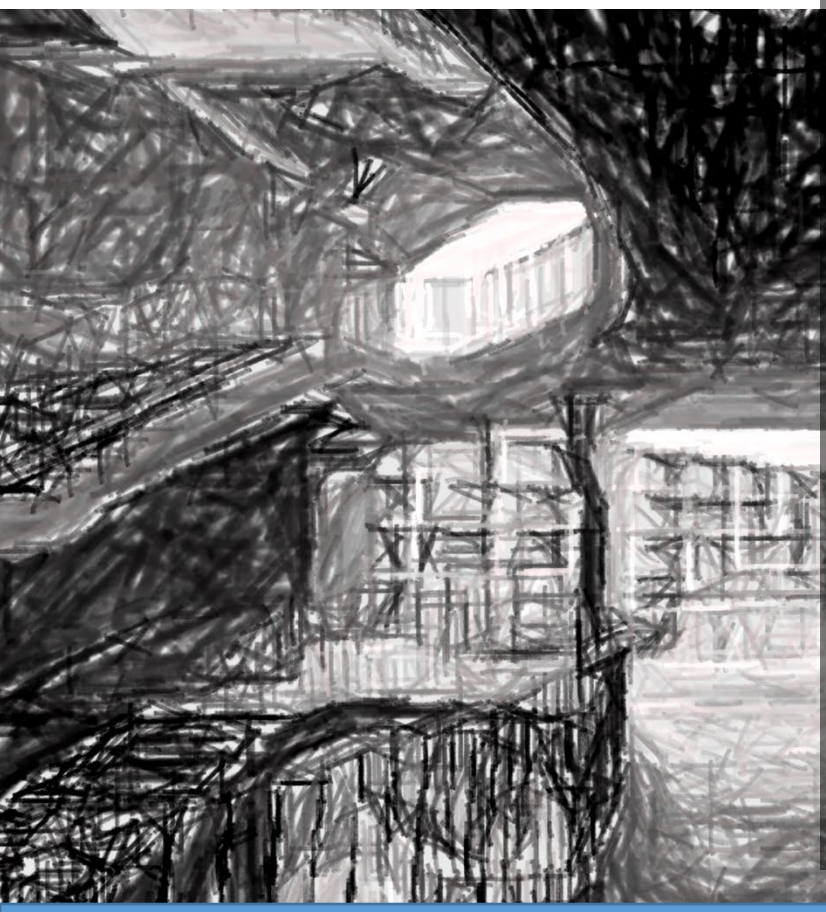
9. IFToMM D-A-CH
Konferenz 2023
16./17. März 2023, Universität Basel

Biomechanische Systeme
Kinematische Analyse und Synthese
Getriebetechnik
Regelung von Mechanismen und Maschinen
Mikromechanische Systeme
Mehrkörpersysteme
Sicherheit und Zuverlässigkeit
Robotik und Mechatronik
Rotordynamik
Nachhaltigkeit, Ressourcen- und Energieeffizienz
Fahrzeug- und Transportsysteme
Tribologie
Schwingungstechnik und Maschinendynamik
Nachgiebige Mechanismen



IFToMM D-A-CH Konferenz 2023

der IFToMM Member Organizations
Austria, Germany, Switzerland

16.-17. März 2023, Basel, Schweiz

TAGUNGSBAND

9. IFToMM D-A-CH
Konferenz 2023
16./17. März 2023, Universität Basel

Organisation

Lokale Organisation:
Georg Rauter

Dachorganisation und Veranstalter:
IFToMM Member Organizations Austria, Germany, Switzerland

Komitee:

- Maik Berger, TU Chemnitz
- Torsten Bertram, TU Dortmund
- Hannes Bleuler, EPFL Lausanne
- Bertold Bongardt, TU Braunschweig
- Tobias Bruckmann, Universität Duisburg-Essen
- Burkhard Corves, RWTH Aachen
- Francisco Geu Flores, Universität Duisburg-Essen
- Mathias Hüsing, RWTH Aachen
- Manfred Husty, Universität Innsbruck
- Andrés Kecskeméthy, Universität Duisburg-Essen
- Jörn Malzahn, Neura Robotics GmbH
- Malte Oeljeklaus, TU Dortmund
- Martin Pfurner, Universität Innsbruck
- Georg Rauter, Universität Basel
- Ulrich Roemer, Karlsruher Institut für Technologie
- Jürg Schiffmann, EPFL Lausanne
- Lena Zentner, TU Ilmenau

Publications Chair:

- Tobias Bruckmann, Universität Duisburg-Essen

Publicity and Technical Chair:

- Mathias Hüsing, RWTH Aachen

9. IFToMM D-A-CH
Konferenz 2023
16./17. März 2023, Universität Basel

Impressum

Neunte IFToMM D-A-CH Konferenz 2023: 16./17. März 2023, Universität Basel.

2024

ISBN 978-3-940402-63-9

DOI 10.17185/duepublico/77383

Herausgeber: Universität Duisburg-Essen

Veröffentlichende Institution:
Universität Duisburg-Essen
Universitätsbibliothek, DuEPublico
Universitätsstraße 9-11
45141 Essen
https://duepublico2.uni-due.de

© 2023 Die Autorinnen und Autoren.
Es gelten die in den einzelnen Tagungsbeiträgen genannten Rechte/Lizenzen.

Programm 9. IFToMM D-A-CH Konferenz 2023

Tag 1, Donnerstag 16. März 2023		
8:15	**8:45**	**Registrierung** und Kaffee
8:45	**9:00**	**Begrüssung durch Georg Rauter**
9:00	**10:30**	***Tobias Weiser and Markus Schmitz*** Komponentenbasiertes Modell zur bedarfsgerechten Dimensionierung der Genauigkeit eines Industrieroboters ***David Herrmann, Leon Schaeffer, Lena Zentner and Valter Böhm*** Theoretische und experimentelle Voruntersuchungen von Manipulatoren auf Basis von nachgiebigen Tensegrity-Strukturen ***Karsten Gerlach, Tom Heider and Maik Berger*** Methodischer Ansatz zum Entwurf von Fadenlängenkompensationen am Beispiel einer Kettenwirkmaschine
Session I "Entwurfs- und Berechnungs-methoden" **Leitung:** Lena Zentner		
10:30	**11:00**	Kaffeepause
11:00	**11:30**	***Hannes Jahn, Stefan Henning and Lena Zentner*** Analytische Beschreibung transversalsymmetrischer Gelenke
Session I		
11:30	**12:30**	**KEYNOTE:** ***John Morrell (Apple, Distinguished Engineer)*** Machines, Humans and the Actuator Problem
12:30	**13:30**	Mittagessen
13:30	**15:30**	***Erik Möllmann, Stefan Kurtenbach, Michael Bühren and Tobias Bruckmann*** Klassifizierung von Automatisierungslösungen für das Handling im Bereich der Be- und Entladung von Einzelpackstücken ***Jan Wiartalla, Markus Schmitz, Max Mierzwa, Burkhard Corves and Mathias Huesing*** Multidirektionale Additive Fertigung: Herausforderungen bei der Umsetzung eines restriktionsfreien Prozesses ***Christoph Jeziorek, Aileen Pfeil, Robin Heidel, Roland Boumann, Patrik Lemmen, Alexander Malkwitz and Tobias Bruckmann*** Auswahl geeigneter Deckentypen zur Automatisierung der Rohbauerstellung mit Seilrobotern ***Jan-Lukas Archut and Burkhard Corves*** Echtzeit-Mehrkörpersimulation von Fahrzeug-Radaufhängungen verschiedener Topologien unter Berücksichtigung ihrer Elastokinematik
Session II "Klassfizierung, Parallelroboter und Echtzeit-simulation" **Leitung:** Tobias Bruckmann		
15:30	**16:00**	Kaffeepause
16:00	**18:00**	***Estefania Andrea Hermoza Llanos, Mathias Huesing, Burkhard Corves and Anupam Saxena*** Realization of a thermally actuated Three-finger Compliant Gripper based on Topology Optimization ***Marten Zirkel, Yinnan Luo, Ulrich Römer, Alexander Fidlin and Lena Zentner*** Ein nachgiebiger Mechanismus mit einstellbarer charakteristischer Kennlinie durch Bistabilität ***Leon Schaeffer, David Herrmann and Valter Böhm*** Voruntersuchung einer gelenkigen Verbindung auf Basis einer vorgespannten nachgiebigen Struktur für den Einsatz in dynamischen Handorthesen ***Tobias Grüble, Michael Winkler and Christoph Dietenberger*** Entwicklung eines nachgiebigen Greifers mittels Topologieoptimierung
Session III "Nachgiebige Mechanismen" **Leitung:** Mathias Hüsing		

Tag 2, Freitag 17. März 2023

8:15	**8:30**	Kaffee
8:30	**10:30**	***Timo Osterburg, Christopher Diehl and Torsten Bertram*** Soziale Verhaltensprädiktion für automatisierte Fahrzeuge durch Contrastive Learning ***Maximilian Schmitz, Jochen Bisinger and Lena Zentner*** Effiziente parametrisierte Fahrzeugarchitekturauslegung in der frühen Konzeptphase ***Tigran Parikyan*** Forschung und Entwicklung von Motoren und Antriebssträngen aus Sicht von IFToMM ***Thomas Knobloch, Mathias Hüsing and Burkhard Corves*** Effiziente Erzeugung von Rasten hochdynamischer Getriebe unter Ausnutzung der Eigenbewegung
Session IV "Fahrzeuge" **Leitung:** *Maik Berger*		
10:30	**11:00**	Kaffeepause
11:00	**12:30**	***Akhilraj Anilkumar, Luise Brinster and Maik Berger*** Entwicklung einer Methodik für die robotische Telemanipulation mit haptischem Feedback mittels Handbewegung in einem MRK-Szenario ***Heiko Renz, Maximilian Krämer and Torsten Bertram*** Reduktion eines menschlichen Körpermodells für eine echtzeitfähige Kollisionsvermeidung in der Mensch-Roboter-Kollaboration ***Cédric Schicklin, Manuela Eugster and Georg Rauter*** Kinematic analysis of a parallel mechanism for automated imaging of an Organ-on-a-Chip culture system
Session V "Mensch-Maschine-Interaktion, Medizinrobotik" **Leitung:** *Torsten Bertram*		
12:30	**13:30**	Mittagessen
13:30	**15:00**	***Johannes Bolk, Burkhard Corves and Matthias Kiesewetter*** Aufbau einer numerischen Prüfstandumgebung für Fahrräder mittels Mehrkörpersimulation ***Marco Steck and Stephan Husung*** Ermittlung und Charakterisierung der Einflüsse des Fahrradrahmens auf eBike Antriebe als Basis für deren Auslegung und Optimierung ***Kevin Steinbach, Dirk Reith, Iris Groß, Peter Kraemer and Dominik Lechler*** Qualitative und Quantitative Untersuchung des Motorfreilaufs auf das dynamische Verhalten einer eBike-Antriebseinheit
Session VI "Fahrradantrieb und Verhalten" **Leitung:** *Burkhard Corves*		
15:00	**15:15**	**Verabschiedung durch Georg Rauter** (& Announcement IFToMM D-A-CH 2024?)

