$ mit einer Sensorauflösung von (aktuell) $\Delta z = 20nm$. Diese Auflösung Δz der VCA kann bis auf $\Delta z \leq 1nm$ vergrößert werden. Dabei ist ein geeigneter, anwendungsspezifischer Kompromiss zwischen der gewünschten Maximalgeschwindigkeit v_{max} und der notwendigen Auflösung Δz , verknüpft über die maximale Sensor-Eingangsfrequenz f_{max} des angeschlossenen Hexapod Controllers gemäß dem Zusammenhang: $v_{max} = f_{max} \cdot \Delta z$, zu wählen. Am Beispiel des H-860KMAG mit dem He-

xapod Controller C-887K016 (Encoder Eingang: AB Differential TTL Signal, $f = 50MHz$) und einer Auflösung von $\Delta z = 20nm$ können theoretisch maximale Geschwindigkeiten v_{max} von bis zu $v_{max} = 1 \frac{m}{s}$ verlustfrei gemessen werden. Die als Moving Magnet ausgeführten Direktantriebe werden in Abschnitt 2.1 näher erläutert. Zur Kühlung der Voice Coil Aktoren, die bei Maximalauslastung jeweils eine Verlustleistung von bis zu $P = 20W$ erzeugen, sind pro Antrieb jeweils 2 Kühlkörper integriert, die teilweise über interne Heatpipes mit den Aktorspulen verbunden sind. Auf die Kühlung wird gesondert in Abschnitt 2.2 eingegangen. Die notwendigen Freiheitsgrade in den passiven CFK-Beinen sowie die Führungen in den Voice Coil Aktoren, die als Festkörpergelenke ausgeführt sind, werden in Abschnitt 2.3 beschrieben.

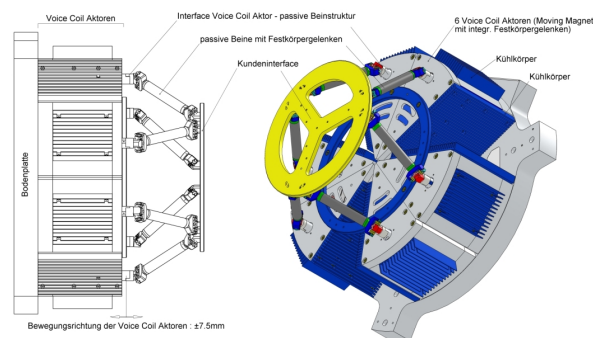


Bild 3 H-860KMAG mit integrierten Direktantrieben und einer passiven, leichtgewichtigen Gelenkstruktur

2.1 Voice Coil Aktorik

Als Grundlage für die Auslegung der Voice Coil Aktoren wurden nachfolgende, dynamische Anforderungen definiert:

- Sinus, $f = 5Hz$; $Ampl. A_z = \pm 7.5mm$
- Sinus, $f = 30Hz$; $Ampl. A_z = \pm 1.0mm$
- Belastbarkeit $m_{k,max} \leq 1kg$.

Um die zu bewegenden Massen im Hexapod selbst so gering wie möglich zu halten, wurde die passive Beinstruktur sowie das Kundeninterface aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff aufgebaut. Ergänzend hat sich bei der Auslegung und Optimierung der Voice Coil Antriebe gezeigt, dass die Auslegung der Aktoren als Moving Magnet Direktantriebe:

- die geringste bewegte Eigenmasse und damit verbunden eine minimierte Verlustleistung bei stehenden, positionsgeregelten Antrieben mit sich bringt.
- den Wärmeeintrag auf Kundenseite minimiert und zusätzlich dabei eine optimale Wärmeabfuhr der in den Spulen entstehenden Verlustleistung über Kühlkörper ermöglicht.
- einen Verzicht auf mitbewegte Kabel ermöglicht und damit weitere, potentielle Fehlermöglichkeiten, ge-

rade mit Blick auf hohe Arbeitsfrequenzen, reduziert.

Bild 4 stellt die notwendige Aktorkraft für die definierten Schwingungen in Abhängigkeit der bewegten Eigenmasse des Voice Coils dar (die restlichen zu bewegenden Massen sind bekannt und bereits eingerechnet). Es zeigt sich, dass die 5Hz - Schwingung mit Amplituden von $\pm 7.5mm$ bei kleinen bewegten Massen die minimale Kraftauslegung der Aktoren bestimmt. Bei größeren bewegten Massen wird die Auslegung bestimmt durch die Schwingungen bei 30Hz ($\pm 1mm$). Aus gesamtmechanischer Sicht ist die Reduzierung der bewegten Massen aufgrund der aus der Trägerstruktur aufzubringenden Gegenkräfte systemunabhängig anzustreben.

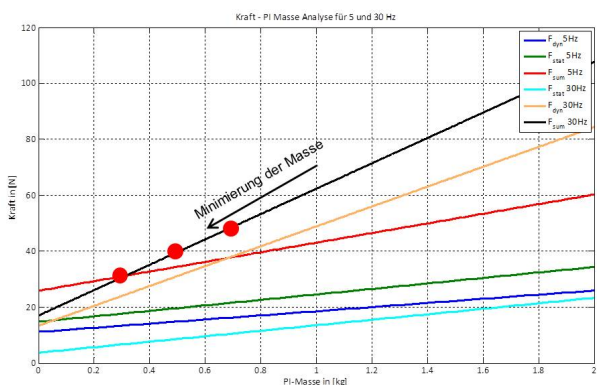


Bild 4 Kraftanforderung einzelner VCA in Abhängigkeit Ihrer Eigenmasse bei Frequenzen von 5Hz und 30Hz

Es hat sich gezeigt, dass die Auslegung der Voice-Coil-Aktoren als Moving-Magnet Aktoren mit zwei als Halbach-Array ausgeführten Magnetbaugruppen in nicht-zylindrischer Anordnung die definierten Kraftanforderungen mit einer optimalen Motorkonstante kombiniert, damit die entstehende Verlustleistung minimiert, optimal mit einer Betriebsspannung von $V = 24V$ arbeitet und dabei weniger als $m_{VC} \leq 300g$ bewegte Eigenmasse hat, siehe **Bild 6**. Magnete in Halbach-Array-Anordnung weisen ein stark einseitig ausgeprägtes Magnetfeld auf und ermöglichen damit den Aufbau leistungsfähiger und vor allem leichter, eisensloser Voice Coil Aktoren.

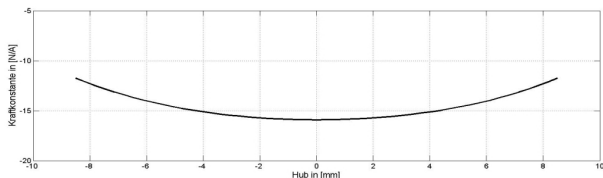


Bild 5 Positionsabhängigkeit der Kraftkonstante

Das verwendete Array im H-860KMAG besteht aus fünf um je 90° - magnetisch gedrehten, rechteckigen Magneten. Eine zusätzliche Reduzierung der am Rand des Arrays entstehenden, magnetischen Streufelder kann durch eine Ausführung mit 7 Magneten erreicht werden. Gemäß **Bild 6** bewegt sich die Magnetbaugruppe relativ zu den beiden stehenden, in Reihe geschalteten Spulen vertikal in einem Bereich von bis zu $\pm 8.5mm$. Die Magnete sind auf einer

nichtmagnetischen Trägerplattform montiert und erzeugen ihr Magnetfeld jeweils in Richtung der Spulen, siehe **Bild 6**. Das Magnetfeld durchsetzt dabei die Spulen und es können elektrisch Lorentzkräfte aufgebaut werden.

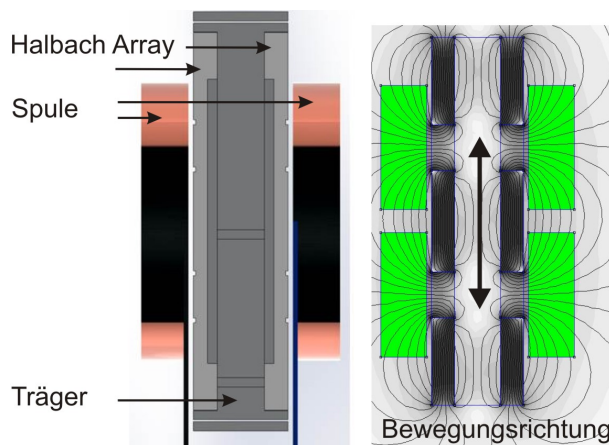


Bild 6 Kraftanforderung einzelner VCA in Abhängigkeit Ihrer Eigenmasse bei Frequenzen von $f = 5Hz$ und $f = 30Hz$

Durch die Bewegung der Magnete und damit des Magnetfeldes relativ zu den Spulen und deren Trägergehäuse, ändert sich der magnetische Fluss in den Spulen und die Kraftkonstante ist über den gesamten Hub nicht konstant. Sie schwächt sich im oberen und unteren Bewegungsbe- reich leicht ab.

Tabelle 1 Technische Daten VC Aktorik

| Aktor | Wert | Einheit |
|-----------------------------|-----------------|------------------|
| Typ | Moving Magnet | |
| Lagerung | Flexure Bearing | |
| Hub (OL) | ± 8.5 | [mm] |
| bewegte Masse | 0.3 | [kg] |
| Widerstand [20°C] | $2 \cdot 2.6$ | [Ω] |
| Zeitkonstante | 3.7 | [ms] |
| Gegeninduktivität | 16_{max} | [Vs/m] |
| Kraftkonstante | 16_{max} | [N/A] |
| Motorkonstante | 7 | [N/ \sqrt{W}] |
| $F_{cont.}(t_{on} = 100\%)$ | 32 | [N] |
| P_{therm} bei $F_{cont.}$ | 20 | [W] |
| $F_{max}(t_{on} = 10\%)$ | 48 | [N] |

Damit ergibt sich eine von der Position abhängige Kraftkonstante, die in **Bild 5** dargestellt und bei weiterer, regelungstechnischer Optimierung beachtet werden muss. Ebenfalls werden in dem hinter den Spulen liegenden Gehäuse geschwindigkeitsabhängige Wirbelstromkräfte erzeugt, die die Bewegung der Voice Coil Aktoren dämpfen, siehe Abschnitt 3.1. Die Kenngrößen der Antriebe sind in **Tabelle 1** aufgelistet.

2.2 Kühlung

Zur Kühlung der einzelnen Direktantriebe stehen jeweils 2 Kühlkörper zur Verfügung. Dabei ist je eine Spule mit einem Kühlkörper verbunden. Vier integrierte Sinter-Heatpipes ($D = 6mm; l = 165mm$) verbinden über zwei kupferne Koppellemente den seitlichen Kühlkörper mit

der inneren Spule, **Bild 7**. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass es im Inneren der Aktoren zu keinem Hitze- stau kommt. Verschiedene Heatpipe-Ausführungen (Groove, Mesh, Sinter) beschreiben in ihrem Namen zumeist die angebrachten Rückflusshilfen im Rohr zum Rücktransport des Kondensat. Sinter-Heatpipes haben an ihrer Rohrin- nenseite eine Art Kapillarstruktur, die das Kondensat äqui- valent zum Funktionsprinzip von Dränagen über Kapillar- kräfte und damit auch in horizontaler Einbaulage zum Ort der Verdampfung zurücktransportiert. Je Heatpipe mit einem Außendurchmesser von $D = 6\text{mm}$ kann unter optima- len Bedingungen eine Leistung von bis zu $P \approx 40\text{W}$ trans- portiert werden. Dabei liegt der Wärmewiderstand R_{th} bei etwa $R_{th} \approx 0.15 \dots 0.2 [\text{K}/\text{W}]$. Entscheidend für den Wärme- transport sind Biegeradien $D = 6\text{mm} \rightarrow r_{min} = 24\text{mm}$, Ein- bauverhältnisse, Einspeise- und Auskoppellelemente, Ein- baulage und auch Umgebungs- und Arbeitstemperaturen. Zu kleine Biegeradien führen zu Beschädigungen oder re- duzieren die Leistungsfähigkeit der Heatpipe wesentlich, da die Kapillarstruktur beschädigt werden kann. Für einen optimalen Wärmetransport und aufgrund eines notwendi- gerweise zu großen Biegewinkels aller Heatpipes wurde entschieden, insgesamt 4 Heatpipes für den Wärmetrans- port zu integrieren. **Bild 8** stellt den Verlauf der Tempe- raturmessungen an verschiedenen Positionen in einem Di- rektantrieb dar.

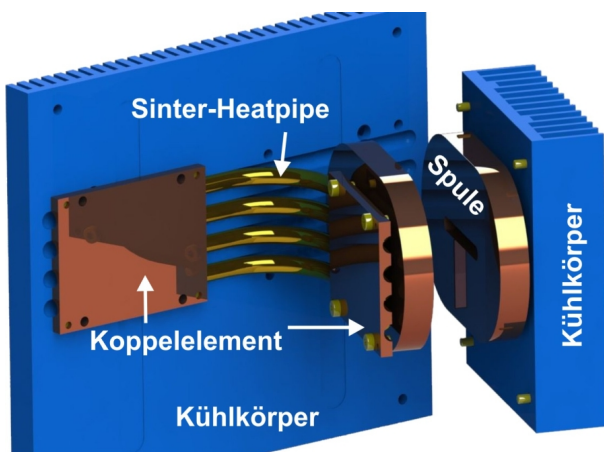


Bild 7 Integration von Sinter-Heatpipes zum Wärmeabtransport im H-860KMAG

Blau dargestellt ist der den Messungen zugrunde liegende Aktor-Strom I_a mit $I_a \approx 2\text{A}$ (10-fach vergrößert dargestellt). In grün und rot dargestellt sind die Temperaturen direkt an der vorderen Spule und ihrem zugehörigen vorderen Kühlkörper. Deutlich zu erkennen ist das Temperaturgefälle zwischen beiden, was auf die schlechte Wärmeleitfähigkeit des Aluminiums zwischen Spule und Kühlkörper zurückzuführen ist. Die innere Spule, die beiden kupfernen Ein- und Auskoppellelemente, die 4 Heatpipes und der seitliche Kühlkörper (türkis) zeigen ein nahezu identisches Temperaturverhalten und validieren damit die thermische Ankopplung des seitlichen Kühlkörpers an die Spule gemäß **Bild 7**. Beide Kühlkörper verfügen über einen thermischen Widerstand von jeweils $R_{th} \approx 1.8 \frac{\text{K}}{\text{W}}$. Entsprechend der berechneten Verlustleistung pro Spule von $P_{th,max} \approx$

10W gemäß:

$$P_{th} = I_a^2 \cdot R_{spule} = (2\text{A})^2 \cdot (2 \cdot 2.6\Omega) = 2 \cdot 10.4\text{W} \quad (1)$$

erwärmen sich die Kühlkörper über die Beziehung $\Delta T = R_{th} \cdot P_{th}$ um $\Delta T = 18\text{K}$. Dies konnte mit dem Dauerlauf gemäß **Bild 8** ebenfalls validiert werden.

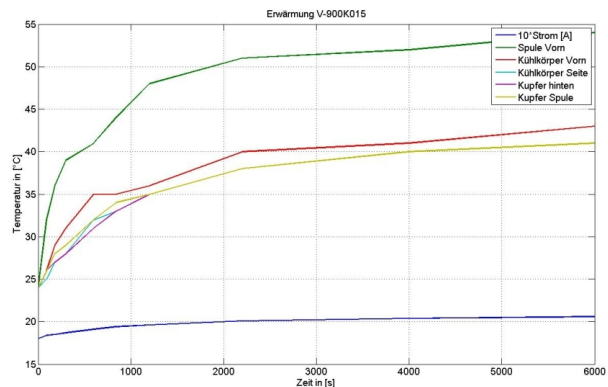


Bild 8 Temperaturkurven bei Maximalbelastung (Dauer: $t = 1\text{h}$, mittlerer Strom: $I = 2\text{A}$, Position: $z = +7.5\text{mm}$ (oberste Hexapodstellung Cosed Loop))

2.3 Führungen und Gelenke

Die passiven CFK-Beine sind mit Kreuzfedergelenken ausgestattet, die als Drehlager mit gekreuzten Blattfedern ausgeführt sind. Die obere und untere Anbindung sind dabei jeweils als Kardangelenke konstruiert, ein zusätzliches Kreuzfedergelenk in der Längsachse setzt den notwendigen Drehfreiheitsgrad um.