Beiträge

Weiser, Tobias; Schmitz, Markus ..... Seite 5
Komponentenbasiertes Modell zur bedarfsgerechten Dimensionierung der Genauigkeit eines Industrieroboters
DOI: 10.17185/duepublico/77386

Herrmann, David; Schaeffer, Leon; Zentner, Lena; Böhm, Valter ..... Seite 7
Theoretische und experimentelle Voruntersuchungen von Manipulatoren auf Basis von nachgiebigen Tensegrity-Strukturen
DOI: 10.17185/duepublico/77397

Gerlach, Karsten; Heider, Tom; Berger, Maik ..... Seite 9
Methodischer Ansatz zum Entwurf von Fadenlängenkompensationen am Beispiel einer Kettenwirkmaschine
DOI: 10.17185/duepublico/77400

Jahn, Hannes; Henning, Stefan; Fröhlich, Thomas; Zentner, Lena ..... Seite 11
Analytische Beschreibung transversalsymmetrischer Gelenke
DOI: 10.17185/duepublico/77402

Möllmann, Erik; Kurtenbach, Stefan; Bühren, Michael; Bruckmann, Tobias ..... Seite 13
Klassifizierung von Automatisierungslösungen für das Handling im Bereich der Be- und Entladung von Einzelpackstücken
DOI: 10.17185/duepublico/77384

Wiartalla, Jan; Schmitz, Markus; Mierzwa, Max; Corves, Burkhard; Hüsing, Mathias ..... Seite 22
Multidirektionale Additive Fertigung: Herausforderungen bei der Umsetzung eines restriktionsfreien Prozesses
DOI: 10.17185/duepublico/77394

Jeziorek, Christoph; Pfeil, Aileen; Piechullik, Martin; Romanowski, Simon; Heidel, Robin; Boumann, Roland; Lemmen, Patrik; Malkwitz, Alexander; Bruckmann, Tobias ..... Seite 24
Auswahlverfahren für geeignete Deckensysteme zur Automatisierung der Rohbauerstellung
DOI: 10.17185/duepublico/77398

Archut, Jan-Lukas; Corves, Burkhard ..... Seite 32
Echtzeit-Mehrkörpersimulation von Fahrzeug-Radaufhängungen verschiedener Topologien unter Berücksichtigung ihrer Elastokinematik
DOI: 10.17185/duepublico/77401

Hermoza Llanos, Estefania; Hüsing, Mathias; Corves, Burkhard; Saxena, Anupam ..... Seite 40
Preliminary Design of a Thermally Actuated Three-finger Compliant Gripper Based on Topology Optimization
DOI: 10.17185/duepublico/77385

Zirkel, Marten; Luo, Yinnan; Römer, Ulrich; Fidlin, Alexander; Zentner, Lena ..... Seite 43
Ein nachgiebiger Mechanismus mit einstellbarer charakteristischer Kennlinie durch Bistabilität
DOI: 10.17185/duepublico/77388

Schaeffer, Leon; Herrmann, David; Böhm, Valter ..... Seite 45
Voruntersuchung einer vorgespannten nachgiebigen Struktur für den Einsatz in dynamischen Handorthesen
DOI: 10.17185/duepublico/77392

Grüble, Tobias; Winkler, Michael; Dietenberger, Christoph ..... Seite 48
Entwicklung nachgiebiger Greifer mittels Topologieoptimierung
DOI: 10.17185/duepublico/77393

Osterburg, Timo; Diehl, Christopher; Bertram, Torsten ..... Seite 50
Soziale Verhaltensprädiktion für automatisierte Fahrzeuge durch Contrastive Learning
DOI: 10.17185/duepublico/77390

Schmitz, Maximilian; Bisinger, Jochen; Zentner, Lena ..... Seite 52
Effiziente parametrisierte Fahrzeugarchitekturauslegung in der frühen Konzeptphase
DOI: 10.17185/duepublico/77391

Knobloch, Thomas; Hüsing, Mathias; Corves, Burkhard ..... Seite 54
Effiziente Erzeugung von Rasten hochdynamischer Getriebe in der Produktentwicklung
DOI: 10.17185/duepublico/77387

Anilkumar, Akhilraj; Brinster, Luise; Berger, Maik ..... Seite 59
Entwicklung eines ROS-Kommunikationssystems für die robotische Telemanipulation mit haptischem Feedback mittels Handbewegung in einem MRK-Szenario
DOI: 10.17185/duepublico/77396

Renz, Heiko; Krämer, Maximilian; Bertram, Torsten ..... Seite 61
Reduktion eines menschlichen Körpermodells für eine echtzeitfähige Kollisionsvermeidung in der Mensch-Roboter-Kollaboration
DOI: 10.17185/duepublico/77399

Schicklin, Cédric; Eugster, Manuela; Rauter, Georg ..... Seite 63
Kinematic analysis of a parallel mechanism for automated imaging of an Organ-on-a-Chip culture system
DOI: 10.17185/duepublico/77403

Bolk, Johannes; Kiesewetter, Matthias; Corves, Burkhard ..... Seite 65
Aufbau einer numerischen Prüfstandumgebung für Fahrräder mittels Mehrkörpersimulation
DOI: 10.17185/duepublico/77389

Steck, Marco; Husung, Stephan; Hassler, Julien ..... Seite 71
Determination and characterization of the influences of the bike frame on eBike drive units as the basis for their design and optimization
DOI: 10.17185/duepublico/77395

Steinbach, Kevin; Lechler, Dominik; Groß, Iris; Reith, Dirk; Kraemer, Peter ..... Seite 78
Qualitative und Quantitative Untersuchung des Motorfreilaufs auf das dynamische Verhalten einer eBike-Antriebseinheit
DOI: 10.17185/duepublico/77405

Komponentenbasiertes Modell zur bedarfsgerechten Dimensionierung der Genauigkeit eines Industrieroboters
Componenent-based model of an articulated robot for demand-oriented dimensioning of the accuracy

Prof. Dr.-Ing. Tobias Weiser, HS Kempten, 87435 Kempten, Deutschland, tobias.weiser@hs-kempten.de
Markus Schmitz, RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52062 Aachen, Deutschland, schmitzm@igmr.rwth-aachen.de

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird ein Manipulatormodell zur Verwendung in einem Entwurfsprozess für die Manipulatormechanik vorgestellt. Das Ziel ist Schwingungen zu minimieren und die Genauigkeit applikationsspezifisch zu entwerfen. Aus geeigneten Modellansätzen der einzelnen Roboterkomponenten, wie der Tragstruktur, den Wälzlagern, der Verkabelung und der Fügestellen wird ein Gesamtmodell einer seriellen Sechs-Achs-Kinematik in Modelica erstellt. Für den Antriebsstrang werden Modellansätze für Kompaktgetriebe, Riementriebe, Wellen und Zahnräder abgeleitet. Eine Validierung erfolgt durch eine Modalanalyse durch Selbstanregung.

Abstract

A manipulator model for use in a design process of the manipulator mechanics is shown in this paper. The target is to minimize vibration and design appropriate accuracy in application. The focus is to model manipulator components and merge them in a manipulator model. This approach is applied to a six degree of freedom serial kinematic robot with rotational joints. The proposed model uses the Floating Frame of Reference approach for modeling the structural parts of the manipulator. The stiffness modeling of bearings is introduced. Electric drives generate the motion of the rotational joints, which is transported to the rotational joint via a drivetrain. A drivetrain model containing appropriate models of gearboxes, belt drives, shafts and toothed gears is derived. The required electric power is transmitted by the cabling of th manipulator system dynar pach. Finally, the compone

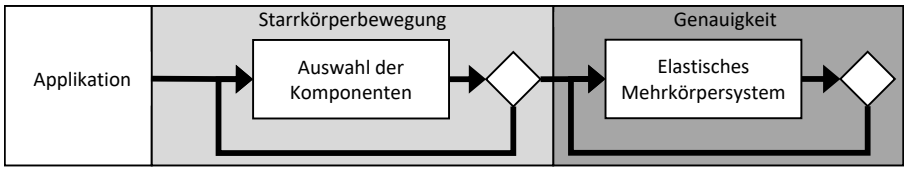


Bild 1 Auslegungsprozess eines Manipulators

Diese Arbeit zeigt einen Ansatz zur Modellierung eines seriellen Manipulators mit Drehgelenken für die Verwendung zur Auslegung des mechatronischen Designs. Der Prozess für die Dimensionierung eines Manipulators wird für diese Arbeit in zwei Schritten angenommen. Für eine spezifizierte Roboterkinematik und Applikation werden zuerst die Komponenten, z.B. die Motoren oder die Größe der Kompaktgetriebe festgelegt, um die Anforderungen an die Starrkörpermechanik (z.B. Taktzeit) zu erfüllen [1]. Im zweiten Schritt soll die Genauigkeit des Manipulators durch ein geeignetes Design des elastischen Mehrkörpersystems optimiert werden. Dafür wird ein Modell benötigt, das die für die Systemdynamik relevanten Komponenten berücksichtigt. Durch die geeignete Abstraktion jeder Komponente ist dann der jeweilige Einfluss auf die Genauigkeit transparent darstellbar und die Anforderungen an die Genauigkeit können top-down auf die Komponenten abgeleitet werden. Dazu wird der komponentenbasierte Modellansatz aus [2] für die steifigkeitsoptimale Auslegung eines Manipulators auf ein elastisches Mehrkörpersystem erweitert. Die Parametrierung des Modells soll an Hand von Datenblattwerten oder CAD-Modellen erfolgen, damit dieses Modell bereits während der Entwicklungsphase des Manipulators verwendet werden kann.

Um jede Komponente des mechatronischen Systems zu berücksichtigen, die die Genauigkeit eines Industrieroboters beeinflusst, werden diese in die Tragstruktur und den Antriebsstrang aufgeteilt. Für jede dieser Komponenten werden die für die Systemdynamik relevanten Eigenschaften Masse, Trägheit, Steifigkeit und Dissipation beschrieben. Für die Tragstruktur werden die kinematischen Glieder des Roboters als Balken mit Hilfe des Floating Frame of Reference Ansatzes beschrieben [3]. Die Wälzlager werden als räumlicher Zwei-Masse-Schwinger modelliert. Dieser besteht aus dem Innen- und Außenring des Wälzlagers, die über eine nichtlineare Steifigkeitsmatrix verbunden sind [4]. Dabei wird die Hertz'sche Pressung im Wälzkontakt für verschiedene Wälzkörper berücksichtigt. Der Steifigkeits- und Dämpfungseinfluss für die

DOI: 10.17185/duepublico/77386

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung-Nicht kommerziell 4.0 International Lizenz.

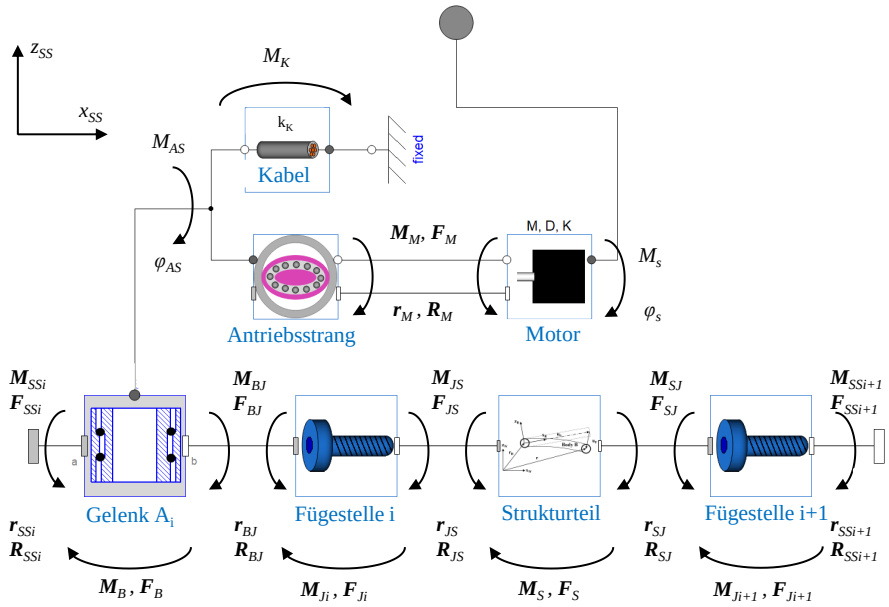


Bild 2 Rotatorisches Gelenk-Strukturteil-Subsystem in Modelica mit dem Gelenk A_i (B), der Fügestelle i (Ji), Strukturteil (S), der Fügestelle $i+1$ ($Ji+1$), dem Antriebsstrang (AS), dem Motor (M) und der Steifigkeit der Verkabelung k_K

Verkabelung wird berücksichtigt [5]. Verschraubungen werden als Fügestellen modelliert und liefern einen Beitrag zur Dämpfung und Steifigkeit.
Für den Antriebsstrang werden die Steifigkeiten, Reibung und Dämpfungen für Wellen, Riementriebe, Verzahnungsgetriebe und Wälzlager beschrieben. Kompaktgetriebe, wie z.B. Well-Getriebe, Zykloiden-Getriebe oder Planetengetriebe, werden mit Hilfe eines rotatorischen Zweimassenschwingers mit einer nichtlinearen Steifigkeit approximiert [6]. Die Reibungen dieser Komponenten werden zustandsbasiert mit Hilfe von S-GMS Ansätzen modelliert um Stick-Slip-Effekte im Rahmen der Genauigkeitsvorhersage abzubilden. Zusätzlich werden für die Getriebe des Antriebsstrangs das Anregungsverhalten und das Flankenspiel modelliert [7].
Aus diesen Komponenten werden modulare Modelle der Subsysteme der Grundachsen (Motor-Getriebe-Einheiten, s. Abb 2) und der Handachsen (Motor-Getriebe-Antriebsstrang) in Modelica erstellt. Es wird ein Modell einer seriellen 6-Achs-Kinematik mit drei Grundachsen und drei Handachsen erstellt.
Die Validierung des Robotermodells wird im ersten Schritt durch eine Messung und Simulation der statischen Nachgiebigkeit durchgeführt. Im zweiten Schritt wird dieses Modells an einem KR6 R900-1 der Firma KUKA Roboter GmbH durch Selbstanregung validiert. Dabei wird über die Antriebe ein in der RSI-Schnittstelle generiertes Chirp-Signal in die Struktur eingeleitet. Das Antwort-Signal wird durch einen low-cost Beschleunigungssensor am TCP erfasst.
Die Anwendung dieses Ansatzes wurde für eine serielle Kinematik gezeigt. Der in dieser Arbeit vorgestellte Ansatz ist sowohl für serielle als auch für parallele Kinematiken, wie z.B. einer DELTA-Kinematik, anwendbar und ist als nächster Schritt geplant.

Literatur

[1] M. Pettersson, P. Krus, and J. Andersson, “On optimal drive train design in industrial robots,” in *2005 IEEE International Conference on Industrial Technology*, pp. 254–259, IEEE, 2005.

[2] T. Weiser, *Komponentenbasiertes Modell eines Industrieroboters zur bedarfsgerechten Dimensionierung*. Apprimus Wissenschaftsverlag, 2020.

[3] A. A. Shabana, “Flexible multibody dynamics: review of past and recent developments,” *Multibody system dynamics*, vol. 1, no. 2, pp. 189–222, 1997.

[4] T. Weiser and B. Corves, “Modelling of roller bearings,” in *Proceedings of the 12th international Modelica Conference*, Linköping University Electronic Press, 2017.

[5] K. Papailiou, “On the bending stiffness of transmission line conductors,” *IEEE Transactions on Power Delivery*, vol. 12, no. 4, pp. 1576–1588, 1997.

[6] H. Zhang, S. Ahmad, and G. Liu, “Modeling of torsional compliance and hysteresis behaviors in harmonic drives,” *IEEE/ASME Trans. Mechatron*, vol. 20, no. 1, pp. 178–185, 2015.

[7] R. R. Waiboer, *Dynamic modelling, identification and simulation of industrial robots*. PhD thesis, University of Twente [Host], 2007.

Theoretische und experimentelle Voruntersuchungen von Manipulatoren auf Basis von nachgiebigen Tensegrity-Strukturen

Preliminary theoretical and experimental investigations on manipulators based on compliant tensegrity structures

David Herrmann, OTH Regensburg, Fakultät Maschinenbau, 93053 Regensburg, david.herrmann@st.oth-regensburg.de
Leon Schaeffer, OTH Regensburg, Fakultät Maschinenbau, 93053 Regensburg, leon.schaeffer@oth-regensburg.de
Lena Zentner, TU Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, 98693 Ilmenau, lena.zentner@tu-ilmenau.de
Valter Böhm, OTH Regensburg, Fakultät Maschinenbau, 93053 Regensburg, valter.boehm@oth-regensburg.de

Kurzfassung

Um die Leistungsfähigkeit von nachgiebigen Robotersystemen („Soft Robotics“) zu verbessern, werden immer neue Möglichkeiten zur Realisierung dieser Systeme gesucht. In vielen Anwendungen ist der Einsatz von mechanisch vorgespannten nachgiebigen Strukturen in diesen Systemen von Vorteil. Die Steifigkeit dieser Strukturen kann gezielt und gegebenenfalls reversibel variabel eingestellt werden. Die Formveränderung kann nur durch wenige Aktuatoren erzeugt werden.
Nachgiebige Tensegrity-Strukturen, die auf hochelastischen Materialien basieren, entsprechen einer speziellen Klasse von mechanisch vorgespannten Strukturen. Sie werden durch druck- und zugbelastete Segmente gebildet, wobei die druckbelasteten Segmente untereinander nicht direkt verbunden sind. Die resultierende Form dieser Strukturen wird durch ihre Vorspannung bestimmt. Weiche Roboter, die auf diesen Strukturen basieren, bieten mehrere vorteilhafte Eigenschaften, wie z. B. Faltbarkeit/Entfaltbarkeit, geringe Masse, hohes Festigkeits-Gewichts-Verhältnis und stoßdämpfende Fähigkeiten [1]. Diese Strukturen haben eine ausgeprägte Fähigkeit, sowohl ihre Form als auch ihre Steifigkeit zu verändern. In den letzten Jahren hat das Interesse an der Erforschung von Robotersystemen, die auf diesen Strukturen basieren, zugenommen. Aktuelle Arbeiten konzentrieren sich auf die Entwicklung von mobilen Robotern [2]–[7] und Manipulatoren, die auf diesen Strukturen basieren [8]–[10].
Tensegrity-Manipulatoren werden typischerweise durch Kaskadierung von gleichartigen elementaren Einheiten gebildet, die nach dem Tensegrity-Prinzip untereinander verbunden werden. Die elementaren Einheiten sind entweder selber konventionelle Tensegrity-Strukturen oder einteilige planare bzw. räumliche Strukturen. In klassischen Tensegrity-Manipulatoren werden starre Drucksegmente und nicht elastische Zugsegmente verwendet. Die Formänderung dieser Systeme wird durch Änderung der Längen ausgewählter Zugsegmente realisiert. Dem gegenübergestellt können nachgiebige Tensegrity-Manipulatoren realisiert werden, indem die Zugsegmente der Struktur eine hohe Nachgiebigkeit aufweisen. Um die mechanische Nachgiebigkeit und Formänderungsfähigkeit von diesen nachgiebigen Manipulatoren zusätzlich zu erhöhen, ist auch der Einsatz von Tensegrity-Strukturen auf der Basis nachgiebiger Drucksegmente denkbar.
Im vorliegenden Beitrag werden zwei nachgiebige Tensegrity-Manipulatoren vorgestellt und in Hinblick auf ihre mechanischen Eigenschaften und Formänderungsfähigkeit gegenübergestellt. Sie unterscheiden sich in ihrer Topologie, in der Art der Aktuierung und auch in der mechanischen Nachgiebigkeit. Die mechanische Nachgiebigkeit des ersten Systems beruht auf der Elastizität der Zugsegmente, die Drucksegmente sind starr. Die elementaren Einheiten bilden einteilige Strukturen. Das zweite System beruht auf elementaren Einheiten, die selbst räumliche Tensegrity-Strukturen sind. In diesem System sind sowohl die Zug- als auch die Drucksegmente nachgiebig. Die Aktuierung des ersten Systems erfolgt durch Längenänderung der Zugsegmente. Im zweiten System wird die Formänderung des Gesamtsystems durch Änderung der Form der nachgiebigen Drucksegmente realisiert. Die theoretischen Untersuchungen erfolgen unter Anwendung der statischen geometrisch nichtlinearen FE-Methode. Mit diesen Untersuchungen wird die Formveränderungsfähigkeit der beiden Systeme unter Variation ihrer Vorspannung untersucht und gegenübergestellt. Die experimentellen Untersuchungen an zwei Demonstratoren bestätigen die theoretischen Ergebnisse und zeigen die Anwendbarkeit von Systemen auf Basis dieser Strukturen als Manipulatoren auf.