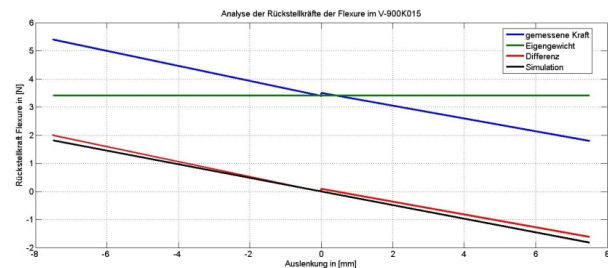


Bild 9 Gemessene Kräfte am Festkörpergelenk der Voice Coil Aktoren

Die Magnetbaugruppe im Voice-Coil-Aktor wird über ein einfaches Festkörpergelenk geführt. Kreuzfeder- und Festkörpergelenke arbeiten reibungs-, spiel-, wartungs- und geräuschfrei, benötigen keinerlei Schmierung und sind bei entsprechender Dimensionierung im dauerhaftesten Bereich unbegrenzt haltbar. Da sie als Federn im Gesamtsystem fungieren, wirkt gemäß ihrer Verformung eine Gegenkraft, die zusätzlich zur bewegten Masse vom Direktantrieb aufgebracht werden muss. Hier ist ein Kompromiss zwischen Systemsteifigkeit und der Antriebsdimensionierung zu treffen: je steifer die Gelenke desto größer sind die zusätzlich vom Direktantrieb aufzubringenden Kräfte. **Abbildung 9** stellt beispielhaft die Steifigkeit der Führung der Moving Magnet Baugruppe dar. Blau dargestellt ist die über den Strom gemessene Aktorkraft zum Halten eines einzelnen

Antriebes ohne externe Belastung. Bei bekanntem Eigengewicht kann die über den Hub konstante Gewichtskraft (grün) abgezogen und daraus die für die Verbiegung der Flexure notwendige Kraft ermittelt werden (rot).

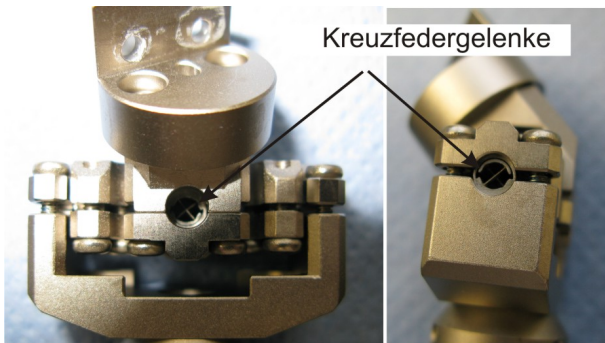


Bild 10 Kardangelenke der passiven CFK-Beine mit Kreuzfedergelenken

3 Ergebnisse

Das Ergebnis der Entwicklungsarbeiten ist ein parallelkinematischer Hexapod mit sechs direktangetriebenen Freiheitsgraden, speziell ausgelegt für dynamische 6DoF - Test- und Prüfstände. Die Treiber für die VC Aktoren sind in der Mechanik des Hexapoden untergebracht. Dadurch kann ein PI-Standard-Controller eingesetzt werden, der auch für die Kopplung mit traditionellen Motor getriebenen Hexapoden eingesetzt wird.

Tabelle 2 Spezifikationen des H-860KMAG

| H-860KMAG | Wert | Einheit |
|----------------------|---|----------------------------|
| Aktive Achsen | X, Y, Z, U_{rotX} , V_{rotY} , W_{rotZ} | |
| Travel Range X, Y, Z | ± 7.5 | [mm] |
| Tilting U, V, W | ± 4 | [°] |
| integrierte Sensorik | Linearencoder, relativ | |
| Geschwindigkeit | ≥ 250 | [mm/s] |
| Beschleunigung | 4 | [g] |
| Sensorauflösung | ≤ 50 | [nm] |
| Tragfähigkeit | 1.5 | [kg] |
| Frequenzen | 5Hz: | |
| | $\pm 3.5^\circ$ | Sin, Einzelachsen: U, V, W |
| | $\pm 5\text{mm}$ | Sin, Einzelachsen: X, Y |
| | $\pm 7.5\text{mm}$ | Sin, Einzelachsen: Z |
| Frequenzen | 15Hz: | |
| | $\pm 0.5\text{mm}$ | Sin, Einzelachsen: X, Y |
| Frequenzen | 20Hz: | |
| | $\pm 0.125^\circ$ | Sin, Einzelachsen: U, V, W |
| | $\pm 1\text{mm}$ | Sin, Einzelachsen: Z |

Die Mechanik arbeitet reibungsfrei und die Festkörpergelenke sind dauerhaft ausgelegt. Durch die Auslegung der Aktorik als Moving Magnet konnte der Wärmeeintrag auf Anwenderseite minimiert und zusätzlich auf mitbewegte Kabel verzichtet werden. Der Hexapod H-860KMAG bewegt sich nahezu geräuschlos. Integrierte Interpolatoren ermöglichen das Einstellen von unterschiedlichsten Sensorauflösungen im Nanometerbereich. **Tabelle 2** gibt eine Übersicht über die wesentlichsten Leistungsmerkmale des

H-860KMAG.

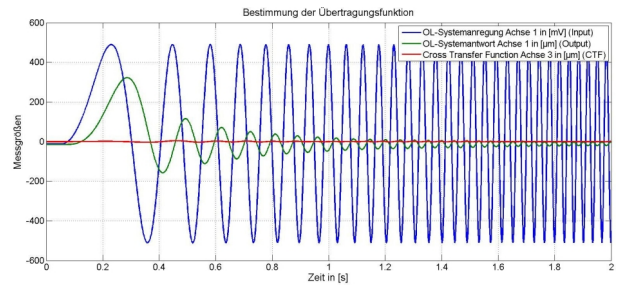


Bild 11 Signale zur Bestimmung der Übertragungsfunktion der Einzelbeine

3.1 Übertragungsfunktion der Voice Coil Aktoren

Zur Bestimmung der Übertragungsfunktion eines Voice Coil Aktors wurde der Aktor im Open Loop Mode mit einem Sinus Sweep (Spannung) angeregt: $0.1 \leq f \leq 250\text{Hz}$ über einen Zeitraum von $t = 20\text{s}$ und die Auslenkung der Achse in $[\mu\text{m}]$ gemessen. In **Abbildung 11** ist das Eingangssignal in [mV], die zugehörige Systemantwort (Auslenkung des Aktors, Output) in $[\mu\text{m}]$ als auch die Systemantwort eines benachbarten Aktors (Cross Transfer Function) dargestellt. Aus den beiden Signalen Input und Output kann gemäß **Abbildung 12** auf die Übertragungsfunktion der Einzelachse geschlossen werden (rot dargestellt). Da es sich hierbei um ein reales, zeitinvariantes physikalisches System handelt, kann die Übertragungsfunktion als mathematisches Modell (Polynomdarstellung) nachgebildet werden (blau), um für weitere regelungstechnische Analysen (Reglerauslegung) Verwendung zu finden. Das Bodediagramm der gemessenen Übertragungsfunktion (rot) aus **Abbildung 12** zeigt einen Verlauf wie er für PT_2 -Glieder mit starker Dämpfung typisch ist.

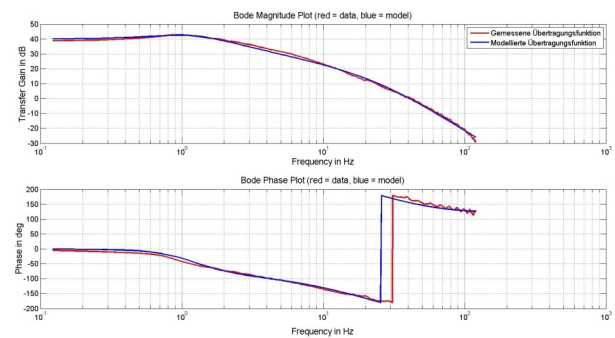


Bild 12 Übertragungsfunktion eines einzelnen Voice Coil Aktors aus dem H-860KMAG

Entsprechend Abschnitt 2.3 hätte man eine deutlich größere Ausprägung der ersten Eigenfrequenz von der Führung der bewegten Magnete erwarten können. Allerdings ergibt sich aufgrund der starken Dämpfung im Voice Coil (Ummagnetisierungsverluste, Wirbelstromkräfte, Gegeninduktion) eine Dämpfung mit $d > \frac{1}{\sqrt{2}}$. Dies lässt sich sehr gut am Phasengang ablesen. Im Bodediagramm treten zwei Knickfrequenzen auf, wobei für steigende Frequenzen der

Amplitudengang nach der ersten Knickfrequenz (bei ca. 1Hz) um 20dB/Dekade und nach der zweiten Knickfrequenz (bei ca. 10Hz) um 40dB/Dekade fällt. Dieses Übertragungsverhalten konnte bei allen Einzelachsen nachgewiesen werden, was die Regelung des Gesamthexapoden vereinfacht.

3.2 Step Response Analyse

Auf Basis der in Abschnitt 3.1 identifizierten Strecke wurde ein prototypischer, digitaler PID-Regler entworfen, der in Form eines zeitdiskreten PID-Algorithmus (Backward Euler) gemäß:

$$U(z) = \left(K_p + \frac{K_i}{1-z^{-1}} + K_d(1-z^{-1}) \right) E(z). \quad (2)$$

implementiert wurde. In **Abbildung 13** ist eine erste Sprungantwort dargestellt. Dazu wurde der Hexapod vertikal um $\Delta z = 0.5\text{mm}$ verfahren und die Messergebnisse für die Gesamtbewegung (grün) und eine ausgewählte Einzelachse (Bein / Antrieb 6, rot) aufgezeichnet.

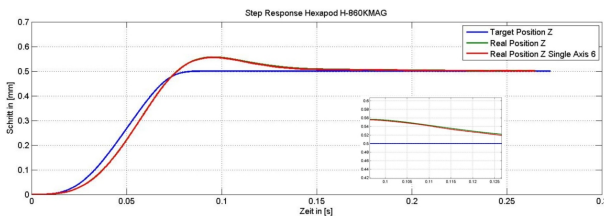


Bild 13 Sprungantwort eines Einzelbeins und des Hexapod H-860KMAG um jeweils $\Delta z = 0.5\text{mm}$

Bild 14 zeigt Ergebnisse einer 5 Hz - Schwingung mit dem neuen H-860KMAG-Hexapoden. Im Vergleich zu **Bild 2** kann eine deutliche Verbesserung der Dynamik nachgewiesen werden. Der gewünschten 5Hz-Schwingung überlagert sind ausschließlich Systemeigenfrequenzen ab 110Hz aufwärts, die mittels FFT-Analyse nachgewiesen werden konnten.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb des Papers wurde ein neuartiges mechatrisches Konzept eines direktangetriebenen Hexapoden vorgestellt. Es wurde detailliert auf die mechanische Umsetzung, die Auslegung der Aktorik und Führung sowie das integrierte Kühlkonzept eingegangen. Im Vergleich zu den mit klassischen Antrieben ausgestatteten Hexapoden konnte eine deutliche Steigerung der gewünschten Dynamik, dem Folgeverhalten und der Positioniergenauigkeit gezeigt werden.

4.1 Ausblick

Hexapoden mit Direktantrieben besitzen im Vergleich zu Hexapoden mit klassischen Antriebskonzepten sehr unterschiedliche Eigenschaften, die neben den gewünschten Vorteilen in Bezug auf Dynamik, Folgeverhalten, Geschwindigkeit und Positioniergenauigkeit auch eine Reihe von ungewünschten Effekten aufzeigen. Dazu zählen beispielsweise die verhältnismäßig großen Cross Transfer

Funktionen (CTF), die fehlende Selbsthemmung oder auch die weiche Gelenkstruktur der passiven CFK-Beine. Die CTF beeinflussen das Regelverhalten des Gesamtsystems und führen je nach Auslegung zu instabilem Verhalten, da sich die Beinbewegungen gegenseitig beeinflussen.

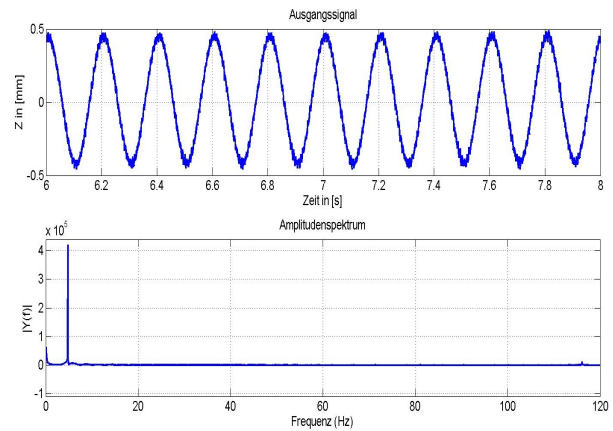


Bild 14 Dynamikmessungen mit einem H-860KMAG am Beispiel einer 5Hz - 0.5mm-pp Schwingung

Die fehlende Selbsthemmung bedingt spezielle Ein- und Ausschaltprotokolle, z.B. um das Herunterfallen einzelner Aktoren bei zu großen Regelabweichungen oder beim Abschalten der Stromversorgung zu verhindern. Die steife aber flexible Gelenkstruktur, die den Direktantrieben möglichst wenig Gegenkraft entgegen bringen soll, ist anfällig für externe Störungen und Kräfte. Es können bei fehlerhafter Handhabung der Mechanik leicht mechanische Deformationen auftreten, die die Performance des Gesamtsystems dauerhaft beeinflussen. Die meisten der erwähnten Effekte können softwaretechnisch behoben werden. Das Gesamtsystem ist mechanisch zu erweitern, sodass die passive Beinstruktur gegen externe Störungen (Hineingreifen, Hineinfallen, mögliches Festhalten) gesichert wird.

5 Literatur

- [1] Rudolf, C.; et.al.: *Hexapod Systems for Ultra High Vacuum Applications with Active Vibration Damping*. In: Proceedings of the 11th International Conference of the EUSPEN, May, 23rd - 26th 2011, Como, Italy
- [2] Gloess, R.; Lula, B.: *Challenges of extreme load hexapod design and modularization for large ground-based telescopes*. In: Proc. SPIE 7739, Modern Technologies in Space- and Ground-based Telescopes and Instrumentation, 77391U (July 21, 2010)
- [3] Gloess, R.: *Hexapod Strukturen mit Mikrometer Genauigkeit*. In: Chemnitzer Parallelstruktur - Seminar April 1998
- [4] H-860KMAG: *Physik Instrumente PI GmbH & Co. KG*, Jan. 2015 www.physikinstrumente.com/technology/hexapod-as-motion-simulator%20.html

Konstruktion und Modellierung eines mechanisch-rotatorischen Impedanzaktuators

Design and Modeling of a Mechanical Rotational Impedance Actuator

Lin Liu, Matthias Kramer, Steffen Leonhardt, Berno J.E. Misgeld, RWTH Aachen University, Lehrstuhl für Medizinische Informationstechnik, Helmholtz Institut, 52074 Aachen, Deutschland, liu@hia.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Der Beitrag beschreibt den Entwurf des neuartigen mechanisch-rotatorischen Impedanzaktuators (MRIA), welcher über eine kontinuierlich anpassbare Nachgiebigkeit verfügt. Der Aktuator ist für den Einsatz in der Bewegungsunterstützung bei Patienten mit neurologischen oder orthopädischen Beeinträchtigungen oder im Rehabilitationstraining vorgesehen. Der Aktuator ist hinsichtlich einer kontinuierlichen, stufenlosen Bereitstellung eines Drehmoments sowie der Einstellung der Entkopplungssteifigkeit entwickelt, welche jeweils über zwei bürstenlose Gleichstrommotoren realisiert wird. Ein Motor wird für die Generierung des Drehmoments, bzw. ein weiterer Motor für die mechanische Einstellung der Steifigkeit benötigt. Hierbei wird die änderbare Steifigkeit durch eine Anordnung von vier Biegebalken und zwei Gleitelementen, welche die Einstellung der effektiven Länge erlauben, realisiert. Neben Ergebnissen der Modellierung werden die Güte des Antriebs sowie die dynamische Prozesskopplung in Simulationen und in einem Experimentalaufbau, entwickelt für den Test eines nachgiebigen Elements, vorgestellt und verglichen.

Abstract

In this paper, a new prototype of an adjustable compliance actuator, named "Mechanical Rotational Impedance Actuator" (MRIA), is proposed. The device can be used to help the patients with neurological or orthopedic injuries in rehabilitation training. The new actuator is designed for continuous stiffness regulation and torque generation, and which is achieved by two motors. One motor is used for torque generation, whereas the other motor controls the compliance of joint independently. The continuous stiffness adjustment is thereby realized by four symmetric bending bars whose effective length can be changed by moving two sliders. In addition and based on the modeling of MRIA, the performance and dynamic process coupling are validated through simulations and experimental implementation in test bench, specially designed for a compliant joint.

1 Introduction

With the development and availability of technology, recent advances in rehabilitation robotics are reported [1]. One application in rehabilitation robotics is a body-attached exoskeleton, which is used to increase the walking ability of patients with partial or full gait disorders. This new technology is mainly driven by the demographic change with a massive demand in medical staff, which is caused by the increasing number of old people and patients with dyskinesia. In this paper, we present a new Mechanical Rotational Impedance Actuator (MRIA), which will be used to help those people who suffer from neurological function deficit with rehabilitation training.