Abstract

In this paper, two compliant tensegrity manipulators are presented and contrasted with respect to their mechanical properties and deformation capability. They differ in their topology, in the way they are actuated and also in their mechanical compliance. The mechanical compliance of the first system is based on the elasticity of the tensioned segments, while the compressed segments are rigid. The second system is based on elementary units, which are themselves spatial tensegrity structures. In this system, both the tension and compressed segments are compliant. Actuation of the first system occurs by changing the length of the tensile segments. In the second system, the change in shape of the overall system is realized by changing the shape of the compliant compressed segments.

DOI: 10.17185/duepublico/77397

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Nicht kommerziell - Keine Bearbeitungen 4.0 International Lizenz.

Literatur

[1] J. Rieffel und J.-B. Mouret, "Adaptive and Resilient Soft Tensegrity Robots," *Soft robotics*, Jg. 5, Nr. 3, S. 318–329, 2018. DOI: 10.1089/soro.2017.0066.

[2] M. Vespignani, J. M. Friesen, V. SunSpiral und J. Bruce, "Design of SUPERball v2, a Compliant Tensegrity Robot for Absorbing Large Impacts," in *2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, 2018, S. 2865–2871, ISBN: 2153-0866. DOI: 10.1109/IROS.2018.8594374.

[3] Y. Lu, X. Xu und Y. Luo, "Path Planning for Rolling Locomotion of Polyhedral Tensegrity Robots Based on Dijkstra Algorithm," *Journal of the International Association for Shell and Spatial Structures*, Jg. 60, Nr. 4, S. 273–286, 2019, ISSN: 1996-9015. DOI: 10.20898/j.iass.2019.202.037.

[4] K. Kim, A. K. Agogino und A. M. Agogino, "Rolling Locomotion of Cable-Driven Soft Spherical Tensegrity Robots," *Soft robotics*, Jg. 7, Nr. 3, S. 346–361, 2020. DOI: 10.1089/soro.2019.0056.

[5] J. Shintake, D. Zappetti, T. Peter, Y. Ikemoto und D. Floreano, "Bio-inspired Tensegrity Fish Robot," in *2020 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, 2020, S. 2887–2892, ISBN: 2577-087X. DOI: 10.1109/ICRA40945.2020.9196675.

[6] P. Schorr, F. Schale, J. M. Otterbach, L. Zentner, K. Zimmermann und V. Boehm, "Investigation of a Multistable Tensegrity Robot applied as Tilting Locomotion System," in *2020 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Piscataway, NJ: IEEE, 2020, S. 2932–2938, ISBN: 978-1-7281-7395-5. DOI: 10.1109/ICRA40945.2020.9196706.

[7] V. Böhm, P. Schorr, F. Schale, T. Kaufhold, L. Zentner und K. Zimmermann, "Worm-Like Mobile Robot Based on a Tensegrity Structure," in *2021 IEEE 4th International Conference on Soft Robotics (RoboSoft)*, 2021, S. 358–363. DOI: 10.1109/RoboSoft51838.2021.9479193.

[8] S. Lessard, D. Castro, W. Asper u. a., "A bio-inspired tensegrity manipulator with multi-DOF, structurally compliant joints," in *IROS 2016*, Piscataway, NJ: IEEE, 2016, S. 5515–5520, ISBN: 978-1-5090-3762-9. DOI: 10.1109/IROS.2016.7759811.

[9] D. Fadeyev, A. Zhakatayev, A. Kuzdeuov und H. A. Varol, "Generalized Dynamics of Stacked Tensegrity Manipulators," *IEEE Access*, Jg. 7, S. 63 472–63 484, 2019. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2916681.

[10] B. Fasquelle, M. Furet, P. Khanna, D. Chablat, C. Chevallereau und P. Wenger, "A bio-inspired 3-DOF light-weight manipulator with tensegrity X-joints," in *2020 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Piscataway, NJ: IEEE, 2020, S. 5054–5060, ISBN: 978-1-7281-7395-5. DOI: 10.1109/ICRA40945.2020.9196589.

Methodischer Ansatz zum Entwurf von Fadenlängenkompensationen am Beispiel einer Kettenwirkmaschine

Methodical approach to the design of yarn length compensations using the example of a warp knitting machine

Karsten Gerlach, Tom Heider, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Maik Berger

Technische Universität Chemnitz, Professur Montage- & Handhabungstechnik, 09125 Chemnitz, Deutschland, karsten.gerlach@mb.tu-chemnitz.de

Kurzfassung

Die Textiltechnik kennt eine Fülle an Verfahren und Anlagentechnik, um aus einzelnen Fäden strang- bzw. flächenförmige oder räumliche Textilien herzustellen. Gleich ob nur ein einzelner Faden oder mehrere Fadenschare gleichzeitig bewegt und verarbeitet, Maschen oder nur Fadenüberkreuzungen gebildet werden, haben alle Verfahren eine Gemeinsamkeit – den diskontinuierlichen Verbrauch des zu verarbeitenden Fadenmaterials. Dies bedingt stets den Einsatz von Längen- bzw. Zugkraft-Kompensationseinheiten, um die Fadenbedarfsschwankungen zu glätten. Dabei lassen sich drei Problemstellungen identifizieren, welche auch in anderen Anwendungen bspw. im Druck- oder Verpackungsmaschinenbau anzutreffen sind. Das sind eine hohe Dynamik bei der Verarbeitung, die kurzzeitige Zugkrafterhöhung bzw. -senkung und die Überbrückung großer Wege. Während in den meisten Fällen federvorgespannte Tänzerungen, Fadenwippen oder Einzelfedern als passive Systeme Einsatz finden, sind auch Hybridlösungen, bestehend aus einem zwangläufigen Koppelgetriebe und nachgeschalteter Feder bekannt [1]. Ferner können bei entsprechend hoher Dynamik der Servotechnik auch frei programmierbare Hybrid- oder gänzlich aktive Systeme zum Einsatz kommen, sofern die zu erfüllende Bewegungsaufgabe entsprechend genau bestimmt oder ein kraftgeregeltes System installierbar ist.
Kann keine Messung des Fadenverbrauchs an der Anlage durchgeführt werden, sind in der Literatur verschiedene Ansätze für die Bestimmung der Bewegungsaufgabe einer Kompensationseinheit beschrieben. Hier können mathematische Verfahren [2], CAD-basierte Analysen [3] und komplexe Simulationen [4] angeführt werden. Eine Methodik zur ingenieursmäßigen Auslegung oder gar Konstruktionsrichtlinie ist trotz der allgegenwärtigen Aufgabenstellung im Bereich der Textiltechnik bislang nicht bekannt. Der Beitrag setzt an dieser Ausgangssituation an und verweist – ausgehend von einem Überblick zu bekannten Ausgleichsmechanismen und bereits betrachteten Lösungsansätzen – auf die besonderen Problemstellungen in der Textiltechnik und deren Verallgemeinerung für unterschiedliche Anwendungsszenarien und Produkte. Am Beispiel einer Kettenwirkmaschine (Abb. 1) werden erste ingenieur-methodisch geprägte Ansätze zur Auswahl/Auslegung von Fadenlängenkompensationen erörtert und diese entsprechend ihrer Anwendbarkeit für die beispielhaft ausgewählte Anlagenkomponente eingeordnet und bewertet. Hierbei steht allem voran immer die Identifikation bzw. Einordnung der zugrundeliegenden Problemstellung „hohe Dynamik“, „große Ausgleichswege“, „definierte

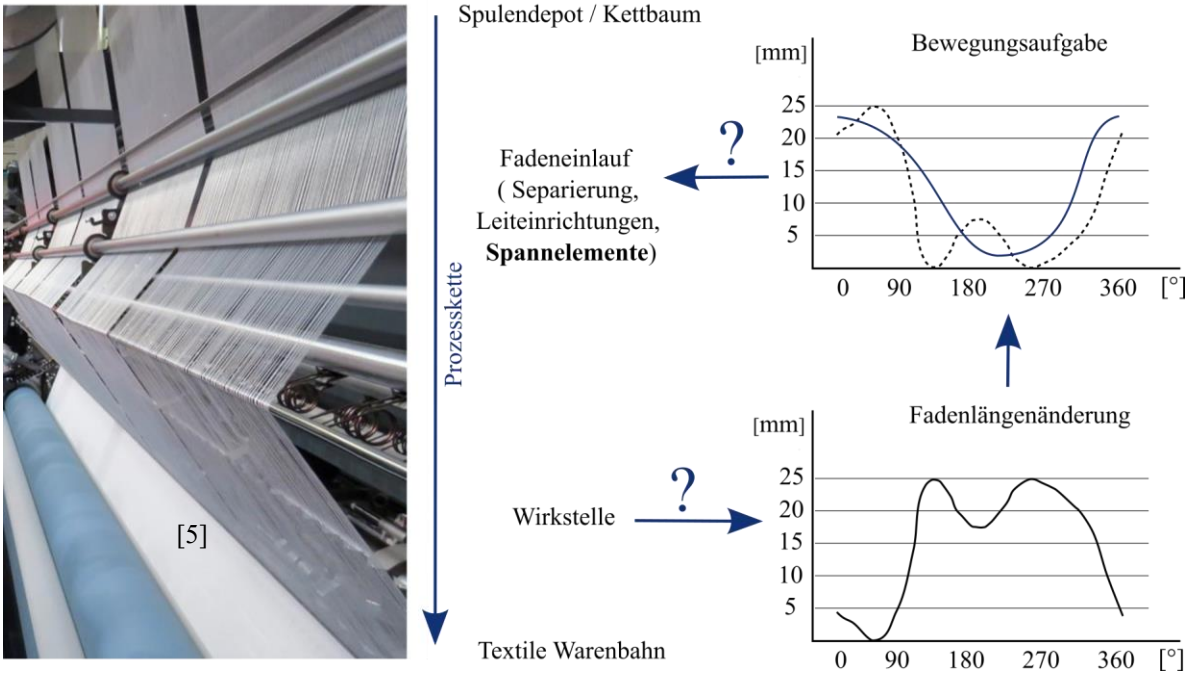


Abbildung 1: Fadeneinlauf an einer Wirkmaschine

DOI: 10.17185/duepublico/77400

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Weitergabeunter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz.

Kraft“ oder eine Kombination daraus. Für die Beispielanlage liegt eine sehr hohe Dynamik (Zielgröße 2000 Maschenreihen/Minute) bei vergleichsweise kleinem Ausgleichsweg zugrunde. Unter Nutzung eines MKS-Modells der fadenführendenden Anlagenteile wurde im Entwurfsprozess mittels rein geometrischer Betrachtung die Fadenlängenänderung über eine Maschinenumdrehung ermittelt, welche die Ausgangsfunktion für die Ableitung der Bewegungsaufgabe darstellt. Verallgemeinert ist dieses Vorgehen in Abb.1 dargestellt. Die unten rechts im Bild gezeigte Kurve entspricht vereinfacht der Fadenlängenänderung über einer Hauptwellenumdrehung. Die Unstetigkeiten sind dabei der rein geometrischen Ermittlung bzw. getroffener Vereinfachungen, wie die Betrachtung der Wirkwerkzeuge als 2-dimensionale Körper geschuldet. Aus dieser Ausgangsfunktion lässt sich dann eine grob angenäherte Bewegungsfunktion für den Ausgleichsmechanismus ableiten – vgl. Abb.1 oben rechts. Wird im Fadeneinlauf nun ein - dieser Funktion folgender - Kompensationsmechanismus eingesetzt, kann der Federweg der zusätzlich benötigten passiv arbeitenden Einheit erheblich verringert werden. Für die im Beitrag vorgestellte Anlage konnte unter Kenntnis des Maschenbildungsprozesses, anhand der so bestimmten Verbrauchskurven weiterhin zwei Hauptursachen für die Bedarfsschwankung eruiert werden - der Maschenabschlag sowie die Grundbewegung der Legebarren-Schwingwelle. Da Letztere gar nicht und der Maschenabschlag nur geringfügig durch die Legung des jeweiligen Textils beeinflusst werden, wurde für die Beispielanlage ein Mechanismus mit fester Bewegungsfunktion gewählt, da sich aktuell keine Flexibilität für die Fertigung anderer Produkte begründen lässt. Für Textilmaschinen zur Spitze-Herstellung konnte mit diesem Ansatz geschlussfolgert werden, dass die Musterlegung einen sehr viel größeren Einfluss auf die Längenänderung hat und ein entsprechend flexibles - bestenfalls frei programmierbares - System für die Grundbewegung des Ausgleichsmechanismus genutzt werden sollte. Ausgerichtet auf das Forschungsziel, hieraus allgemein nutzbare neue und methodisch-praktikable Ansätze für eine hybrid arbeitende Fadenlängenkompensation für unterschiedliche Maschinenkonzepte zu entwickeln, werden im Vortrag erste Erkenntnisse und Ergebnisse für besagten Anlagentyp deklariert und vorausschauend noch offene, auch analytisch komplexe Fragestellungen beleuchtet.

Abstract

During the processing of flexible goods, especially threads/yarn in textile machines, fluctuations in demand always occur at the feeding material depots. These fluctuations are smoothed out by appropriate compensation mechanisms, usually spring-preloaded rockers, to ensure that the tensile force in the yarn remains as constant as possible. In addition to passive (spring-preloaded) systems, active or hybrid yarn length compensation systems are also used. Currently, no engineering recommendations are known for the selection/design of such systems. The article starts from this initial situation and refers - starting from an overview of known compensation mechanisms and already considered solution approaches - to the special problems in textile technology and their generalization for different application scenarios and products. Using the example of a warp knitting machine (Fig. 1), the first engineering-method-based approaches to the selection/design of yarn length compensation are discussed and these are classified and evaluated according to their applicability for the exemplarily selected plant component.

Literatur

[1] Gerlach, K.; Heinrich, S.; Berger, M.: *Synthese einer Fadenlängenkompensation mittels des modulbasierten Analyse-Synthese-Parameter-Abgleiches.* 16. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik (Tagungsband S. 96-107), Bayreuth, 11.-12.10.2018
ISBN 978-3-00-059609-4

[2] Denninger, D.; Berger, M.; Heine, A.: *Verschleissarme Handhabung von Flechtmaterialien durch optimalen Fadenlängenausgleich.* Tagungsband zum 10. Kolloquium Getriebetechnik – Ilmenau 2013
ISBN 978-3-86360-065-5

[3] Gerlach, K.; Berger, M.: *Bestimmung von Bewegungsaufgaben mittels Mehrkörpersimulation am Beispiel einer Längenkompensation für biegeschlaffe Materialien.* VVD 2018 - Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik (Tagungsband S. 303-324), Dresden, 15.-16.03.2018
ISBN 978-3-86780-561-2

[4] Laue, R. Denninger, D.: *Prozesssimulation einer Rotorflechtmaschine nach „Horn“ zur Ermittlung der Flechtfadenspannung*. 9. SAXON SIMULATION MEETING, Chemnitz, 28.03.2017
ISBN 978-3-96100-011-1

[5] N.N., Sächsisches Textilforschungsinstitut e.V. Chemnitz, Newsbeitrag www.stfi.de „futureTex-KompetenzFrühstück“ vom 16.11.2018

Analytische Beschreibung transversalsymmetrischer Gelenke
Analytical description of transversally symmetrical hinges

Hannes Jahn[1*], Stefan Henning[1], Thomas Fröhlich[2], Lena Zentner[1]
[1] TU Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, 98693 Ilmenau, Fachgebiet Nachgiebige Systeme
[2] TU Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, 98693 Ilmenau, Fachgebiet Prozessmesstechnik
[*] Kontakt: hannes.jahn@tu-ilmenau.de

Kurzfassung

Nachgiebige Mechanismen mit Festkörpergelenken (FKG) gewinnen aufgrund ihrer vorteilhaften Eigenschaften, wie beispielsweise Reproduzierbarkeit, Spielfreiheit und Wartungsfreiheit, in der Forschung und Industrie zunehmend an Bedeutung [1]. Die FKG solcher Mechanismen werden anhand ihrer Symmetrie in verschiedene Kategorien, wie voll-, transversal-, längs- und asymmetrisch, unterteilt [2]. Das Verformungsverhalten vollsymmetrischer sowie längssymmetrischer Gelenke (vgl. Bild 1a) kann mit der Theorie großer Verformungen stabförmiger Strukturen [3] numerisch berechnet werden [4]. Die neutrale Faser (gestrichelte Linie), welche bei der Verfomung keine Längenänderung erfährt, verläuft immer durch den Schwerpunkt der Querschnittsflächen und wird im Kontext dieser FKG bisher als Kurve mit konstanter Krümmung beschrieben [4]. In Wägezellen (vgl. Bild 1b) werden jedoch häufig Gelenke verwendet, welche von der Vollsymmetrie abweichen. Mit ihnen können sehr geringe Messunsicherheiten erreicht werden [5]. Im gezeigten Beispiel in Bild 1b) werden transversalsymmetrische Gelenke mit Halbkreiskonturen eingesetzt. Die Beschreibung der neutralen Faser, welche zur Berechnung des Verformungsverhaltens notwendig ist, kann bei diesen Gelenken nicht durch eine konstante Krümmung erfolgen.

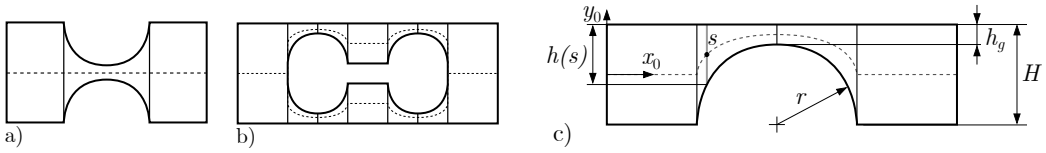


Bild 1 Nachgiebige Strukturen: a) symmetrisches Gelenk mit Halbkreiskonturen, b) Wägezelle mit transversalsymmetrischen Gelenken c) Parametrisierung des transversalsymmetrischen Gelenks mit Halbkreiskontur. Gestrichelte Linie zeigt die neutralen Faser.