In general, a high stiffness joint is favored in a traditional industrial robot, which makes it easier, for example, path control, position control, and so on. However, a safety human-machine interaction has become increasingly necessary for the application of an intelligent robot. Especially in the field of rehabilitation robotic and exoskeletons, many compliant joints have been researched extensively because of the advantages to humans. In 1995, a robotic joint was designed, which is named "series elastic actuators" (SEA) [2]. The SEA carries out the function of a passive compliance. In such case, the compliance is com-

pletely depended on the spring. This compliance element is linked with a stiff motor, and can generate a fixed compliance at the same time. Until now, the principal function of the SEA has been still referenced and researched as an important part in robotic compliant joint. Although the SEA can be used to generate a safe interaction and a comfortable wear but the drawback of SEA is the lack of adaptivity due to the fixed compliance. In recent years, the idea of SEA has been successfully popularized and improved by some researchers, where one of them is a powered ankle-foot prosthesis [3]. With this structure, a passive unidirectional spring, configured in parallel, is used as part of the compliance generation. And this device can generate a continuous power during walking, compared to some previous ankle-foot prostheses. Besides some improvements in these new designs, some changeable compliance joint, which can control the stiffness independently, have been started to be researched and validated for an optional walking speed in different working conditions. In paper [1], examples of some controllable stiffness joints were presented. The antagonist structures [4] are widely used to realize human-like muscles acting on a joint. For example, the function of the demic biceps and triceps can be replaced by two nonlinear elements respectively. To control the parallel nonlinear elements, the muscular contraction or stretch can

be implemented. In addition, based on mechanics principle, many other successful designs of compliant joints encompass some applications to change the stiffness dynamically. In a general way, some mechanical drive systems were introduced in order to achieve a manipulation of effective length of compliance elements, such as mechanical impedance adjuster [5]. Because of the simple construction of these actuators, they can come in a wide range of appearances, which can be easily assembled with the joint of an exoskeleton. However, in order to get a precise stiffness control, a low energy loss for the mechanical systems is necessary. Actually, in different practical applications, each existing compliant joint has its own unique advantage. Our aim was to design the MRJA, which should possess a light weight, easy assembly, and safety. Furthermore, this device can also be tested on a test bench of the compliant robotic joint.

2 Function of the MRJA

Based on the function of the MRJA, this structure can be categorized into a "Structure-Controlled Stiffness" actuator, which has been described in [1]. Meanwhile, some previous researches have also successfully been achieved by using the above methods, such as the VSJ [6]. To describe the principal function of the MRJA, a structure schematic (see Fig. 1) is presented in this section.

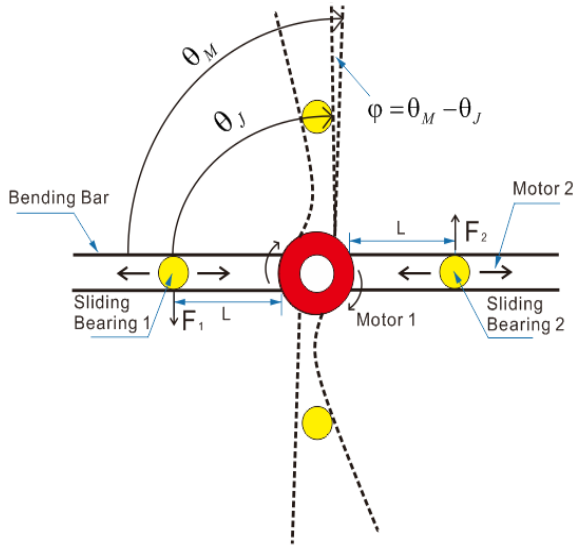


Fig. 1 Working principle of the MRJA

Two independent motors can be used to drive the loads and control the joint's stiffness respectively. The Motor 1 (denoted as M1) with gear box (i.e. a Harmonic Drive) is linked with four symmetric bending bars which are composed of spring steel. Meanwhile, M1 can also be seen as a prime power source, which leads the loads of the joint indirectly through the pin with sliding bearing. A mechanical transmission system (i.e. a lead screw and sliding component) is connected with Motor 2 (denoted as M2). When M2 controls the sliding component to take circular motions, the effective length (denoted as L) will be changed, which leads the stiffness to be variable and controllable. As

it can be seen in Fig. 1, an assumed rotation angle (denoted as θ_M) is set by a position control of M1. At the same time, the joint is driven indirectly, and can generate another angle (denoted as θ_J). Afterwards, an angular deflection (denoted as φ), between θ_M and θ_J , is produced due to the elastic deformation of bending bar. Obviously, when $\varphi = 0$, a zero torque will be generated on the bending bar since it is distortion-free. In other words, the equilibrium position of the joint is generated.

3 Design of the MRJA

The whole structure of this new MRJA (see Fig. 2) is showed in the beginning of this section.

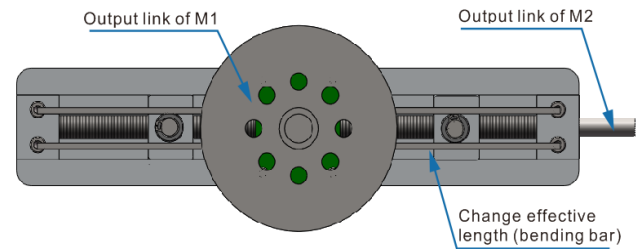


Fig. 2 The whole structure of the MRJA

The output link of M1, corresponding to the Harmonic Drive, is produced, which can be regarded as a main power driving part. The torque can be transferred between the Harmonic Drive and the loads of the joint through a sliding device. It implies that the power output and the loads are nonrigidly connected. The M2 can drive two symmetric sliding blocks through the lead screw in order to change the effective length of the bending bar, which results in a variable stiffness. The MRJA is made of two parts, and these two parts are described separately in the following.

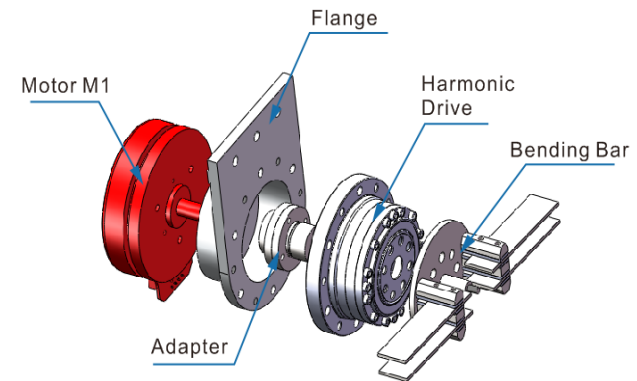


Fig. 3 The main power driver system with a Harmonic Driver

The main power driver system (see Fig. 3) is presented. M1 is a BLDC motor (brushless DC motor, flat type) from Maxon, which has a nominal torque of 444 mNm. Especially, due to the low thickness (around 30 mm), this motor can be easily comprised in a smart exoskeleton robot. The motor is fixed with the Harmonic Drive by using a way of keyless connection (assembles a clamping element into an adapter). The bending bar is rigidly linked with the output link of the M1.

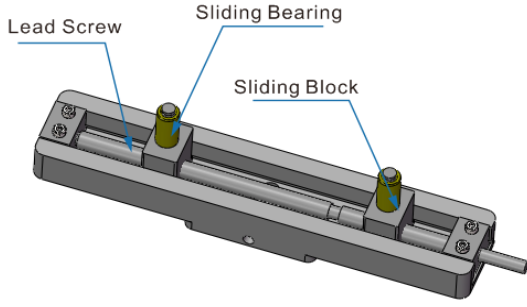


Fig. 4 The mechanical transmission system of the MRJA

The major components of the transmission system are a lead screw with two sliding blocks (see **Fig. 4**). Furthermore, the sliding bearing is located on a pin that is fixed with the sliding block, and it can be rotated on the surface of the bending bar for changing its effective length. One of the advantages of this system is that no continuous energy is needed when the sliding block does not move (stiffness is fixed). Further, the sliding chute and lead screw can support the sliding block in radial and axial directions, respectively.

The schematic drawing of experiment of test bench is shown below.

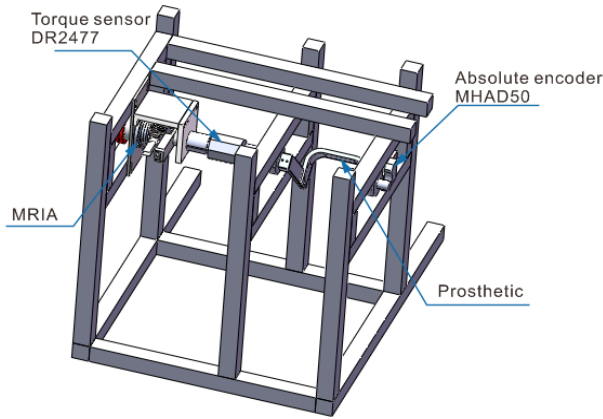


Fig. 5 The test bench for compliant joint

In order to realise an impedance control [7], two desired output feedback values, the torque and trajectory of the joint, can be acquired from a torque sensor (Dr2477) and absolute encoder (MHAD50), individually. Moreover, the dSPACE system is used for real-time control for this test bench.

4 Performance specifications of the MRJA

To describe the specification of MRJA in detail, the parameter of stiffness must be considered. In this section, the stiffness modeling will be described by using the methodology of mechanics analysis. Afterwards, the dynamic model of the MRJA, consisting of the two-motor unit with the compliance generation system, will be given. Finally, the analysis of the performance will be conducted on the basis of the modeling of MRJA.

4.1 Modeling of the MRJA

Based on the stress analysis of the working principle of the MRJA, the stiffness can be obtained. The stress analysis (see **Fig. 6**) is shown as below.

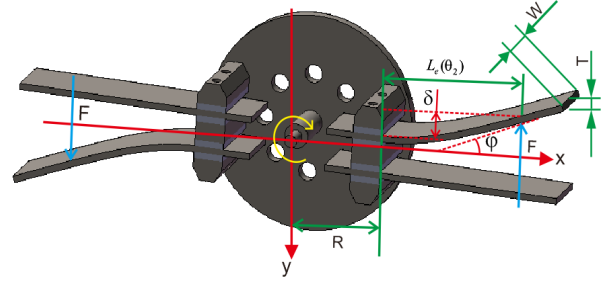


Fig. 6 The schematic diagram of stress analysis for bending bar

Due to the systemic structure, the stress model of a quarter of MRJA is needed to be considered. Herein, the output link is assumed to be rotated in the clockwise direction. As has been mentioned before, the torque is transmitted between the bending bar and sliding bearing, which applies an acting force (denoted as F) on the contact surface. The bending bar will produce an elastic deformation. As it is shown in **Fig. 6**, one end of the bending bar is rigidly connected, which can be seen as a cantilever beam (one end is fixed and another end is movable). Let W , T , φ , and δ , be the width, thickness, angular deflection, and deflection of bending bar, respectively. And let R be the perpendicular distance from the fixed end of bending bar to the rotation center. Furthermore, $L_e(\theta_2)$ denoted as the dynamic effective length of the bending bar, and is also a function of the position of the sliding block that depends on the position control of Motor 2 (denoted as θ_2).

From the geometrical relationship in the above picture, the deflection angle is approximated as:

$$\delta = (R + L_e(\theta_2)) \cdot \varphi \quad (1)$$

The general methodology for the calculation of a cantilever beam, including the factor of shape, is given as follows [6]:

$$F = \frac{E \cdot W \cdot T^3}{4 \cdot L_e(\theta_2)^3} \cdot \delta \quad (2)$$

where E is the modulus of elasticity of bending bar. As it mentioned above, the resulting torque, generated by the coupled MRJA system, can be described as:

$$T_J = 2 \cdot F \cdot (R + L_e(\theta_2)) \quad (3)$$

where T_J is the output torque of the MRJA. With **Eq. (1)** and **(2)**, **Eq. (3)** can be rewritten as:

$$T_J = \frac{E \cdot W \cdot T^3}{2 \cdot L_e(\theta_2)^3} \cdot (R + L_e(\theta_2))^2 \cdot \varphi \quad (4)$$

From the above equation, the elastic potential energy (denoted as U_b) and the stiffness of joint (denoted as K_J) can be obtained respectively:

$$U_J = \int T_J d\varphi = \frac{E \cdot W \cdot T^3}{4 \cdot L_e(\theta_2)^3} \cdot (R + L_e(\theta_2))^2 \cdot \varphi^2 \quad (5)$$

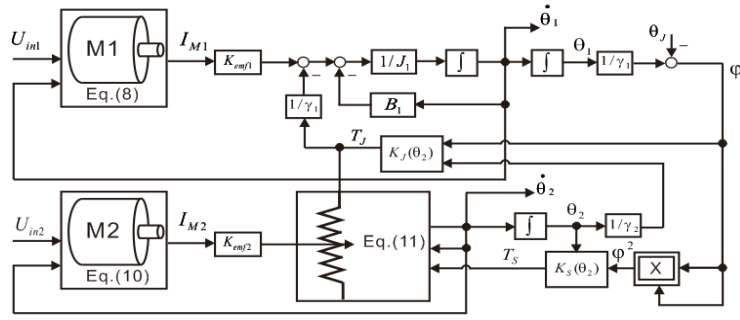


Fig. 7 Schematic of the nonlinear system model of the MRIA with two BLDC motors

$$K_J = \frac{\partial T_J}{\partial \varphi} = \frac{E \cdot W \cdot T^3}{2 \cdot L_e(\theta_2)^3} \cdot (R + L_e(\theta_2))^2 \quad (6)$$

From equation (6), the stiffness K_J depends on the shape, material properties, the dynamic effective length and the displacement of the rotation center.

A classic dynamic model for a variable stiffness joint with two-motors has been described [8]. In that case, one motor can control the position of joint, and another motor will be used to control the stiffness of joint. Herein, a block diagram of the system modeling is given (see **Fig. 7**). The differential equations of the MRIA, consisting the reduced BLDC model with gear box, are given by:

$$J_L \cdot \ddot{\theta}_J + B_J \cdot \dot{\theta}_J + T_L = T_J \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} I_{M1} \cdot L_{M1} + R_{M1} \cdot I_{M1} + K_{emf1} \cdot \dot{\theta}_1 = U_{in1} \quad (8)$$

$$J_1 \cdot \ddot{\theta}_1 + B_1 \cdot \dot{\theta}_1 + \frac{1}{\gamma_1} \cdot T_J = K_{emf1} \cdot I_{M1} \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} I_{M2} \cdot L_{M2} + R_{M2} \cdot I_{M2} + K_{emf2} \cdot \dot{\theta}_2 = U_{in2} \quad (10)$$

$$J_2 \cdot \ddot{\theta}_2 + B_2 \cdot \dot{\theta}_2 + \frac{1}{\gamma_2} \cdot T_S = K_{emf2} \cdot I_{M2} \quad (11)$$

where θ_J is the angle of the joint, J_L is the moment of the inertia of the loads, B_J is the friction coefficient between the transmission system and joint. Furthermore, θ_1 and θ_2 are the control position from M1 and M2. R_{M1} , R_{M2} , L_{M1} , L_{M2} , J_1 , J_2 , K_{emf1} , K_{emf2} , B_1 and B_2 are the resistance, inductance, moment of inertia back electromotive force constant, damping of M1 and M2, respectively. Herein, T_S is the torque for changing the stiffness, and T_L is the torque of load. Moreover, $\gamma_1 > 1$ and $\gamma_2 > 1$, are the reduction ratio of the gear boxes.

In **Fig. 8**, based on equation (8) to (11), the output variable $y = [\dot{\theta}_1 \ \dot{\theta}_2 \ T_J]^T$ is assumed to be measurable, meanwhile, $u = [U_{in1} \ U_{in2} \ \theta_J]^T$ can be seen as the input of this nonlinear system. With Eq. (6), the stiffness of joint K_J can be denoted as $K_J(\theta_2)$ for shorthand. At the same time, from Eq. (5), T_S is obtained by $\frac{\partial U_J}{\partial \theta_2}$ [8]. Therefore, $T_S = K_S(\theta_2) \cdot \varphi^2$.

4.2 Preliminary analysis of the MRIA

Based on the mathematical model in the above section, the analysis of the first type of MRIA will be described by using the method of simulation.

The stiffness of joint can be obtained from equation (6), and the required parameters of the first version of MRIA are given in the table below:

Table 1 Specifications for stiffness calculation

| Specification | Value |
|---------------|------------------------|
| E | 195 kN/mm ² |
| W | 20 mm |
| T | 1 mm |

Due to the symmetric structure, the stiffness is the sum of two bending bars. Namely, the stiffness of joint equals to $2 \cdot K_j$. Furthermore, for the future studies, it is necessary to research how the stiffness is variable in different ranges of the effective length and the lever arm of the bending bar (see **Fig. 8**). It is obvious that the stiffness is variable by changing the effective length, and its value is inversely proportional to the lever arm ($R + L_e(\theta_2)$).