Die neutrale Faser des in Bild 1c) dargestellten transversalsymmetrischen Gelenks mit Halbkreiskontur stellt einen Ellipsenbogen dar. Entlang dieser neutralen Faser wird eine Balkenkoordinate s eingeführt. Die maximale Höhe des Balkens ist mit H, der Gelenkradius mit r und die minimale Gelenkhöhe mit h_g charakterisiert. Zudem besitzt die Struktur eine Breite b. Die Höhe $h(s)$ ist, wie in Bild 1c) dargestellt, orthogonal zur Längsausdehnung des Balkens, jedoch nicht orthogonal zur neutralen Faser. Für die Berechnung der Verformung des Gelenks wird die Länge des Ellipsenbogens, sowie die Krümmung $\kappa(s)$ der neutralen Faser an jeder Stelle s entlang des Balkens und die Höhe $h(s)$ benötigt. Der Verlauf der neutralen Faser lässt sich mit kartesischen Koordinaten in Abhängigkeit von x durch Gleichungen 1,2 beschreiben. Aufgrund des modularen Aufbaus, analog zu [4], des Mechanismus beginnt die Laufkoordinate x jeweils am Anfang eines Abschnittes mit $x = 0$. So ist es Möglich unterschiedliche Konturen und Ausrichtungen, wie in Bild 2b) beispielhaft gezeigt, zu realisieren.

$$y_1(x) = \frac{h_g + r - \sqrt{r^2 - (r-x)^2}}{2} \qquad (1)$$

$$y_2(x) = \frac{h_g + r - \sqrt{r^2 - x^2}}{2} \qquad (2)$$

Die Länge s_e der jeweiligen Ellipsenbögen von 0 bis x kann anschließend durch das Integral in Gleichung 3 berechnet werden. Die Integrationsgrenze x darf dabei den Radius r der Halbkreiskontur nicht überschreiten. Da für den Umfang einer Ellipse und somit für die Länge eines Ellipsenbogens keine explizite Lösung existiert, wird dieses elliptische Integral numerisch gelöst.

$$s_e(x) = \int_0^x \sqrt{1 + y_i'(x)^2}\,dx \qquad (3)$$

$$\kappa(x) = \frac{y_i''(x)}{(1 + y_i'(x)^2)^{3/2}} \qquad (4)$$

Die numerische Berechnung des Differentialgleichungssystems aus [4] erfolgt entlang der neutralen Faser s. Um $\kappa(s)$ und $h(s)$ zu ermitteln wird eine Nullstellensuche $0 = s - s_e(x)$ durchgeführt, worüber es möglich ist, die Integrationsvariable x zu erhalten. Die Kenntnis von $x(s)$ ermöglicht es nun, die Krümmung $\kappa(s)$ durch Gleichung 4 und die Höhe entlang des Balkens $h(s) = 2y(s)$ zu beschreiben. Mit der ermittelten Höhe kann das Flächenträgheitsmoment entlang der neutralen Faser berechnet werden. Im Anschluss an die analog zu [4] in MATLAB ® durchgeführte Berechnung, liegen das resultierende Biegemoment, die x- und y-Koordinaten und der Neigungswinkel der neutralen Faser im verformten Zustand

DOI: 10.17185/duepublico/77402

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Nicht-kommerziell - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz.

vor. Diese Ergebnisse lassen sich anschließend zur Auswertung weiterer Parameter, wie Verschiebungen oder Dehnungen entlang der neutralen Faser verwenden.
Zur Überprüfung des entwickelten analytischen Modells wird eine Parameterstudie in Ansys an FEM-Modellen durchgeführt, in welcher der Radius r des Gelenks von $1-1{,}9\,\text{mm}$ in $0{,}1\,\text{mm}$ Schritten und die Kraft am Balkenende von $1-10\,\text{N}$ in $1\,\text{N}$ Schritten variiert wird. Für jede Kombination werden die Ergebnisse der Verschiebungen in x- sowie y-Richtung sowie die maximale Dehnung ε_{max} ausgewertet. In Bild 2a) ist eine Beispielgeometrie mit einem Radius von $r = 1{,}9\,\text{mm}$ dargestellt. Damit die Ergebnisse verglichen werden können, wird die Verformung im FEM-Modell durch eine Verformungsstichprobe, welche auf der neutralen Faser am Ende des Balkens liegt, ermittelt.

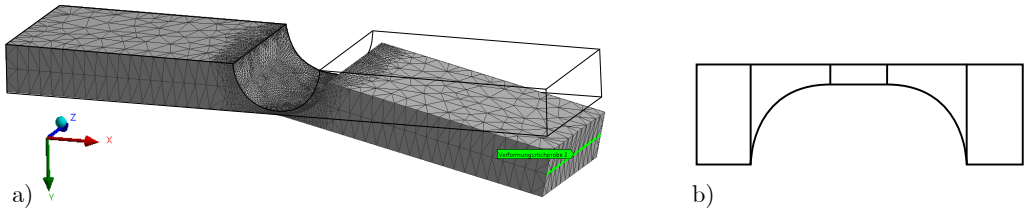


Bild 2 a) FEM-Modell: Körper am linken Ende eingespannt und am rechten Ende mit einer Kraft in y-Richtung belastet, b) Gelenk mit Viertelkreiskontur.

Bei den in Bild 3 dargestellten Abweichungen der mittels des entwickelten analytischen Modells berechneten Ergebnisse zu den FEM-Ergebnissen fallen für die Verschiebung in x-Richtung, a), Abweichungen von bis zu 60% auf. Diese große prozentuale Abweichung ist mit der generell sehr geringen Verschiebung von wenigen Mikrometern in x-Richtung zu erklären. Bei den Abweichungen für die Verschiebungen in y-Richtung sowie die Dehnungen ist zu erkennen, dass sie mit zunehmenden Radius kleiner werden. Dies ist auf die verwendete Theorie zurückzuführen, da es sich bei kleinen Radien um sehr gedrungene Elemente und nicht mehr um schlanke Balken (Länge » Querschnittsabmessungen) handelt und somit eine Voraussetzung für die verwendete Theorie [6] nicht erfüllt wird. Ein Großteil der Abweichungen liegt jedoch bei unter 5 %. Das erstellte analytische Modell kann als validiert angesehen werden.

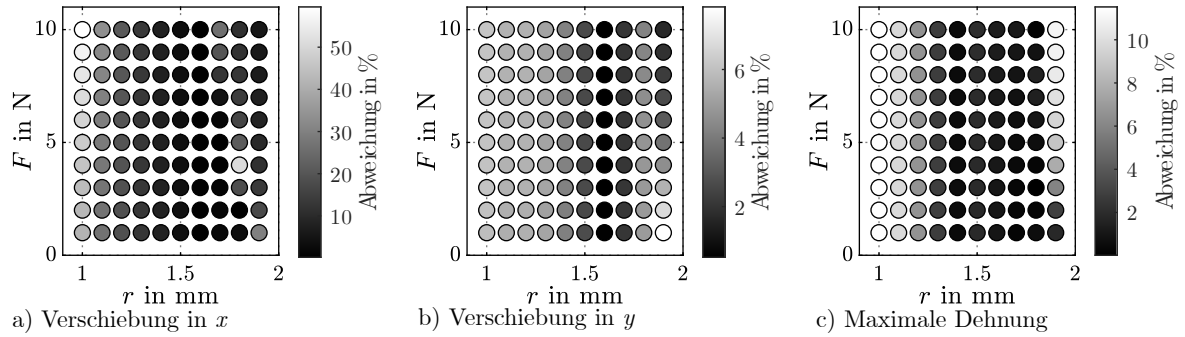


Bild 3 Abweichungen der analytischen und FEM basierten Ergebnisse bei Variation des Gelenkradius r und der Kraft F in y-Richtung.

Mit der hier vorgestellten analytischen Beschreibung zur Berechnung der Verformung eines transversalsymmetrischen Gelenks ist ein wichtiger Beitrag und Grundstein zur analytischen Analyse und Optimierung von Wägezellen gelungen.

Danksagung – Die Autoren bedanken sich bei der DFG für die Projektförderung (ZE 714/22-1).

Literatur

[1] Howell, L. L. “Compliant Mechanisms”. In: *21st Century Kinematics. The 2012 NSF Workshop*. Ed. by McCarthy, J. M. London: Springer, 2013. DOI: 10.1007/978-1-4471-4510-3_7.
[2] Linß, S. “Ein Beitrag zur geometrischen Gestaltung und Optimierung prismatischer Festkörpergelenke in nachgiebigen Koppelmechanismen”. de. Dissertation. Ilmenau, July 2015.
[3] Zentner, L. and Linß, S. *Compliant systems*. eng. Berlin and Boston: De Gruyter Oldenbourg, 2019. DOI: 10.1515/9783110479744.
[4] Henning, S. “Modellbasierte Entwicklung von Methoden Algorithmen und Werkzeugen zur Analyse und Synthese nachgiebiger Mechanismen”. de. Dissertation. Ilmenau, Dec. 2022. DOI: 10.22032/dbt.53126.
[5] Schwartz, R. “Kraft, Masse, Drehmoment”. In: *Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik in der Produktion*. Ed. by Gevatter, H.-J. and Grünhaupt, U. 2006. DOI: 10.1007/3-540-34823-9_5.
[6] Zentner, L. and Strehle, S., eds. *Microactuators, Microsensors and Micromechanisms*. Mechanisms and Machine Science. Cham: Springer International Publishing, 2021. DOI: 10.1007/978-3-030-61652-6.

Klassifizierung von Automatisierungslösungen für das Handling im Bereich der Be- und Entladung von Einzelpackstücken

Classification of Automation Solutions for the Handling in the Field of Loading and Unloading of Single Parcels

Erik Möllmann M.Eng., TRAPO GmbH, 48712 Gescher, Deutschland, emoellmann@trapo.de
Dr.-Ing. Stefan Kurtenbach, TRAPO GmbH, 48712 Gescher, Deutschland, skurtenbach@trapo.de
Prof. Dr.-Ing. Michael Bühren, Westfälische Hochschule, Mechatronik Institut Bocholt, 46397 Bocholt, Deutschland, michael.buehren@w-hs.de
Prof. Dr.-Ing. Tobias Bruckmann, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, tobias.bruckmann@uni-due.de

Kurzfassung

Mechanische Automatisierungssysteme in der Logistikbranche werden eingesetzt, um Güter im Logistikzentrum zu lagern und zu transportieren oder um deren Lage und Ausrichtung für weitere Umschlag-, Sortier-, Lager- oder andere Prozesse zu manipulieren. Der Vergleich und die Klassifizierung der einzelnen Automatisierungssysteme ist aufgrund der großen Vielfalt möglicher Funktionsprinzipien in der gleichen Anwendung schwierig, insbesondere im Arbeitsbereich der Be- und Entladung von Transportfahrzeugen. Für die Entwicklung eines neuartigen Pakethandlingsystem wird zunächst der Stand der Technik anhand realer Systeme vorgestellt. Diese Systeme werden mit einem Bewertungsschema klassifiziert, damit die weitere Ausrichtung des Entwicklungsprozesses spezifiziert werden kann. Zu diesem Zweck werden drei verschiedene Kriterien eingeführt, die den Nutzen, den Arbeitsbereich und die Komplexität des Systems abdecken, ohne dass genaue technische Informationen über das untersuchte System ermittelt werden müssen. Die Bewertung zeigt, dass für eine neues Pakethandlingsystem vor allem die kontrollierte Manipulation des Einzelpackstücks bei gleichzeitiger dauerhafter Sturzabsicherung, die Integration von Be- und Entladefunktion sowie die Handhabung von ähnlichen, quaderförmigen Paketen wichtige Funktionen sind. Diese Funktionen integriert in einem System ermöglichen einen technologischen Vorsprung, der eine vielversprechende Perspektive hinsichtlich der Marktdurchdringung bietet.

Abstract

Mechanical automation systems in the logistics industry are used to store and transport goods in the logistics centre or to manipulate their position and orientation for further handling, sorting, storing or other processes. The comparison and classification of individual automation systems is difficult due to the great variety of possible operating principles in the same application, especially in the working area of loading and unloading transport vehicles. For the development of a new package handling system, the state of the art is first presented on the basis of real systems. These systems are classified with an evaluation scheme so that the further direction of the development process can be specified. For this purpose, three different criteria are introduced, covering the benefits, the working range and the complexity of the system, without the need to identify exact technical information about the system under investigation. The classification shows that for a new parcel handling system, the most important functions are the controlled manipulation of the handled parcel while providing permanent fall protection, the integration of the loading and unloading functions and the handling of similar cuboid parcels. These functions integrated in one system enable a technological edge, which offers a promising perspective in terms of market penetration.

1 Einleitung

In der Logistikbranche ist das Optimierungspotential der Intralogistik durch die Automatisierung von Prozessen mit entsprechenden Systemen im Bereich der Lagerhaltung, dem internen Transport oder im Bereich der Sortierung weitgehend aktivierbar. Eine Ausnahme stellt das Handling von Einzelpackstücken (Paketen) im Arbeitsbereich der Be- und Entladung von Transportfahrzeugen, im Speziellen von Lastkraftwagen und Seecontainern, dar. Trotz vorhandener technischer Hilfsmittel ist die Be- und Entladung von Einzelpackstücken im überwiegenden Teil ein manuell durchgeführter Arbeitsschritt. Dieses Paper wird im Rahmen eines Promotionsvorhabens zu diesem Aspekt erarbeitet. Thema des Vorhabens ist die Entwicklung eines automatischen Prozesses für den Bereich der Be- und Entladung von Einzelpackstücken. Als Einstieg in den Entwicklungsprozess wird der aktuelle Entwicklungsstand am Markt betrachtet. Zur Klassifizierung der Systeme wird anschließend ein Bewertungsschema angewendet.

Durch die begrenzte Leistungsfähigkeit des Menschen ergibt sich im logistischen Prozess ein Flaschenhals, der einen höheren Gesamtdurchsatz in einem Logistikzentrum verhindert. Weiterhin beansprucht diese Tätigkeit die Arbeitenden aufgrund der unergonomischen Körperhaltung und dem Belastungskollektiv in einem Maß, dass im höheren Alter körperliche Einschränkungen und Muskel-

DOI: 10.17185/duepublico/77384

Alle Rechte vorbehalten.

Skelett-Erkrankungen folgen [1]. Außerdem ist die Logistikbranche ein hochgradig umkämpfter Markt mit Margen in einem niedrigen einstelligen Prozentbereich. Aufgrund dessen wird durch die Prozessautomatisierung eine Steigerung der sogenannten „Operational excellence“ erwartet. Die erfolgreiche Umsetzung spiegelt sich in einer Kosteneinsparung sowie einem performanteren und robusteren Prozess wieder [2]. Aus der anwenderabhängigen Varianz des Packstückes bei geringer Toleranz im Hinblick auf die Zuverlässigkeit, Sicherheit und Robustheit des Prozesses ergibt sich ein anspruchsvolles Anforderungsfeld. Für den beschriebenen Arbeitsprozess gibt es bereits Pakethandlingsysteme, die eine Automatisierung versprechen, aber den Markt noch nicht durchdringen. Die derzeitig dominierende Be- und Entladungsmethodik ist das manuelle Handling durch Arbeitskräfte (siehe **Bild 1**). Dies hat sich bei einer Befragung von Kontraktlogistikunternehmen herausgestellt.

Bild 1 Manueller Beladevorgang in einem Logistikzentrum (Quelle: [3], alle Rechte vorbehalten)

2 Stand der Technik

Mechanische Automatisierungssysteme werden in der Logistikbranche eingesetzt, um Frachtgüter zu lagern, zu transportieren oder deren Position und Orientierung für die weitere Handhabung, Sortierung, Lagerung oder andere Arbeitsvorgänge zu manipulieren. Daher gibt es bereits einige Systeme, die in diesen Bereichen eingesetzt werden. Für den automatischen Transport von Gütern werden bspw. fahrerlose Transportfahrzeuge eingesetzt. Auch für die automatische Zwischenspeicherung von Waren in Logistikzentren haben Lösungen den Markt bereits durchdrungen. Im Fall des Pakethandlings zum Zweck der Be- oder Entladung sind ebenfalls Lösungen vorhanden, aber in den Logistikzentrum nicht oder nur in einem marginalem Anteil dieser eingesetzt. Um diese Zustand nachzuvollziehen, wird zunächst der Stand der Technik untersucht und analysiert, damit die Erfahrungen und Informationen aus der Analyse im Produktentwicklungsprozess zur Absicherung des Geschäftsszenarios dienen und in die Erhebung der Anforderungen einfließen [4]. Außerdem fungiert diese Untersuchung als Korrektiv für die Entwicklungsrichtung, indem Funktionsmodelle, Konzepte und Entwürfe als Zwischenergebnisse des Produktentwicklungsprozesses [5] anhand der Untersuchung verifiziert und validiert werden. Im Folgenden werden verschiedene bereits dem Markt verfügbare System beschrieben. Die Bewertung erfolgt im Nachgang.

2.1 Caljan AutoUnloader

Der AutoUnloader von Caljan zum Entladen von Transportfahrzeugen oder Containern setzt sich aus zwei Subsystemen zusammen, von denen der eine Teil im Anhänger des Transportmittels und der andere mobil im Logistikzentrum platziert ist (siehe **Bild 2**). Der fest eingebaute Teil ist eine Fördertechnik, die im Anhänger eine zweiten Boden bildet. Sie ermöglicht die Förderung der Einzelpackstücke im Anhänger. Mit einer Abschiebeinheit, die auf der Fördertechnik platziert ist, wird sichergestellt, dass alle Pakete aus dem Anhänger gefördert werden. Die zweite Komponente ist das Gegenstück, welches die Intralogistik mit dem Anhänger oder Container verbindet. Dieses Modul baut auf einer mobilen Plattform auf, deren Höhe verändert werden kann. Außerdem sind Gurt- und Rollenförderer vorgesehen, die durch eine unterschiedliche Ansteuerung die Vereinzelung der Pakete ermöglichen.

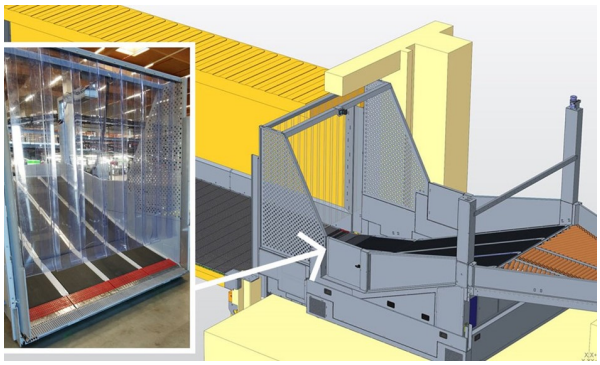


Bild 2 Caljan AutoUnloader (Quelle: [6], alle Rechte vorbehalten)

Der Entladeprozess des Systems wird gestartet, indem die beiden Module des Systems miteinander verbunden werden. Dies erfolgt manuell. Nach Herstellen der Verbindung startet der Entladeprozess, indem die im Anhänger verbaute Fördertechnik aktiviert wird. Sobald der Prozess abgeschlossen ist, wird die Abschiebeeinheit in eine Ausgangsposition bewegt und die Verbindung zwischen den Komponenten manuell getrennt.
Ein effektive Beladung mit einem wettbewerbsfähigen Füllgrad ist mit diesem System nicht möglich. Außerdem basiert die wesentliche Funktion dieses Systems auf einem speziellen Umbau des Transportmittels, ohne diesen ist das System nicht einsatzfähig. Dies schränkt die Wettbewerbsfähigkeit in einem entscheidenden Maß ein, sodass dieses

Konzept für die Klassifizierung nicht berücksichtigt wird.

2.2 Caljan AutoLoader

Das AutoLoader System von Caljan zur Beladung von Transportfahrzeugen oder Containern basiert auf einem teleskopierbarem Gurtförderer, der mit einem automatisch beweglichen Endstück versehen ist (siehe **Bild 3**). Mittels Sensorik am Endstück wird der Füllzustand gemessen. Anhand der hier gemessenen Daten wird die Position und die Ausrichtung des Endstücks bestimmt.

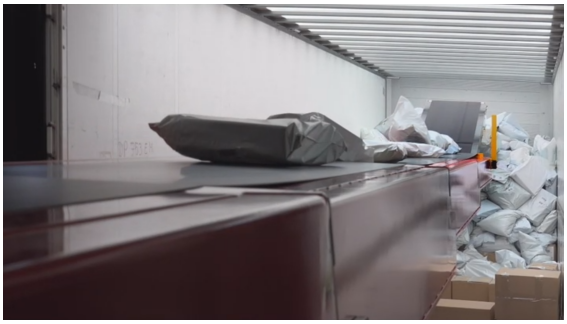


Bild 3 Caljan AutoLoader (Quelle: [7], alle Rechte vorbehalten)

Bei dem Beladevorgang werden die Einzelpackstück chaotisch auf einen Haufen geschüttet. Mit ansteigender Höhe des Pakethaufens wird die Ausrichtung des Endstücks angepasst. Ist eine kritische Höhe erreicht wird das Endstück mithilfe der Teleskopfunktion zurückbewegt, sodass der Beladevorgang fortgesetzt werden kann. Mit diesem System ist nur eine Beladung von Paketen möglich.