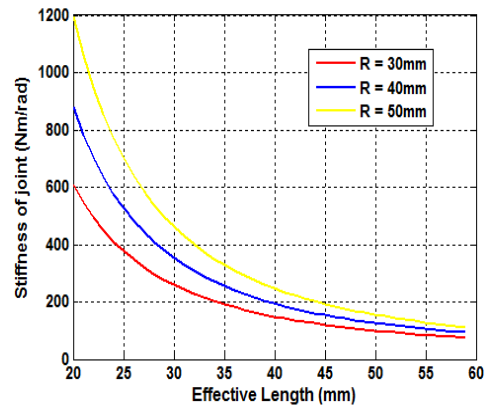


Fig. 8 The stiffness of joint with different effective lengths

Concluding from the modeling of the MRIA, the angular deflection φ is an important factor for analysis of the MRIA. In addition, the stiffness can also be acquired from the measured φ and the torque on the joint. To proceed, the load of the joint must be considered. Based on the kinematic analysis of the knee joint in [9], we assume that the range of angle of the load $\theta_J \in [-45^\circ, 45^\circ]$. Note that the torque of load can be calculated based on the structure of test bench (see **Fig. 5**), and it is given by $T_L = m \cdot g \cdot l \cdot \sin \theta_J$, where $m = 7.95$ kg is the mass of load, g is the gravitational acceleration, and $l = 478$ mm is the distance between

the center of mass and center of rotation. In addition, the walking speed, acceleration of the joint, and efficiency of the system, etc., are also included in this calculation. We assume the maximal applied torque at the joint T_J is 24 Nm . In addition, the value of R , which affects the arm of force, is given by 30 mm . With Eq. (4) and (6), the angular deflection φ , associated with the T_J and different effective length of bending bar is presented (see Fig. 9):

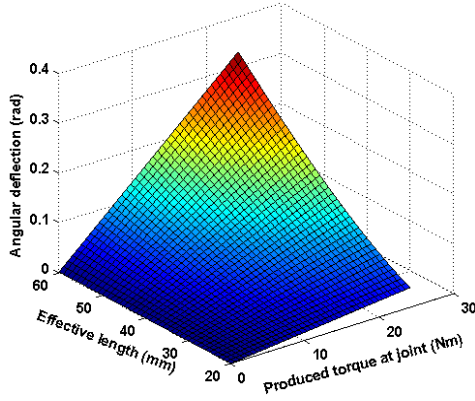


Fig. 9 Angular deflection generated by different effective lengths and applied torques

As can be seen from Fig. 9, the equilibrium position $\varphi = 0$ generates a zero-torque on the joint, which is also almost linear with the output torque T_J of the MRJA. Furthermore, the maximal $\varphi = 0.33\text{ rad}$ occurs when the torque efforts on the maximal effective length of the bending bar. Besides, to analyze the requirements of changing the stiffness is possible based on the above results, which can be used to preliminarily assess the performance of M2. With the geometric relationship in Fig. 6 and Eq. (2), the feeding force is applied at the sliders in order to change the effective length of bending bar. It can be described as $F \cdot \sin(\varphi)$. Thereby, in different values of T_J and effective length, the required feeding force (denoted as F_S) is shown below (see Fig. 10).

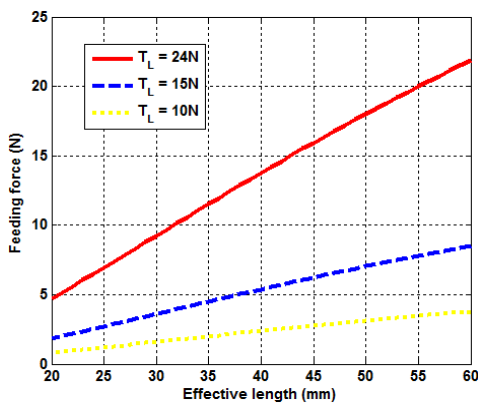


Fig. 10 The required feeding force for changing the effective length

It implies that the maximal feeding force F_S is generated when the slider reaches the maximal effective length, and the value of F_S is proportional to T_J . In addition, the feeding force, which can be applied by M2, must be greater

than 23 N .

The energy storing and releasing is a key ability for a compliant joint application. Herein, with Eq. (5), the value of elastic potential energy U_J is described below (see Fig. 11). In the range of angular deflection, the energy stored in the joint is variable by changing the effective length. Moreover, there is no energy stored in the bending bar when the angular deflection $\varphi = 0$ (equilibrium position).

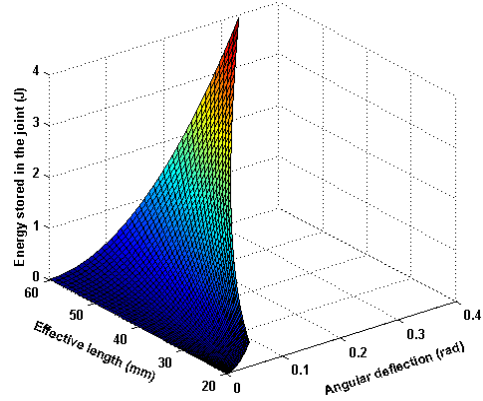


Fig. 11 Elastic potential energy stored in the joint

5 Experiment of MRJA conclusion and future work

The actual picture of MRJA (see Fig. 12) was produced for research.

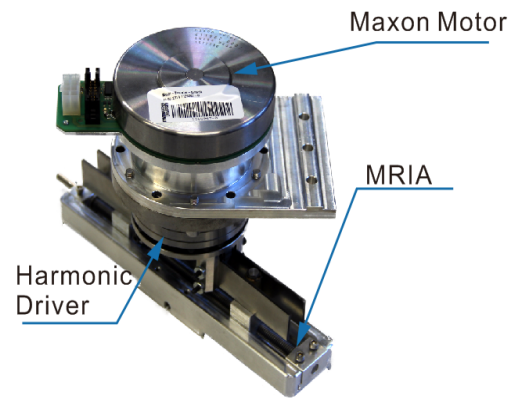


Fig. 12 Photograph of the MRJA

To evaluate the performance of MRJA, we were able to actually change the stiffness. In the experiment, the bending bar system was assembled with the flange directly, and the output loads was manually rotated. The deflection angle was measured by the absolute encoder (MHAD50). Fig. 13 shows the relations between the applied torque and angular deflection in different effective length ($L_e = 30\text{ mm}$ and 40 mm). In order to validate, the results of theoretical calculation and experiment are both described. It can be easily seen that the curves of stiffness descend when the effective length becomes longer. Moreover, the deviation occurs due to the plastic deformation and calculation error of stiffness. In order to prevent those problems happen, a new joint is actually being designed.

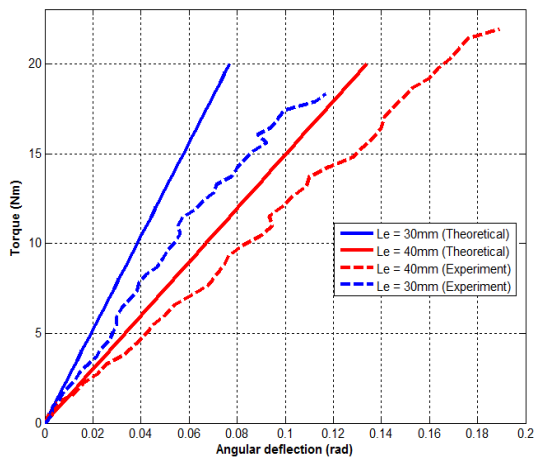


Fig. 13 The calculation results and real results of the stiffness

6 Conclusion and future work

According to the above, we present a new mechanical rotational impedance actuator named MRIA, which is capable of continuous stiffness regulation and torque generation. Future work will focus on a second version of MRIA that is based on the current works. This second version of MRIA will be assembled with an Orthosis, which leads to construct a real and wearable exoskeleton. Also, the new mechanical parts and control methods will be improved and introduced in the future.

7 References

- [1] Ham, R.; Sugar, T. G.; Vanderborght, B.; Hollander, K. W.; Lefeber, D.: *Compliant actuator designs*. IEEE Robot. Autom. Mag., vol. 16, no. 3, pp. 81-94, Sep. 2009.
- [2] Pratt, G. A.: *Series elastic actuators*. Proc. of the IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems, Vol. 1, pp. 399-406, 1995.
- [3] Au, S.; Weber, J.; Martinez-Villapando, E.; Herr, H.: *Powered ankle-foot prosthesis for the improvement of amputee ambulation*. Proc. IEEE Int. Conf. Engineering in Medicine and Biology, pp. 3020-3026, Aug. 2007.
- [4] Chou, C.-P.; Hannaford, B.: *Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles*. IEEE Trans. Robotics and Automation, vol. 12, no. 1, pp. 90-102, 1996.
- [5] Morita, T.; Sugano, S.: *Design and development of a new robot joint using a mechanical impedance adjuster*. Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation, vol. 3, pp. 2469-2475, May 1995.
- [6] Choi, J.; Hong, S.; Lee, W.; Kang, S.; Kim, M.: *A robot joint with variable stiffness using leaf springs*. IEEE Trans. Robot., vol. 27, no. 2, pp. 229-238, Apr. 2011.
- [7] Hogan, N.: *Impedance control: An approach to manipulation: Part I-III*. J. Dyn. Syst. Meas. Control, 107, 1-24, 1985.

- [8] Tsagarakis, N. G.; Sardellitti, I.; Caldwell, D. G.: *A new variable stiffness actuator (CompAct-VSA): Design and modelling*. Proc. IEEE/RSJ Int. Conf. Intell. Robots Syst., pp. 378-C383, 2011.
- [9] Chowdhury, S.; Kumar, N.: *Estimation of forces and moments of lower limb joints from kinematics data and inertial properties of the body by using inverse dynamics technique*. Journal of Rehabilitation Robotics, pp. 93-98, 2013.

Konzepte kombinierter magnetischer Führungen und Linearmotoren für planare Nanopositioniermaschinen großer Bewegungsbereiche

Conceptual Design of combined electromagnetic guidance and linear drives for planar nanopositioning machines for large travelling range

Mirko Büchschenschütz, TU Ilmenau, Fachgebiet Mechatronik, 98693 Ilmenau, DE, mirko.buechschuetz@tu-ilmenau.de

Christoph Greiner-Petter, TU I., Fachgebiet Mechatronik, 98693 Ilmenau, DE, christoph.greiner-petter@tu-ilmenau.de

Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattel, TU Ilmenau, Fachgebiet Mechatronik, 98693 Ilmenau, DE, thomas.sattel@tu-ilmenau.de

Kurzfassung

Magnetisch geführte planare Antriebssysteme mit Bewegungsbereichen mehrerer hundert Millimeter eignen sich optimal für Nanopositionieranwendungen im Vakuum. In derart hochempfindlichen Messumgebungen begrenzen Wärmequellen maßgeblich die erreichbare Wiederholgenauigkeit von Messungen. Polarisierter Elektromagnete eignen sich, die Läufer Gewichtskraft und damit den Großteil der Führungskräfte ohne Wärmeemission zu kompensieren. Bekannte Systeme, die diese Voraussetzung erfüllen werden exemplarisch erfasst und systematisiert. Ein neu entwickeltes in sechs Freiheiten aktuiertes Antriebssystem mit einem Positionierbereich von $200 \times 200 \times 1 \text{ mm}^3$ wird vorgestellt. Experimente belegen eine Verlustleistung im quasistatischen Schwebetrieb von 2.5 mW bei 19.4 kg schwebender Masse und Positionier-Standardabweichungen von 8 bis 12 nm in den einzelnen Achsen.

Abstract

Magnetically levitated planar positioning devices with positioning ranges of several hundred millimeters are matter of choice for nanopositioning applications within a vacuum environment. In such highly sensitive measuring applications, thermal sources are a common source of nonrepeatability. Permanent magnet biased electromagnets allow to compensate for gravitational forces, which represent the main fraction of guiding forces, without thermal emission. Prior Art which suffices this prerequisites is exemplarily described and categorized by means of relevant features. Finally a new planar positioning system with a positioning range of $200 \times 200 \times 1 \text{ mm}^3$ is described. Experimental results show the slider mass of 19.4 kg levitating at a thermal dissipation of 2.5 mW while maintaining positioning standard deviations of 8 to 12 nm in each axis.

1 Einleitung

Der Entwicklungstrend bei Nanopositioniermaschinen (NPM) geht in Richtung größerer Bewegungsbereiche bei gleichzeitig verringerter Positionierunsicherheit. Als Anwendungsbereiche stehen dabei die Nanometrologie und die EUV-Lithografie als Schlüsselprozess bei der Herstellung von Mikrochips im Vordergrund. Neben den Anwendungsprozessen erfordert auch die laserinterferometrische Positionsbestimmung des Läufers selbst den Vakuumeinsatz, um konstante Laserwellenlängen als metrologische Referenz über hunderte Millimeter zu garantieren. In diesem Beitrag werden kombinierte magnetische Führungs- und Antriebsprinzipien für NPM untersucht, die sich insbesondere durch ihren reibungsfreien Betrieb bei gleichzeitiger Vakuumtauglichkeit auszeichnen. Ein wesentlicher Nachteil magnetischer Führungsprinzipien ist deren Verlustleistung, selbst beim Positionshalten. Der resultierende Wärmeeintrag in die NPM führt zu thermisch induzierten Verformungen und verringert damit die Wiederholgenauigkeit der Messungen, bzw. erfordert zusätzliche Maßnahmen, wie aktive Kühlung oder die messtechnische Erfassung von metrologisch relevanten Verformungen zur Kompensationsrechnung im Messmodell [1, S.83-84].

In diesem Beitrag werden permanenterregte Magnetführungsvarianten diskutiert, die theoretisch in einem

Nullstrom- Arbeitspunkt betrieben werden können und somit thermische Störungen durch Verlustleistung nahezu vollständig vermeiden. Dieser Ansatz wurde bereits erfolgreich in Magnetschwebesystemen zur Schwingungsisolati-on eingesetzt [2].

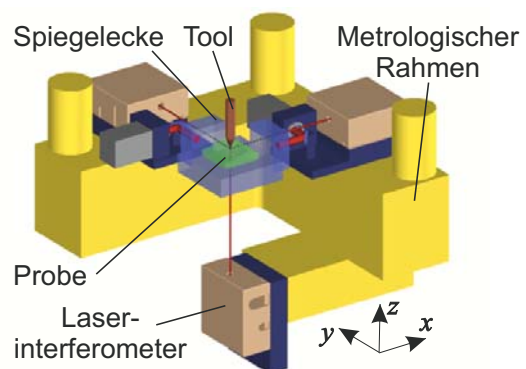


Bild 1 Metrologische Anordnung der NMM1 [3, S.8]

Die folgenden Abschnitte behandeln eine Klasse von planaren Nanopositioniersystemen mit einem vollständig magnetisch geführten und angetriebenen Läufer, die sich technisch sinnvoll für einen x/y - Bewegungsbereich von $200 \times 200 \text{ mm}^2$ eignen. Gleichzeitig sollte sich das Antriebssystem prinzipiell in das Maschinenkonzept in Bild 1

integrieren lassen. Positioniert wird eine Spiegelecke mit einem darauf befindlichen Messobjekt, dessen Lage so mit Laserinterferometern und Winkelsensoren erfasst wird. Der metrologische Rahmen aus Zerodur weist nahezu keine thermische Ausdehnung auf und verbindet die interferometrischen Messköpfe. Das Tool ist austauschbar und führt die jeweilige Messaufgabe aus, z. B. AFM Mikroskopie. Abschnitt 2 zeigt magnetisch geführte Planarantriebe aus dem Stand der Forschung und systematisiert die für verlustleistungsmminimalen Betrieb sinnvollen Varianten in Abschnitt 3. Es werden neue Variationsmöglichkeiten hinsichtlich der Magnetführungstopologie aufgezeigt. Eine in jüngster Zeit bis zum Funktionsprototyp entwickelte Variante wird in Abschnitt 4 vorgestellt und deren Überlegenheit hinsichtlich geringer Verlustleistung untersucht.

2 Forschungsstand magnetisch geführter Planarantriebe

Für magnetisch geführte Planarantriebssysteme ist ein Trend zur Verwendung von Halbach Magnetarrays feststellbar [4, S.9]. Üblicherweise werden Vier-Block-Halbacharrays verwendet, bei denen nebeneinander liegende Permanentmagnete jeweils um 90° gedreht sind [9]. Bild 2 zeigt eine derartige Anordnung und die resultierende magnetische Flussdichte.

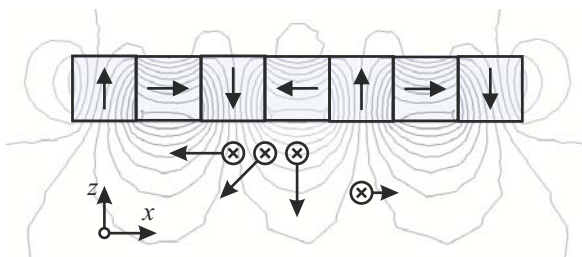


Bild 2 Kraftwirkung auf freie Ströme durch Feldwirkung eines Halbacharrays, angelehnt an [9]

Die mit \times gekennzeichneten Leiterzüge stellen elektrische Ströme dar, die sich in die Papierebene bewegen. Die angrenzenden Pfeile sind die resultierenden elektrodynamischen Kräfte. Zur Bewegung genutzt wird die Kraftwirkung in entgegengesetzter Richtung auf das Halbacharray infolge des durch die Ströme erzeugten Magnetfeldes.

Eine Umsetzung mit einem planaren Halbacharray und einem Bewegungsbereich von $300 \times 300 \times 2 \text{ mm}^3$ zeigt Bild 3. Ein Teil des planaren Spulenarrays befindet sich im Erregerfeld des auf der Läuferunterseite befindlichen Halbacharrays. Durch geeignete elektronische Kommutierung lassen sich sechs unabhängige Kraftkomponenten erzeugen, um alle sechs Freiheiten des Läufers zu regeln. Auch die Kraftkomponenten zur Kompensation der Gewichtskraft sind direkt mit einem Stromfluss verbunden. Eine Verlustleistung von mindestens 66 W [7, S.78] in den Spulen macht eine Wasserkühlung erforderlich. Aus präzisionstechnischer Sicht ist dieses Konzept daher ungünstig, da in Messumgebungen eine möglichst niedrige konstante Wärmeabgabe erfolgen sollte [1, S. 83, 84]. In der Literatur finden sich nur vereinzelt Überlegungen, Halbach Ma-

gnetarrays in Kombination mit Weicheisen-Statormaterial zu kombinieren, um Normalkräfte zur Kompensation von Gewichtskräften zu verwenden. Diese Möglichkeit wurde für Lineartriebssysteme mit hängender Last in Betracht gezogen [5]. Spezielle Varianten linearer Synchronantriebe mit Halbacharrays lassen sich in einem planaren Bereich aktuieren und so zu einem vollständigen Planarantriebssystem kombinieren [8].

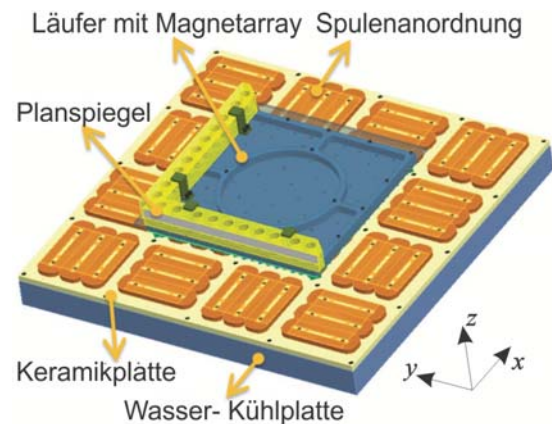


Bild 3 Mehrkoordinatenantrieb mit planarem Halbacharray, ähnlich [7, S. 51]

Bekannte planare Schwebesysteme, die im theoretischen Nullstrom-Arbeitspunkt betrieben werden können, verwenden in der Regel läuferseitige weichmagnetische Eisenelemente. Eine einfache Variante ist die Verwendung von statorseitigen Elektromagneten und läuferseitigen flächigen Ankern wie in Bild 4 dargestellt.

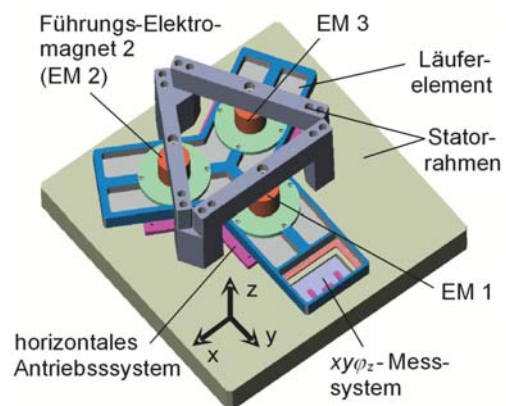


Bild 4 Mehrkoordinatenantrieb mit Topfmagneten zur magnetischen Führung, [6]

Die drei Elektromagnete übernehmen hier nur die Führung auf der Oberseite des Läufers, der Planarantrieb ist hier separat auf der Unterseite angeordnet. Durch die Verwendung nicht polarisierter Elektromagnete liegt die Verlustleistung trotz geringer bewegter Masse von 2.5 kg bei mindestens 600 mW . Ein bemerkenswerter Fortschritt hinsichtlich der Antriebsintegration in planare Magnetführungssysteme großer Bewegungsbereiche wurde in [11] vorgestellt (Bild 5). In einem gemeinsamen Eisenkreis befinden sich Permanentmagnete, Führungsspulen zur Manipulation der vertikalen Führungskräfte und Antriebsspulen zur Erzeu-

gung von horizontalen Kräften. Besonders ist hier das Antriebskonzept, bei dem weder Spulen, noch Permanentmagnete bewegt werden, jedoch nur geringe Antriebskräfte verfügbar sind. Gleichzeitig müssen weder Antriebs- noch Führungsströme im verfügbaren Bewegungsbereich von $100 \times 100 \times 0.5 \text{ mm}^3$ kommutiert werden. Erreicht wurde eine minimale Verlustleistung von 80mW im Schwebetrieb [11, S.130].

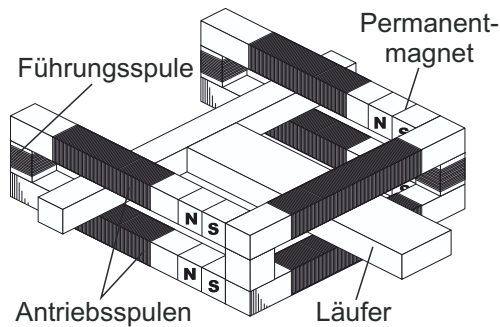


Bild 5 Planarantriebssystem nach Molenaar [11, S.82]

Sämtliche hier vorgestellten Planarantriebssysteme weisen mit der x/y - Lage variierende Verlustleistung auf. Die folgende Systematisierung deckt Varianten auf, die im gesamten Positionierbereich einen Arbeitspunkt ohne Verlustleistung zur Gewichtskraftkompensation halten.

3 Merkmale der Magnetführung

Die Grundlage für Magnetführungen die im Nullstrom- Arbeitsbereich betrieben werden sind polarisierte Elektromagnete, deren für die Magnetführungstopologie wichtigsten Eigenschaften in Abschnitt 3.1 erläutert werden. Für die Systematisierung derartiger Planarantriebssysteme werden drei Merkmale eingeführt (Abschnitte 3.2 bis 3.4), und bestehende sowie neuartige Varianten in Abschnitt 3.5 diskutiert.

3.1 Polarisierte Elektromagnete

Polarisierte Elektromagnete bestehen aus einem Magnetkreis, in dem sich mindestens ein Permanentmagnet und mindestens eine Erregerspule befinden. Die Magnetkraft resultiert aus der Wechselwirkung zwischen dem permanent- und dem elektrisch erregten magnetischem Fluss. Im gewünschten Arbeitspunkt kann die resultierende Magnetkraft linearisiert als

$$F_{zn}(i_n, \delta_n) = k_i i_n + c_m \delta_n + F_0 \quad (1)$$

ausgedrückt werden [10, S.31]. Dabei bezeichnet F_{zn} die Magnetkraft einer einzelnen Führungseinheit am läuferseitigen Abtriebsselement entgegengesetzt zur Gewichtskraft des Läufers, i_n den elektrischen Stellstrom, k_i die Kraftkonstante, c_m die magnetische Steifigkeit, δ_n den Spalt zwischen dem jeweiligen Stator- und Läuferselement. Der Kraftanteil F_0 resultiert aus rein permanentmagnetischem Magnetfluss und dient der leistungslosen Gewichtskraftkompensation im Arbeitspunkt $F_{zn}(0, \delta_0)$. Befinden sich nur stator- oder läuferseitig Permanentmagnete, wirkt der Reluktanzkraftanteil F_0 als Zugkraft in Richtung eines sich

schließenden Spaltes zwischen Stator und Läuferseite und die magnetische Steifigkeit ist negativ ($c_m < 0$). Die Nutzung des Reluktanzkraftanteils zur Gewichtskraftkompensation ist in diesem Fall nur möglich, wenn sich Statorseile oberhalb der Abtriebsselemente des Läufers befinden. Sinnvolle Anordnungen mit stator- und läuferseitig repulsiv angeordneten Permanentmagneten zur direkten planaren Führung in großen Bewegungsbereichen sind den Autoren nicht bekannt.

Trotz theoretisch möglichem Nullstrom- Arbeitspunkt wird vorausgesetzt, dass sich sämtliche Antriebsspulen nur statorseitig befinden dürfen, um den dennoch vorhandenen Wärmeeintrag abzuführen und dem Läufer keine Energie über Kabel zuführen zu müssen.

Im quasistatischen Schwebestand kompensiert die vertikale Führungskraft genau die jeweils eingetragene Lastkraft F_{ln} , in der Regel ein Gewichtskraftanteil des gesamten Läufers. Mit (1) ergibt sich für den benötigten Stellstrom

$$F_{zn}(i_n, \delta_n) = F_{ln} \quad (2)$$

$$i_n = k_i^{-1}(F_{ln} - c_m \delta_n - F_0).$$

Man sieht, dass die Bedingung $i_n = 0$ erfüllt werden kann bei konstanter Lastkraft F_{ln} und konstantem Arbeitsspalt δ_n . Ist die Lastkraft variabel, so muss der Arbeitsspalt laufend an die Last angepasst werden um im Nullstrom Arbeitspunkt zu bleiben.

3.2 Topologie (A)

Das wichtigste Merkmal des Antriebssystems ist die Topologie von Antriebs- und Führungssystem. Als Topologie wird in diesem Zusammenhang die Kombination der primär- und sekundärseitigen Hauptabmessungen in der x/y - Antriebsebene bezeichnet. Die Überdeckung von Primär- und Sekundärteil ist in dem geforderten planaren Bewegungsbereich erforderlich, in der die gegenseitige magnetische Kraftwirkung erzeugt wird. Bild 6 zeigt eine qualitative Raumforderung der Topologievarianten A1 bis A3. Die x/y - Achsen spannen die Bewegungsebene des Läufers auf, wobei die Läuferbestandteile und die Raumforderung des Stators gekennzeichnet sind. Eine einfache Ausführung der Variante A1 sind gestellfeste U-Magnete, die ihre z - Führungskräfte auf eine läuferseitige ferromagnetische Platte übertragen. Die Führungskräfte sind somit gestellfest, bzw. wandern auf dem Läufer in Abhängigkeit von der x/y - Läuferlage. Die Variante A3 stellt die Umkehr von A1 dar, in der die U-Magnete und Kraftangriffsflächen ein mitbewegter Teil des Läufers und die ferromagnetischen Platten gestellfest sind. In Variante A2 werden sowohl stator- als auch läuferseitig balkenförmige Elemente verwendet, die Kraftangriffspunkte befinden sich im jeweiligen Schnittbereich und sind daher weder gestell- noch läuferfest.

3.3 Differenzanordnung (B)

Die Nutzung von einseitig angeordneten Elektro- oder Permanentmagneten erzeugt reine Zugkräfte und erfordert daher die statorseitige Anordnung oberhalb des Läufers (Ausprägung B1), um Gewichtskraftanteile zu kompensieren

(siehe Abschnitt 3.1). Um den Arbeitspunkt der Hybridmagnete zu verändern ist auch die zusätzliche Anordnung von Statorelementen unterhalb des Läufers denkbar. Bild 7 zeigt Anordnungen mit Statorelementen sowohl auf der Ober- als auch der Unterseite des Läufers. In Ausprägung B2 befindet sich auf der Unterseite des Läufers ein Zusatzaktor, der eine weitere Kraftmanipulation erlaubt. Dieser muss nicht notwendigerweise gleichartig wie der auf der Oberseite angeordnete Hybridmagnet sein.

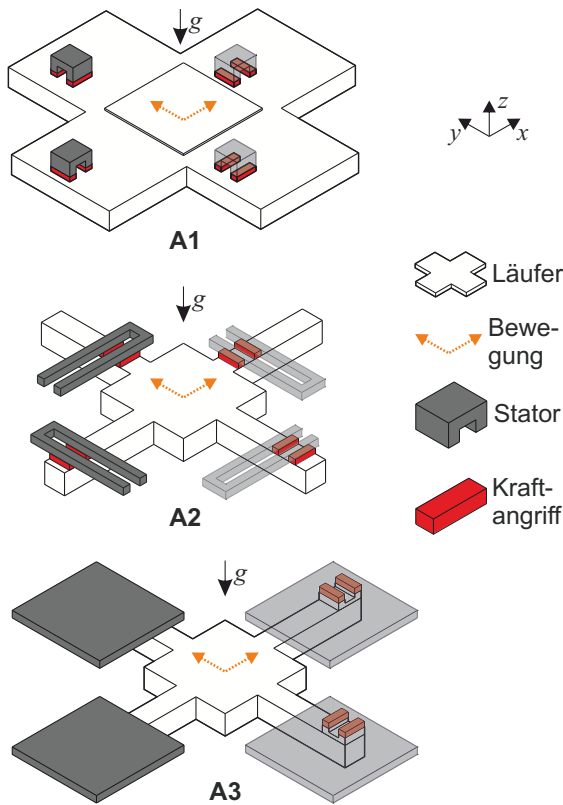


Bild 6 Merkmalsausprägungen A1- A3 der Führungstopologie

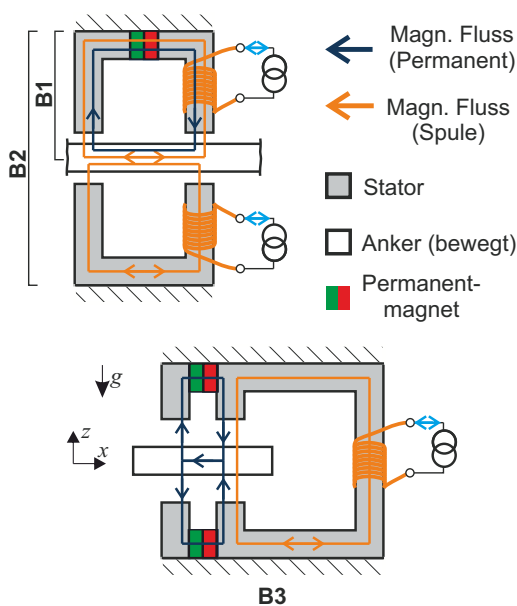


Bild 7 Ausprägungen mit Differenzanordnung B2 und B3

Da der untere Aktor nicht in jedem Zustand Kraftanteile beitragen muss, sind sämtliche als B1- Variante verwendbare Hybridmagnete auch in B2- Ausprägung einsetzbar. Wenn man sich den oberen Aktor der abgebildeten B2- Variante ohne Spule denkt, erhält man ebenfalls eine funktionsfähige Variante, bei der die Gewichtskraftentlastung von dem aktiven Eingriff getrennt ist. Derartige Fälle werden in diesem Beitrag nicht näher betrachtet. Interessanter ist die Betrachtung der B3- Ausprägung, in der das läuferseitige Abtriebsselement von einem Magnetkreis umgeben ist, der magnetische Fluss vertikal durch den Läufer hindurch geführt wird und dieser statorseitig geschlossen wird. Die B3- Variante erlaubt eine vielfältige Art der magnetischen Flussführung und damit die meisten funktionsfähigen Varianten (siehe Abschnitt 3.5).

3.4 Ort der permanenten Erregung (D)

Permanentmagnete können statorseitig (D1) oder läuferseitig (D2) angeordnet sein. Da Spulen immer statorseitig angeordnet sind (siehe Abschnitt 3.1) bewegen sich bei D2- Ausprägungen die Spulen relativ zu den Permanentmagneten. Durch die damit verbundene Ausprägung von läuferseitigen Magnetpolen darf statorseitig entlang des Bewegungsbereiches keine ferromagnetische Strukturierung erfolgen, z.B. Zahnung, um Rastkräfte bzw. Kraftrippel zu vermeiden.

3.5 Varianten

Zur Identifikation neuartiger Strukturen wurden sämtliche in den Abschnitten 3.2 bis 3.4 vorgestellten Ausprägungen kombiniert und funktionsfähige Varianten, die sich zur Anordnung als separate Führungseinheiten eignen nach Kenntnis der Autoren ermittelt. Die Varianten B1, B2 sind zu B12 zusammengefasst worden, da sich für jede Ausprägung B1 auch eine entsprechende Ausprägung B2 finden lässt. Tabelle 1 zeigt die geprüften Varianten.

Tabelle 1 Kombinationstabelle

| | B12 | | B3 | |
|----|----------|-------------|---------|---------|
| | D1 | D2 | D1 | D2 |
| A1 | Bild 4 | - | möglich | möglich |
| A2 | sinnvoll | - | Bild 5 | möglich |
| A3 | - | Abschnitt 4 | möglich | [14] |

Die in der Literatur oder in diesem Artikel behandelten Typen sind entsprechend referenziert, weitere nicht in der Literatur gefundene Varianten sind durch *sinnvoll* oder *möglich* gekennzeichnet. Für die mit – gekennzeichneten Varianten konnte keine geeignete Variante gefunden werden. Wie in Tabelle 1 zu sehen ist, weisen bekannte planare Magnetschwebesysteme mit Nullstrom- Arbeitspunkten die Topologieausprägungen A1, oder A2 auf (siehe Abschnitt 3.2). In beiden Fällen treten von der x/y - Lage abhängige Lastkräfte auf, da sich die Kraftangriffspunkte relativ zum Läuferschwerpunkt bewegen. Entsprechend Gleichung (2) erfordert dies eine laufende Anpassung des Arbeitsspalt an den Lastfall um im Nullstrom- Arbeitspunkt verbleiben zu können. Da entsprechend dem Anwendungsfall einer hochpräzisen Koordinatenmessmaschi-

ne dies nicht durch Änderung der Läuferlage erfolgen darf, werden andere Mechanismen benötigt. Ein Ansatz zur Verringerung der Verlustleistung bei veränderlichen Lastkräften wird in [12] getestet.

Planare Magnetschwebesysteme mit der Topologieausprägung A3 weisen hingegen im gesamten x/y -Positionierbereich konstante durch Gewichtskraft verursachte Lastkräfte auf. Sie sind daher prinzipiell am besten geeignet für verlustleistungsminimale planare Positionierung. Prinziplösungen zur statorseitigen Anordnung von Spulen in A3-Topologien sind den Autoren aus dem Stand der Forschung nicht bekannt gewesen und führten zu den im Folgenden erläuterten Eigenentwicklungen.

Eine Prinzipskizze der Merkmalskombination (A3,B3,D2) ist in Abbildung 8 abgebildet.

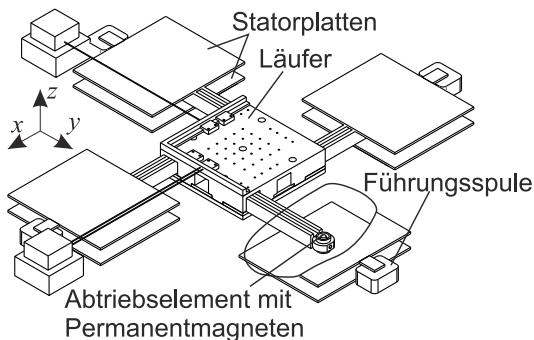


Bild 8 Neuartige planare Magnetführung [14]

Die Antriebseinheiten bestehen jeweils aus einer Ober- und einer Unterseitigen Statorplatte, die über Führungsspulen miteinander verbunden sind. Das Abtriebsselement ist eine ferromagnetisch strukturierte Einheit mit zwei Permanentmagneten, die den Magnetkreis vertikal schließt. Die Führung ist nicht kommutiert. Aufgrund der eingeschränkten Möglichkeiten, ein planares Antriebssystem zu integrieren, wurde eine weitere Variante (A3,B1,D2) bis zum Laborfunktionsprototyp entwickelt (siehe Abschnitt 4).

4 Mehrkoordinatenantrieb Versuchsaufbau

Der hier vorgestellte magnetisch geführte Mehrkoordinatenantrieb in Bild 9 ist eine spezielle Kombination eines Halbach-ähnlichem linearen Magnetarrays (5) mit statorseitigen ferromagnetischen Rückschlüssen (3) zur Erzeugung von Reluktanzkräften zur Gewichtskraftkompensation. Die Spulenstränge der Antriebsflachspulen (2) sind wesentlich länger ausgeführt als die Permanentmagnete, um im gesamten planaren Bereich mit dem Magnetarray (5) in Wechselwirkung treten zu können. Jede Antriebseinheit (AU) kann zwei unabhängige Kraftkomponenten in horizontaler (x oder y) und in vertikaler Richtung (z) stellen. Die Einheit wird als lagerloser eisenbehafteter permanentmagnetisch erregter Synchronantrieb klassifiziert, der abgesehen von Ummagnetisierungseffekten keine Rastmomente aufweist und sich daher für die Nanopositionierung eignet. Abbildung 10 zeigt ein Foto des Laboraufbaus.

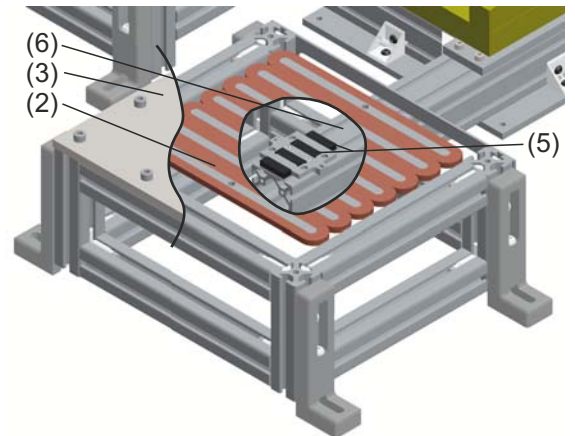
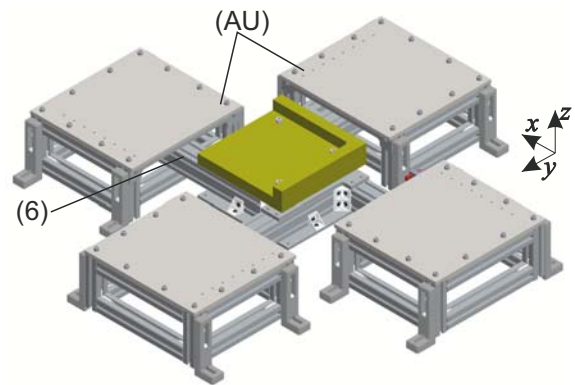


Bild 9 CAD Darstellung des neuartigen Planarantriebssystems

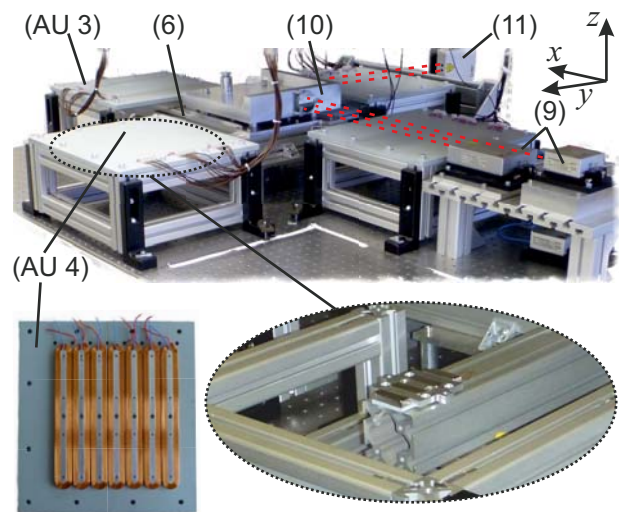


Bild 10 Laboraufbau des neuartigen Planarantriebssystems

Zur versuchstechnischen Überprüfung des verlustleistungsarmen Betriebs bei gleichzeitig hochpräziser Positionierung wurden im Schwebetrieb der Positionierfehler und sämtliche Stellströme erfasst. Abbildung 11 zeigt beispielhaft den gemessenen Regelfehler der z -Koordinate und einen zur z -Kraft näherungsweise proportionalen Strom in einer Flachspule. Die Angaben der gemessenen Standardabweichungen sowie die verwendeten Messsysteme (Kapazitiv, Interferometrie) finden sich in Tabelle 2. Insgesamt verteilt sich eine Verlustleistung von 2.5mW auf

acht bestromte Spulen, um die Läufermasse von 19.4 kg zu stabilisieren. Theoretisch ist dieser Zustand bei konstanter Schwebehöhe und -orientierung im gesamten x/y -Positionierbereich von $200 \times 200 \text{ mm}^2$ möglich. Praktisch ergibt sich jedoch bereits bei $\pm 50 \mu\text{m}$ Abweichung aus der optimalen Schwebehöhe eine Verlustleistung von 1 W, weiterhin variiert die optimale Schwebehöhe durch Hystereseeffekte bei der Ummagnetisierung der Stator- Rückschlüsse.

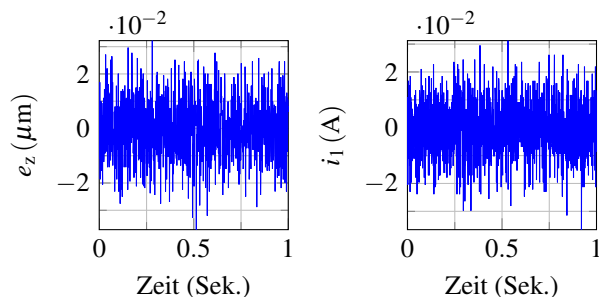


Bild 11 links: Positionierfehler der z -Lage, $\sigma_z = 10.86 \text{ nm}$, rechts: Strommessung einer Spule zur Generierung von z -Stellkräften, mittlere Verlustleistung $P_{d1} = 0.4 \text{ mW}$

Tabelle 2 Standardabweichungen der Läuferkoordinaten

| $\sigma_x, \text{ nm}$ | $\sigma_y, \text{ nm}$ | $\sigma_z, \text{ nm}$ | $\sigma_{\varphi_x}, \text{ nrad}$ | $\sigma_{\varphi_y}, \text{ nrad}$ | $\sigma_{\varphi_z}, \text{ nrad}$ |
|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| 7.93 | 12.23 | 10.86 | 522.8 | 573.8 | 56.9 |
| Interf. | Interf. | Kapaz. | Kapaz. | Kapaz. | Interf. |

5 Zusammenfassung

Aktiv magnetisch geführte Planarantriebssysteme mit statorseitigen Spulen werden auf ihre Tauglichkeit zum verlustleistungsminimalen Schwebebetrieb zur Anwendung in Nanomessmaschinen untersucht. Systeme aus dem Stand der Forschung werden anhand weniger Merkmale klassifiziert, sowie neuartige Konzepte aufgezeigt. Ein neu entwickelter Funktionsprototyp eines permanenterregten linearen Synchronmotors mit vollständiger Integration der planaren Magnetführung und leistungslosen Gewichtskraftkompensation wird vorgestellt. Experimente belegen die Tauglichkeit für Nanopositionieranwendungen und den nahezu verlustleistungslosen Schwebebetrieb. Bereits geringe Form- und Lageabweichungen der Statoren führen zu großer prozentualer Änderung der Verlustleistung. Zum aktuellen Zeitpunkt ist die zu erwartende Abweichung der Verlustleistung durch magnetische Hysterese noch nicht untersucht.

6 Anmerkung

Die vorliegende Artikel wurde finanziert durch die deutsche Forschungsgesellschaft (DFG) als Teil des Sonderforschungsbereiches SFB 622, Nanopositionier- und Nanomessmaschinen.

7 Literatur

[1] Hale, Layton Carter: *Principles and Techniques for Designing Precision Machines* Dissertation, Massa-

chusetts Institute of Technology, 1999

- [2] Mizuno, T.; Takasaki, M.; Kishita, D.; Hirakawa, K.: *Vibration isolation system combining zero-power magnetic suspension with springs* Control Engineering Practice. Vol 15. S. 187-196
- [3] Hausotte, Tino: *Nanopositionier- und Nanomessmaschine* Dissertation, TU Ilmenau, 2002
- [4] Volkert, Ralf: *Regelung der Luftspaltlänge von Elektromagneten für Nanopositioniersysteme mit magnetischer Führung* Dissertation, TU Ilmenau, 2013
- [5] Overboom, T.; Smeets, J.; Jansen, J.; Lomonova, E.: *Topology Comparison for a Magnetically Suspended Ceiling Actuator* IEEE Proc. Int. Electric Machines & Drives Conference. 2011. S. 289-294
- [6] Volkert, R.; Sattel, T.; Bertram, T.: *Filterung und Dämpfung des Positionsrauschens magnetischer Führungen für Nanopositioniersysteme* In: Tagung Mechatronik 2009. 2./13. Mai 2009 Wiesloch. VDI Wissensforum Düsseldorf 2009. ISBN 978-3-98-12624-5-2. S. 77-84.
- [7] Kim, Jung-Jae: *Design and Control of a Magnetically Levitated Six Degrees-of-Freedom Planar Motor using T-shape Halbach Magnet Array* Dissertation, School of Mechanical, Aerospace and Systems Engineering, Daejeon, 2010
- [8] Schaeffel, C.; Katzschmann, M.; Mohr, H.-U.; Gloess, R.; Rudolf, C.; Mock, C.; Walenda, C.: *Magnetic Levitating System with 6 DOF* In: 9. GMM Fachtagung: Innovative Klein- und Mikroantriebstechnik 2013. ISBN 978-3-8007-3537-2. S. 128-131
- [9] Trumper, David L.: *Levitation Linear Motors for Precision Positioning* IEEE Transactions on Industry Applications (2006), Vol. 126, S. 1345-1351.
- [10] Bleuler, H.; Cole, M.; Keogh, P.; Larssonneur, R.; Maslen, E.; Nordman, R.; Okada, Y.; Schweitzer, G.; Traxler, A.: *Magnetic Bearings - Theory, Design and Application to Rotating Machinery* Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2009
- [11] Molenaar, Alexander: *A novel Planar Magnetic Bearing and Motor Configuration applied in a Positioning Stage* Dissertation, TU Delft, 2000
- [12] Büchschütz, M.; Bettin, C.; Sattel, T.: *A Hybrid Active Magnetic Guidance Concept with Low Heat Production for High Precision Machines* In: 13th Int. Conf. on New Actuators 2012, 18./20. Juni 2012 Bremen. Messe Bremen 2012. ISBN 978-3-933339-19-5 S. 221-224
- [13] Büchschütz, M.; Sattel, T.: *Electrodynamic Magnetic Guidance Similar to a Halbach Array Towards Zero Power Gravity Compensation for High Precision Machines* In: 14th Int. Conf. on New Actuators 2014, 23./25. Juni 2014 Bremen. Messe Bremen 2014. ISBN 978-3-933339-22-5 S. 185-188
- [14] Büchschütz, M.; Sattel, T.; Moore, B.: *Vorrichtung zur magnetischen Führung von Körpern* DE Offenlegungsschrift, DE102013001009A1, 2014

Simulations- und Messmethoden eines neuartigen elektromagnetischen Kippaktors

Simulation and Measurement on a Novel Electromagnetic Tilting Actuator

Dipl.-Ing. Michael Dörbaum¹, M. Sc. Svenja Tappe², Dr.-Ing. Jens Kotlarski², Prof. Dr.-Ing. Tobias Ortmaier², Prof. Dr.-Ing. Axel Mertens¹, Prof. Dr.-Ing. Bernd Ponick¹

¹Institut für Antriebssysteme und Leistungselektronik (IAL), ²Institut für Mechatronische Systeme (imes), Leibniz Universität Hannover, 30167 Hannover, Deutschland, michael.doerbaum@ial.uni-hannover.de

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden Grundlagenuntersuchungen an einem neuartigen Aktorkonzept auf elektromagnetischer Basis präsentiert. Dieses basiert auf einer begrenzten Kippbewegung zylinderförmiger Aktoren um eine feste Drehachse. Durch die Aneinanderreihung mehrerer individuell kippbarer Aktoren zu einer seriellen Kette kann ein voll aktiver, schlangenartiger Manipulator aufgebaut werden. Mögliche zukünftige Einsatzgebiete eines solchen Roboters liegen im Bereich der Medizintechnik und der Montage in beengten Räumen. Im Gegensatz zu aktuell eingesetzten flexiblen Endoskopen ist dieses System entlang der gesamten Struktur aktiv bewegbar und bietet gleichzeitig eine stabile Arbeitsplattform mit der Möglichkeit, hohe Manipulationskräfte aufzunehmen. Bisher bestanden noch keine Berechnungsmethoden für das transiente Verhalten eines solchen Aktors. Daher werden hier zuerst die angewandten Simulationsmethoden vorgestellt. Anschließend werden das transiente Aktorverhalten mit Hilfe der Simulationsmodelle ermittelt und die Modelle und Methoden durch Messungen an einem Prototyp validiert.

Abstract

In this paper, the results of basic research on a novel electromagnetic actuator concept are presented. The concept is based on cylindrical actuators tilting around a fixed axis. The design of a fully actuated snake-like manipulator is realised by sequencing a number of individually tiltable actuator elements. Possible applications of such robots are in the field of medical engineering and in case of confined spaces. In contrast to the flexible endoscopes used so far, the system's whole structure can be actively moved and also provides a stable work platform to withstand high manipulation forces. Calculation methods to predict the transient behaviour of this type of actuator do not exist so far. The simulation approaches used are therefore presented first. In the next step, the transient actuator behaviour is determined based on the simulation models. Finally, the models and methods are validated by measurements made on a prototype.

1 Einleitung

Während der letzten Jahrzehnte hat sich die Endoskopie zu einer wichtigen Methode für die minimal-invasive Diagnostik und Therapie entwickelt. Auch im industriellen Umfeld finden Endoskope Verwendung, z. B. im Rahmen der Inspektion von Rohrleitungssystemen, Flugzeugturbinen oder anderen stark verbauten und schlecht zugänglichen Bereichen.

In der Regel werden für diese Applikationen passive flexible Endoskope genutzt. Sie werden manuell zum Untersuchungsgebiet vorgeschoben und besitzen ein durch Seilzüge aktuiertes Ende [1].

Flexible passive Endoskope erlauben jedoch nur die Aufnahme begrenzter Kräfte. Sie können sich nicht aktiv in Hohlräumen bewegen, sondern müssen sich an umgebenden Strukturen abstützen. Es kann zu Schleifenbildung kommen, und durch Engstellen oder Reibung wird der manuelle Vorschub erschwert [2]. Im Falle der medizinischen Endoskopie besteht dabei die Gefahr von Perforationen und Verletzungen [3]. Hinzu kommt, dass durch die Flexi-

bilität des Endoskopschafts keine stabile Arbeitsplattform zur Verfügung steht, sodass ein solches System nur geringe Manipulationskräfte und -momente aufnehmen kann.

Im Rahmen eines von der DFG geförderten Forschungsprojekts wird ein neuer Ansatz weiter verfolgt: Auf Basis neuartiger, elektromagnetischer Aktoren wird ein aktiver, hyperredundanter Endoskopschaft aufgebaut, der die dargestellten Nachteile überwindet.

2 Funktion der Kippaktorkette

Um eine stabile Arbeitsplattform bei einer gleichzeitig hohen Flexibilität zu ermöglichen, entstand das in **Bild 1** dargestellte Konzept für eine elektromagnetische Kippaktorkette. Diese ist modular aus einer Vielzahl von einzelnen, identischen Aktorelementen aufgebaut, die wiederum aus elektromagnetisch gleichen Aktorhälften bestehen. Die Aktorelemente besitzen jeweils einen Kippwinkel von einigen Grad und können einzeln diskret zwischen den Ruhepositionen umgeschaltet werden. Durch eine Aneinanderreihung und geeignete Verdrehung der einzelnen Elemente

zueinander ist eine Abwinklung in beliebige Richtungen erreichbar. Dadurch, dass jedes der Elemente unabhängig voneinander gesteuert werden kann, ergibt sich aus einer Vielzahl von diskreten mono- oder bistabilen Aktoren dennoch eine quasi-kontinuierliche Gesamtbewegung.

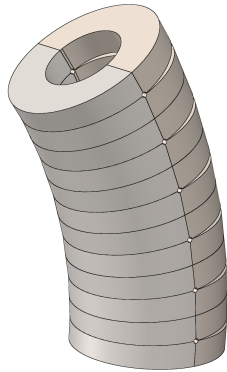


Bild 1 Aneinanderreihung mehrerer Kippaktoren zu einer Kette mit gleich ausgerichteten Kippachsen

Die Aktorhälften sind einfach konstruiert, um schnell und kostengünstig produziert werden zu können, und besitzen zusätzlich ein hohes Miniaturisierungspotential. Sie sind als zylinderförmige Ringstrukturen ausgelegt, so dass ein Arbeitskanal in der Mitte des Endoskops für in der Endoskopie oft erforderliche Leitungen und Werkzeuge frei bleibt. Aus Gründen der einfacheren Evaluation wurde das erste Handmuster eines Einzelaktors mit einem Durchmesser von 60mm gefertigt. Die Zielgröße für den endoskopischen Einsatz liegt bei einem Durchmesser von 12 – 16mm.

Im Weiteren wird nur noch ein einzelnes Element dieser Kette betrachtet.

3 Beschreibung des Einzelaktors

Im Rahmen des Forschungsprojektes wurden bereits verschiedene Aktorvarianten entworfen und mit Hilfe quasi-stationärer FEM-Berechnungen im Hinblick auf ihre maximale Kraftausbildung evaluiert [4]. In diesem Abschnitt werden die grundlegenden Methoden zur analytischen und numerischen Berechnung des elektromagnetischen und mechanischen Verhaltens eines Einzelaktors vom Typ 1 präsentiert. Die Validierung anhand von Messergebnissen am Prototypen wird in Abschnitt 4 beschrieben.

3.1 Aufbau eines Aktorelements

Eine Hälfte des Aktors 1 ist in **Bild 2** dargestellt. Sie besteht aus zwei Halbringen, die den Aktor entlang der Kippachse in eine elektromagnetisch aktive (1) und eine nicht aktive Hälfte (2) teilen. Die Halbringe haben einen U-förmigen Querschnitt (vgl. **Bild 3**), in den eine einfach herzustellende Ringspule (3) eingelegt ist. Ausgehend von der Kippachse (4) ist die aktive Hälfte mit einer Schräge von $\frac{q_{\max}}{2} = 3^\circ$ versehen, so dass der Aktor insgesamt um einen Winkel von $q_{\max} = 6^\circ$ gekippt werden kann.

Der aktive Teil des Aktors besteht aus einem ferromagnetischen Material mit $\mu_r \gg 1$, während der nicht aktive Teil

des Aktors aus paramagnetischen Material mit $\mu_r \approx 1$, wie zum Beispiel Aluminium oder Kunststoff, besteht. Dieses Material verhält sich magnetisch wie Luft, so dass dort keine nennenswerten Grenzflächenkräfte bzw. Drehmomente entstehen.

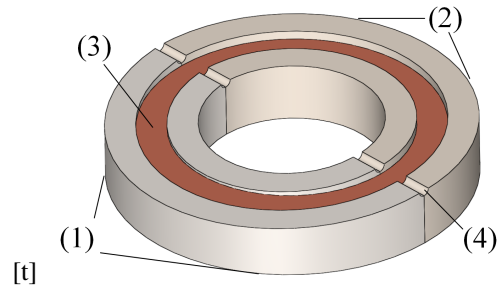


Bild 2 Modell einer Aktorhälfte von Aktor 1

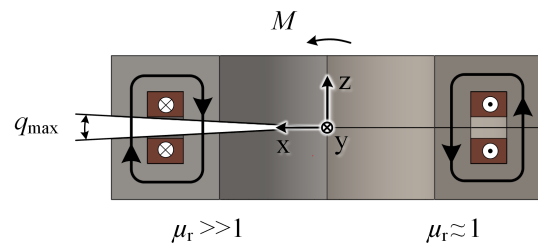


Bild 3 Schnittskizze des Aktors 1 mit Durchflutungsrichtung und magnetischem Flusspfad

Da nur auf der aktiven Seite Grenzflächenkräfte wirken ist der Aktor monostabil, d.h. er kann elektromagnetisch nur in die gekippte Position gebracht und dort gehalten werden. Für das Zurückkippen in die nicht gekippte Position wäre die Verwendung einer Feder o.ä. erforderlich. Erweiterte Aktortypen, die dieses Problem lösen, wurden bereits in [4] gezeigt und sind nicht Gegenstand dieses Beitrags.

3.2 Elektromagnetisches Wirkprinzip und transiente Simulation

Die Funktion der Einzelaktoren entspricht der eines Elektromagneten und beruht auf den Maxwell'schen Grenzflächenkräften. Die Flächenkraftdichte an jedem Punkt der Grenzfläche eines Stoffs leitet sich mit der Permeabilität $\mu_1 = \mu_r \mu_0$ und Luft mit $\mu_2 = \mu_0$, der normalen Induktion B_n und der tangentialen magnetischen Feldstärke H_t nach [5] ab:

$$f_A = \frac{B_n(x,y)^2 \left(1 - \frac{1}{\mu_r}\right) + H_t(x,y)^2 (\mu_r - 1)}{2\mu_0} \quad (1)$$

Die Flächenkraftdichte steht dabei senkrecht auf der jeweiligen Grenzfläche. Da der Aktor eine Drehbewegung ausführt, wirken an diesem Drehmomente, die sich aus der Multiplikation der oben angegebenen Flächenkraftdichte mit dem jeweiligen Abstand von der Drehachse ergeben. Das Gesamtdrehmoment errechnet sich durch die Integration des Produkts der Flächenkraftdichte und des Abstands von der Drehachse $r(x,y)$ über die gesamte Grenzfläche zu

$$M = \int_A f_A \cdot r(x, y) dA. \quad (2)$$

Aus den Gleichungen (1) und (2) kann abgeleitet werden, dass es wünschenswert ist, möglichst hohe Flussdichten und damit Flächenkraftdichten in möglichst großer Entfernung zur Drehachse zu haben, da so das ein großes Moment entwickelt wird.

Für die vereinfachende Annahme, dass es sich um die Grenzfläche zwischen einem Material hoher Permeabilität und Luft handelt und dass der magnetische Fluss gleich verteilt über die Grenzflächen ist, kann eine Drehmomentabschätzung vorgenommen werden über

$$M = \frac{B_n^2 A}{2\mu_0 r_{\text{Schwerpunkt}}} \sim I^2. \quad (3)$$

Eine genauere analytische Berechnung des Magnetkreises ist aufgrund der gewählten Geometrie nicht ohne weiteres möglich. Die magnetischen Flusspfade sind sowohl im Eisen als auch in der Luft dreidimensional, und der sich ausbildende Fluss ist abhängig von der Sättigung, sowie dem Momentanwert des Kippwinkels.

Daher wurde für die Magnetkreisberechnung ein rein numerischer Ansatz mit der 3D-FEM-Software Ansys Maxwell[©] gewählt. Die Berechnungszeiten sind dadurch jedoch, abhängig von der Modellgeometrie, sehr groß - dafür werden die nicht klar definierten Flusspfade abgebildet. Das Programm bietet die Möglichkeit, die Modellgeometrie schnell zu verändern bzw. aus einem CAD-System zu importieren. Für diesen Aktor wurde ein geometrisch und elektrisch vollständig parametrisiertes Modell in Maxwell[©] aufgebaut.

Ein mögliches nicht-numerisches Verfahren wäre die Erstellung eines magnetischen Netzwerks analog zu dem in [6] vorgestellten analytisch-numerischen Verfahren für Hybridschrittmotoren. Jedoch ist die Parametrisierung der Ersatzelemente sehr zeitaufwändig, und das Netzwerk muss für jeden untersuchten Aktortyp neu erstellt werden.

Maxwell[©] bietet zwei für die Berechnung eines Aktors sinnvoll einsetzbare Lösungsverfahren an: Das *quasistationäre* Verfahren nimmt alle Ausgleichsvorgänge als abgeklungen an, und es findet keine Bewegung statt. Es lassen sich hiermit gut verschiedene Aktorbauformen auf ihre Leistungsfähigkeit hin zu untersuchen.

Die zeitlich-veränderlichen elektromagnetischen Vorgänge und deren mechanische Wirkung können im *transienten* Berechnungsmodus vorausberechnet werden. Die externe Beschaltung des Aktors erfolgt über sogenannte *external circuits*, in denen der Aktor als widerstandslose Windung dargestellt ist. Für jeden Zeitschritt wird die Induktivität der Windung über das 3D-Modell in Abhängigkeit vom Zustand der Flussverketzung Ψ neu berechnet. Gleiches erfolgt für jeden Zeitschritt für die sich an den Grenzflächen ausprägenden Grenzflächenkräfte f_A und deren Beitrag zum Antriebsmoment M_{Antrieb} des Aktors. Dieses rechnet Maxwell[©] mit einer vorzuziehenden Massenträgheit J_{yy} über

$$M_{\text{Antrieb}} = -J_{yy} \ddot{\phi} \quad (4)$$

in eine Bewegung und somit eine Änderung der Position um. Dabei ist zu beachten, dass Maxwell[©] lediglich translatorische Bewegungen oder Bewegungen um genau eine Achse unterstützt. Dazu müssen sich im Modell alle (gemeinsam) bewegenden Teile in einem sogenannten *band* befinden; alles andere bleibt positionsfest. Die verwendete Anordnung ist in **Bild 4** zu sehen. Es ist weiterhin die innerhalb des *band* gelegene braune Box zu erkennen, die sogenannte *movingbox*. Sie umschließt noch einmal alle sich bewegenden Teile. Dadurch verringert sich für Maxwell[©] der Aufwand für die Vernetzung. Es wird für jeden Zeitschritt nur zwischen *band* und *movingbox* ein neues Netz berechnet.

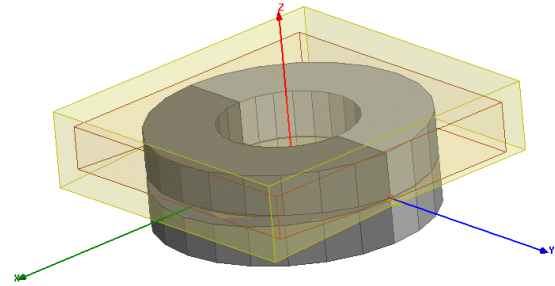


Bild 4 Darstellung des Simulationsmodells von Aktor 1 in Maxwell[©] - in gelb: *band*, in braun: *movingbox*

3.3 Dynamische Modellierung des Aktorkippens

Für die Evaluation des Einzelaktors ist seine dynamischen Modellierung notwendig. Hierzu muss zunächst der Aufbau des Aktors unter dynamischen Gesichtspunkten, wie in **Bild 5** zu sehen, betrachtet werden.

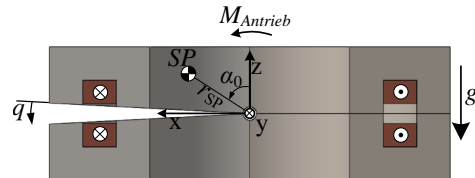


Bild 5 Schnittskizze des Aktors 1 zur Herleitung der Bewegungsgleichung

Auf Grund der unterschiedlichen Materialwahl von rechter und linker Seite des Aktors und des unsymmetrischen Aufbaus liegt auch der Schwerpunkt SP nicht auf der z -Achse des Referenzkoordinatensystems. Der Abstand des Schwerpunkts von der Drehachse wird mit r_{SP} angegeben, der Winkel zur z -Achse mit α_0 . Aus dem Drallsatz ergibt sich somit für das Kippen

$$J_{yy} \cdot \ddot{q} = M_{\text{grav}} + M_{\text{Antrieb}} \quad (5)$$

$$= m \cdot g \cdot r_{SP} \cdot \sin(q + \alpha_0) + M_{\text{Antrieb}}, \quad (6)$$

wobei die Masse der oberen Aktorhälfte m und die Massenträgheit J_{yy} aus den CAD-Daten ermittelt werden. Das winkel- und zeitabhängige Kippmoment $M_{\text{Antrieb}}(t, q)$ aus den Maxwell[©]-Simulationen wird durch eine rein kippwinkelabhängige Darstellung $M_{\text{Antrieb}}(q)$ angenähert.

Das Prellen bei Erreichen der Endanschläge kann zusätzlich mit Hilfe der Kontaktsteifigkeit c_{Kontakt} und -dämpfung d_{Kontakt} modelliert werden. Die Idee dahinter ist, dass sich der Endanschlag ähnlich einem Feder-Dämpfer-System darstellen lässt, in dem die kinetische Energie in potentielle Energie der Kontaktfeder umgewandelt wird. Durch Kontaktdämpfung dissipiert ein Teil der Energie. In diesem Fall muss das dynamische Modell beim Erreichen der Endanschläge um ein weiteres Moment M_{Kontakt} erweitert werden zu

$$J_{yy} \cdot \ddot{q} = M_{\text{grav}} + M_{\text{Antrieb}} - M_{\text{Kontakt}}, \quad (7)$$

$$M_{\text{Kontakt}} = c_{\text{Kontakt}} \cdot (q - q_{\text{max}}) + d_{\text{Kontakt}} \cdot \dot{q}. \quad (8)$$

Die Güte der beiden Ansätze mit und ohne Kontaktmodellierung muss im Folgenden durch Experimente validiert werden.

4 Kippversuche am Einzelaktor

Mit Hilfe des gefertigten Prototypen von Aktor 1 wurden die nachfolgend beschriebenen Kippversuche durchgeführt. Ziel war es, die beschriebenen Berechnungsmodelle zu validieren und weitere Einflussgrößen auf das Aktorverhalten zu ermitteln.

4.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau besteht aus einem Aktorprototypen mit Versuchstisch, einer elektrischen Schaltung zur Energiebereitstellung und den Messgeräten.

Aktor und Versuchstisch

Der für die Messungen verwendete Prototyp hat die in **Tabelle 1** genannten Kenndaten.

Tabelle 1 Kenndaten des vermessenen Prototyps von Aktor 1

| Größe | Wert | Einheit |
|------------------------------|----------------------|-------------|
| Außendurchmesser | d_a | 60 mm |
| Maximaler Spulendurchmesser | $d_{\text{sp,max}}$ | 50 mm |
| Minimaler Spulendurchmesser | $d_{\text{sp,min}}$ | 40 mm |
| Innendurchmesser | d_i | 30 mm |
| Höhe einer Aktorhälfte | h_A | 10 mm |
| Höhe der Nut | h_{Nut} | 5 mm |
| Winkelbereich | q_{max} | 6 ° |
| Masse einer Aktorhälfte | m_A | 89 g |
| Kontaktdämpfung | d_{Kontakt} | 84 Nm/rad |
| Kontaktsteifigkeit | c_{Kontakt} | 50 mNms/rad |
| Windungszahl | w_{sp} | 48 |
| Drahtdurchmesser | d_{Cu} | 0,4 mm |
| Widerstand (inkl. Zuleitung) | R_{sp} | 0,99 Ω |
| Masse der Spule | m_{sp} | 9 g |

Aus Gründen einfacherer Fertigbarkeit und geringerer Kosten besteht seine aktive Seite aus unlegiertem Baustahl. Elektromagnetisch höherwertige Materialien für spätere Prototypen sind denkbar. Der passive Halbring besteht aus Aluminium. Die beiden Halbringe sind verstiftet und verklebt. Die unten liegende Hälfte wird mechanisch mit einem Versuchstisch verspannt (siehe **Bild 6**). Die obere Hälfte wird für den Versuch drehbar gelagert; dünne Stifte

fungieren als Lager. Eine Spule wurde zur genaueren Validierung nur in die obere, sich bewegende, Hälfte eingelegt.

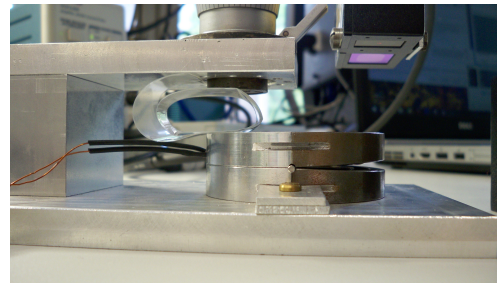


Bild 6 Seitensicht des Versuchsaufbaus mit Aktor 1

Weiterhin ist eine Feder aus Plastikband zu sehen, die über eine Mikrometerschraube so fest gestellt werden kann, dass das Kippen durch Eigengewicht verhindert wird.

Ansteuerschaltung

Die benötigte elektrische Energie zur Einleitung des Kippvorgangs wird durch einen Kondensator mit $C = 4 \text{ mF}$ bereitgestellt. Die Kondensatorentladung wurde gewählt, da der Kippvorgang kurzzeitig sehr hohe Leistungen erfordert und die Abschaltspannungsspitze entfällt. Der Kondensator wird über ein Netzteil mit einer variablen Eingangsspannung mit $U_q = 0 \dots 32 \text{ V}$ gespeist und wird mit Hilfe eines Tasters entladen. Über einen Entkopplungswiderstand $R_{\text{Ek}} = 50 \text{ Ω}$ wird eine transient wirksame Rückkopplung des Netzteils auf den Prüfling verhindert. Es handelt sich somit um einen Reihenschwingkreis mit sich im Kippvorgang ändernder Induktivität (siehe **Bild 7**).

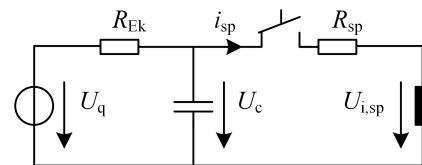


Bild 7 Ansteuerschaltung des Versuchsaufbaus für Aktor 1

Messgeräte

Der Positionsverlauf wird über ein Lasermessgerät der Firma Keyence vom Typ LK-G32 mit einer Auflösung von $2,5 \text{ μm}$ bei 50 kHz gemessen. Über einen Haltearm wird der Lasermesspunkt so platziert, dass er im äußeren Bereich des Aktors liegt und symmetrisch zu den äußeren Enden der Kippachse liegt, (vergleiche **Bild 6**). Die Stromverläufe wurden über Strommesszangen gemessen und über ein Oszilloskop dargestellt.

4.2 Kippverläufe

Zur Validierung des dynamischen Modells wurden die während der Versuche aufgenommenen Verläufe des Kippwinkels ausgewertet. Dabei wird zunächst das Kippen ohne Antriebsmoment rein auf Basis des Gravitationseinflusses betrachtet. Im Anschluss wird zusätzlich der Einfluss des Antriebsmoments untersucht.

Kippen durch Eigengewicht

Die Gegenüberstellung der dynamischen Modellierung gemäß (7) und der Messung eines unbestromten Kippvorgangs sind in **Bild 8** dargestellt.

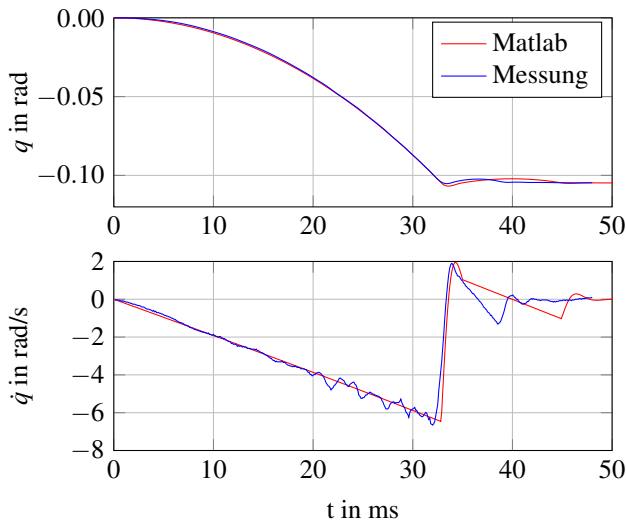


Bild 8 Vergleich des berechneten und des simulierten Kippverlaufs bei Kippen durch Eigengewicht

Zu erkennen ist deutlich, dass die durchgeführten Messungen während des Kippens mit dem über den Drallsatz hergeleiteten Modell (5) gut übereinstimmen. Das bedeutet, dass die den CAD-Modellen entnommenen Daten der Aktorkenngrößen, wie Schwerpunktlage, Trägheiten und Masse, sehr gut mit den realen Werten korrelieren. Die Messungen zeigen auch, dass das im Abschnitt 3.3 bereits erwähnte Pellen einen großen Einfluss hat. Über die Annäherung (7) kann aber eine ausreichend gute Modellierung erzielt werden. Auffällig ist hingegen, dass beim erneuten Kippen des Aktors nach dem ersten Rückpellen die Steigung der Winkelgeschwindigkeit in den Messungen deutlich stärker ist als in der Simulation. Da letztere eine rein durch die Gravitation bedingte Winkelbeschleunigung betrachtet, ist hier anzunehmen, dass dieser Effekt auf im Magnetkreis vorhandene Remanenzen beruht.

Kippen bei Bestromung

Nach zufriedenstellender Validierung des dynamischen Modells ohne Antriebsmoment werden nun die Kippverläufe bei Bestromung ausgewertet. Die Gegenüberstellung des gemessenen Kippverlaufs mit der Simulation mittels dynamischem Modell und den Ergebnissen der Maxwell[©]-Simulation ist in **Bild 9** dargestellt. Neben dem Winkelverlauf ist hier auch das aus der Simulation gewonnene Drehmoment M wiedergegeben, das sich dynamisch nicht messen lässt und sowohl vom Strom als auch von der aktuellen Position abhängt. Da Maxwell[©] keine Modellierung des Kontakts erlaubt, musste dies hier vernachlässigt werden. Auch hier zeigt sich eine sehr hohe Modellgüte. Beide Simulationen bilden die reale Kippung gut nach. Das Drehmoment zeigt durch den kippwinkelabhängigen Luftspalt eine hohe Abhängigkeit von der aktuellen Position und er-

reicht erst im geschlossenen Fall seinen Maximalwert. Der für die Beschleunigung interessante Anfangsbereich zeigt einen näherungsweise linearen Anstieg des Drehmoments, der sich neben dem Kippwinkel über den nachfolgend beschriebenen Stromverlauf ergibt.

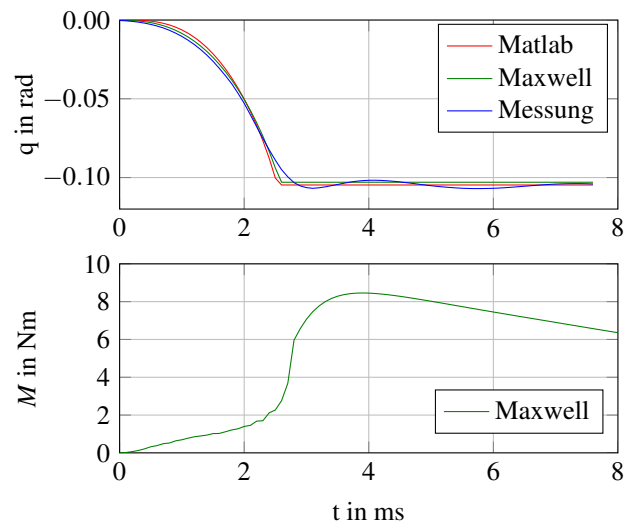


Bild 9 Vergleich des berechneten und des simulierten Kippverlaufs bei Kippen durch kapazitive Entladung bei 32 V

4.3 Stromverlauf

Die Stromverläufe beim Kippvorgang sind von besonderem Interesse, da sich aus ihnen die Charakteristika des elektromagnetischen Kreises und die Kraftentwicklung ableiten lassen. **Bild 10** zeigt den gemessenen und simulierten Stromverlauf bei einer Kondensatorentladung mit 32 V.

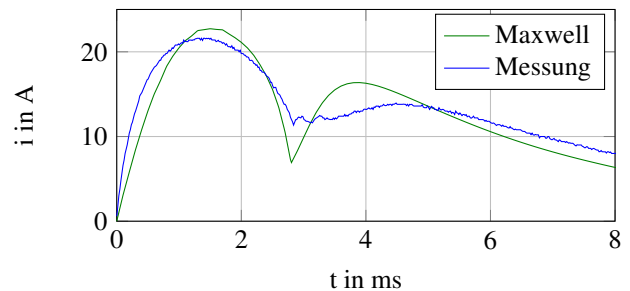


Bild 10 Vergleich des berechneten und simulierten Stromverlaufs bei Kippen mit 32 V und 4 mF

Zu Beginn des Kippvorgangs erfolgt ein steiler Stromanstieg, dem Verhalten beim Einschalten einer Induktivität entspricht. Dieser erreicht nach 1,5 ms sein Maximum noch bevor der Widerstand der Spule den Strom vollständig begrenzen würde. Die einsetzende Bewegung des Aktors verringert den Luftspalt des Eisenkreises. Dadurch wird der magnetische Widerstand des Eisenkreises reduziert. Es steigt gleichzeitig die Induktion B innerhalb des Aktors an, da der Durchflutungssatz erfüllt bleiben muss. An der Verteilung der Induktionen für das Strommaximum der Simulation bei 1,5 ms in **Bild 11** ist zu erkennen, dass hier noch die Bereiche in der Nähe der Kippachse am stärksten gesättigt sind und der Aktor nicht geschlossen ist.

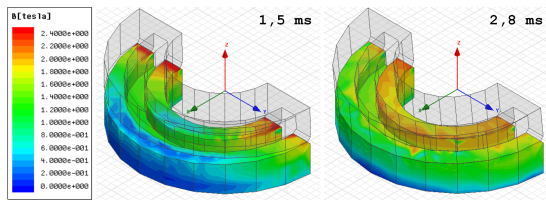


Bild 11 Induktionsverteilung für verschiedene Zeitpunkte

Eine sich ändernde magnetische Induktion hat nach dem Induktionsgesetz eine induzierte Spannung zur Folge, die ihrer Ursache entgegengesetzt ist. Dadurch reduziert sich der Spannungsabfall am elektrischen Widerstand und damit der Stromfluss, wie in Bild 10 deutlich zu erkennen ist. Mit dem Aufprall des Aktors in der Endlage wird die induzierte Spannung schlagartig zu null. Die Induktionsverteilung in Bild 11 für 2,8 ms ist nun nicht mehr an der Kippachse konzentriert. Der Stromverlauf steigt je nach Restspannung der Kapazität noch einmal an und klingt mit dem typischen Verlauf einer Kondensatorentladung ab. Mithilfe des Stromminimums lässt sich somit genau erkennen, wann der Aktor gekippt ist.

Beim Vergleich von Simulation und Messung in Bild 10 ist zu bemerken, dass der prinzipielle Verlauf gut übereinstimmt und auch die Länge des Kippvorgangs mit 2,8 ms gleich ist. Dennoch fallen kleinere Abweichungen auf. Der gemessene Verlauf steigt zum Einen deutlich schneller an, und zum Anderen ist der Maximalwert mit 21,6 A um 1,1 A niedriger und wird nach 1,4 ms um 0,1 ms früher erreicht als simuliert. Das geringere Maximum erklärt sich darüber, dass die Kapazität durch den zuvor höheren Strom bereits stärker entladen ist als in der Simulation. Der steilere Anstieg zu Beginn ist auf eine geringere Induktivität der realen Anordnung zurück zu führen. Im ersten Simulationsschritt berechnet sich diese zu

$$L_{\text{Sim}} = \frac{\Psi}{i} = 947 \mu\text{H}. \quad (9)$$

Messungen mit einem LCR-Meter ergaben die in **Tabelle 2** gezeigten Werte. Da die Messergebnisse für unterschiedliche Messfrequenzen leicht variieren, wurde als Ergebnis der Messwert genommen, der am dichtesten an der Kennkreisfrequenz des Reihenschwingkreises liegt. Die Berechnung der Kennkreisfrequenz lässt folgern, dass der gemessene Induktivitätswert bei 100 Hz der Anordnung am besten entspricht und damit 330 μH kleiner ist als berechnet. Daraus folgt, dass der steilere Stromanstieg über die unterschiedlichen Induktivitäten zu erklären ist.

Tabelle 2 Messwerte der Induktivität an Aktor 1 für verschiedene Anregungsfrequenzen des LCR-Meters

| Frequenz | Induktivität | Kennkreisfrequenz |
|----------|-------------------|-------------------|
| 50 Hz | 651 μH | 98,6 Hz |
| 100 Hz | 616 μH | 101,4 Hz |
| 250 Hz | 536 μH | 108,7 Hz |

Gründe, warum die Induktivität nicht präzise simuliert wurde, können Abweichungen zwischen der realen und der

simulierten Materialkennlinie sein. Die genaue Kennlinie des verwendeten Baustahls lag nicht vor, sondern es wurde mit der in Maxwell[®] vorhanden Kennlinie für unlegierten Baustahl *Steel 1008* gerechnet.

5 Zusammenfassung

Der vorliegende Artikel beschäftigt sich mit der Modellierung eines neuartigen Konzepts für einen elektromagnetischen Kippaktor. Die vorgestellten Modelle zur Dynamik und zum transienten Verhalten zeigen eine gute Übereinstimmung mit an einem Prototyp gemessenen Werten. Kleinere Abweichungen konnten über unterschiedliche Berechnungen der Induktivität erklärt werden. Die Messungen haben weiterhin gezeigt, dass sich mithilfe des Stromverlaufs das Erreichen der Endlage sicher bestimmen lässt und eine Positionserfassung dafür nicht zwangsweise erforderlich ist. Die Kondensatorentladung hat sich als eine geeignete Schaltung erwiesen, um in kurzer Zeit die benötigte hohe Energie bereit zu stellen. In zukünftigen Messungen müssen weiterhin die berechneten Kräfte validiert werden.

Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die finanzielle Förderung dieses Forschungsprojektes.

6 Literatur

- [1] Eickhoff, A.; Riemann, J.F.: *Koloskopieysteme der Zukunft* In: *Der Gastroenterologe*, 2:118-125, 2007.
- [2] Appleyard, M.N.; Mosse, C.A.; Mills, T.N.; Bell, G.D.; Castillo, F.D.; Swain, C.P.: *The measurement of forces exerted during colonoscopy* In: *Gastrointestinal Endoscopy*, 52(2):237-240, 2000.
- [3] Shah, S.G.; Brooker, J.C.; Thapar, C.; Williams, C.B.; Saunders B.P.: *Patient pain during colonoscopy: an analysis using real-time magnetic endoscope imaging* In: *Endoscopy*, 34:435-440, 2003.
- [4] Wöhrmann, M.; Dörbaum, M.; Ponick, B.; Mertens, A.: *Design of a Fully Actuated Electromagnetic Bending Actuator for Endoscopic Applications* In: *Innovative Klein- und Mikroantriebstechnik (IKMT)*, Nürnberg, S. 152-157, 2013.
- [5] Kallenbach, E. (Hrsg.); Eick, R.; Quendt, P.; Ströhl, T.; Feind, K.; Kallenbach, M.; Radler, O.: *Elektromagnete* Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [6] Stübiger, C.: *Effiziente Berechnungsverfahren für Hybridschrittmotoren* In: *Fortschritt-Berichte VDI*, VDI Verlag, 2011.