2.3 Honeywell Robotic Unloader

Der Robotic Unloader von Honeywell ist ein Entladesystem, welches sich aus einer mobilen Plattform mit integrierter Fördertechnik in Kombination mit einem schwenkbarem Roboterarm zusammensetzt (siehe **Bild 4**). Dieser wird verwendet, um die Pakete im oberen Teil des Stapels zu greifen und auf der internen Fördertechnik abzulegen. Hierfür ist der Arm mit Sauggreifern ausgestattet, die durch eine Mechanik einen Tiefenausgleich realisieren können. Mithilfe der Fördertechnik werden die unteren Pakete aufgenommen und nach durch den Korpus des Systems gefördert.

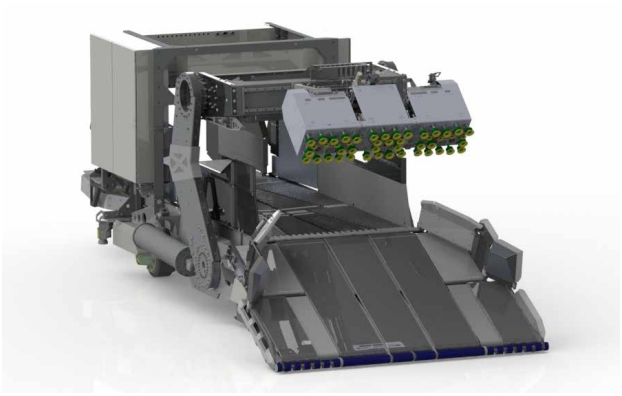


Bild 4 Honeywell Robotic Unloader (Quelle: [8], alle Rechte vorbehalten)

Für den Entladevorgang wird das System durch einen Bediener ferngesteuert vor das Transportmittel bewegt und passend ausgerichtet, sodass das System während des Entladeprozesses dort hineinfahren kann. Anschließend wird der automatische Prozess ausgelöst. Zu Beginn greift der Roboterarm die oberen Lagen des Stapels. Sobald die oberen Schichten abgetragen und auf der Fördertechnik abgelegt sind, wird der untere Teil zur Entnahme der unteren Paketen aktiviert. Während diese Pakete abgeführt werden, bewegt sich das System tiefer in den Anhänger, sodass die nächsten Pakete gegriffen werden können. Dieses System ist nur für die Entladung von Einzelpackstücken geeignet.

2.4 Technica Robotic Truck (Un)Loader

Der Robotic Truck (Un)Loader ist ein mobiles System, welches sowohl zur Be- als auch zur Entladung von Einzelpackstücken mit identischen Dimensionen genutzt werden kann (siehe **Bild 5**). Das System steht auf einer Plattform, welche mit zwei Kettentrieben bewegt werden kann. Auf der Plattform ist ein Roboterarm platziert. Durch die Montage auf Führungsschienen und einer Antriebsachse kann der Roboterarm aktiv auf der Plattform in Längsrichtung bewegt werden. Oberhalb des Roboterarms befindet sich eine Lagenbildungseinheit, die über eine Zuführung mit der Intralogistik verbunden ist. Zusätzlich ist hier eine Saugerleiste vorgesehen, welche sich ebenfalls aktiv in Längsrichtung verfahren lässt. Der Roboterarm ist mit einem speziellen Endeffektor ausgerüstet, welcher sich durch eine Kombination aus Saugern und Strangförderern auszeichnet.

Bild 5 Technica Robotic Truck Unloader in einem Testaufbau (Quelle: [9], alle Rechte vorbehalten)

Bild 6 Wynright RT(U)L (Quelle: [10], alle Rechte vorbehalten)

Bei der Beladung werden die Einzelpackstücke über die Zuführung auf die Lagenbildungseinheit bewegt. Die Lagenbildungseinheit sammelt die Packstücke, die Anzahl ist hierbei abhängig von den Dimensionen der Packstücke und dem bereits vorhandenen Stapel im Laderaum. Sobald die Lagenbildungseinheit gefüllt ist, werden die Pakete durch die Saugerleiste auf den Endeffektor abgeschoben. Der Roboterarm bewegt diesen anschließend an die gewünschte Position. Mithilfe der Strangförderer am Endeffektor werden die Pakete auf dem Stapel abgelegt. Durch ein gleichzeitiges Ausfahren der Sauger wird die Abgabe sichergestellt.
Bei der Entladung wird dieser Prozess umgekehrt. Die Sauger ziehen die Packstücke vom Stapel und die Strangförderer bewegen diese nach hinten. Nachdem der Roboter den Endeffektor an die Übergabeposition bewegt hat, werden die Pakete von der Saugerleiste auf die Lagenbildungseinheit gezogen.

2.5 Daifuku Wynright RTL(U)

Das RTL(U) (Robotic Truck Loading (Unloading)) System von Daifuku Wynright ist ein System für die automatische Be- oder Entladung von Einzelpackstücken. Das System ist auf einer radgetriebenen Plattform aufgebaut, welche mit einem Roboterarm und einem Gurtförderer bestückt ist (siehe **Bild 6**). Der Roboter ist zur Aufnahme der Packstücke mit einem Greifer ausgestattet, welcher für den Greifvorgang mit Saugern versehen ist. Zur Absicherung des transportierten Guts, kann der untere Teil des Greifers um 90° hochgeklappt werden. Außerdem ist der Roboterarm mit einem Bilderkennungssystem ausgestattet. Der Gurtförderer ist an die Intralogistik angeschlossen und ermöglicht somit die Zu- und Abführung von Packstücken. Zusätzlich ist dieser mit einer mechanischen Vorrichtung versehen, sodass jedes Paket am vorderen Ende des Gurtförderers eine eindeutig definierte Ablageposition erreicht.
Bei der Beladung wird das Packstück durch den Greifer aus der eindeutig definierten Position auf dem Gurtförderer genommen und mithilfe des Roboterarms zu der Ablageposition bewegt. Nach der Aufnahme des Pakets wird die Absicherung hochgeklappt. Vor der Ablage wird diese wieder in die Ausgangsposition geklappt wird.
Bei der Entladung wird zunächst der Stapel mithilfe des Kamerasystems detektiert, um das passende Paket für den nächsten Entladungsschritt zu identifizieren. Hier kann es vorkommen, dass aus verschiedenen Positionen gescannt wird, damit das logisch richtige Paket ausgewählt wird. Anschließend erfolgt der Greif- und Ablageprozess. Die Greifposition ist abhängig von der Zugänglichkeit des Pakets. Am oberen Ende eines Stapels wird das Paket von vorne gegriffen. Sobald die Zugänglichkeit und der Arbeitsraum es ermöglichen, werden die Pakete von oben gegriffen. Der Griff bzw. das Ansaugen von oben ist aufgrund der möglichen Instabilität der Verpackung immer zu bevorzugen.

2.6 Bastian Solutions ULTRA BLUE

Das ULTRA BLUE System von Bastian Solutions ist ein mobiles Be- und Entladesystem für Einzelpackstücke mit identischer Grundfläche, welches sich durch seine Fördertechnik auf einer omnidirektional verfahrbaren Plattform auszeichnet (siehe **Bild 7**). Die Omnidirektionalität der Bewegung wird durch Mecanum-Räder im Fahrwerk ermöglicht. Die Fördertechnik ist als Gurtförderer ausgeführt und in drei Segmente unterteilt, die mit Gelenken verbunden sind. Das erste Segment ist fest auf der Plattform montiert und dient als Zu- und Abführung. Das mittlere Segment ist über zwei aktiv bewegliche Streben mit der Plattform verbunden und stellt eine Parallelkinematik dar. Dieses Segment zeichnet sich neben der aktiven Rotationsmöglichkeit um die Hoch- und Querachse durch einen Teleskopausleger aus. Die Länge des Segments kann so aktiv verändert werden. Am Ende des Förderstrangs befindet sich der Endeffektor, der sowohl mit einem Gurtförderer als auch mit Antriebstechnik zur Variation der Orientierung ausgestattet ist. Außerdem ist hier eine am Gelenk versenkbare Saugerleiste platziert. Zusätzlich sind links

am Endeffektor seitliche Platten vorgesehen, die ein nachträgliches Manipulieren der Paketposition ermöglichen. Die gesamte Förderstrecke ist mit Seitenführungen versehen. Neben den mechanischen Komponenten sind auch optische Sensoren für die Navigation und die Erkennung des Paketstapels vorhanden.

Bild 7 Bastian Solutions ULTRA Blue (Quelle: [11], alle Rechte vorbehalten)

Der Beladevorgang wird gestartet, indem ein Paket an der rechten Seitenwand auf dem Boden abgelegt und anschließend mithilfe der Werkzeuge am Endeffektor nachträglich ausgerichtet wird. Hierfür werden die Rotationsbewegungsmöglichkeit des mittleren Segments und des Endeffektors gleichzeitig ausgenutzt. Die weiteren Pakete werden so aufeinander platziert, dass diese einen Stapel ergeben. Nach jeder einzelnen Platzierung wird die Position und Orientierung der Pakete durch ein nachträgliches Andrücken mit der Saugerleiste und den seitlichen Platten gewährleistet. Die Pakete werden von unten nach oben zu einem Stapel gebildet. Anschließend werden von rechts nach links weitere Stapel gebildet, sodass diese eine Schicht ergeben.
Bei der Entladung wird die Saugerleiste genutzt, um ein Einzelpackstück aus dem Stapel zu greifen und auf die Fördertechnik zu ziehen. Anschließend wird das Paket über die Förderstrecke abgeführt. Ein Ausrichten der Einzelpackstücke wird nicht benötigt.

2.7 Boston Dynamics Stretch

Das Stretch System von Boston Dynamics setzt sich aus einer mobilen Plattform, einem Roboterarm und einer Kameraturm zusammen (siehe **Bild 8**). Die radgetriebene Plattform ermöglicht dem System eine omnidirektionale Verfahrbarkeit mittels gelenkter Antriebsräder. Auf der mobilen Plattform ist ein Sechs-Achs-Knickarmroboter platziert. Der Roboterarm ist mit einem Greifer ausgestattet, der sich aus mehreren Saugern zusammensetzt. Der Kameraturm befindet sich auf der ersten Achse des Roboterarms und dreht sich mit dem Roboterarm mit. Zusätzlich ist der Kameraturm mit einer eigenen aktiven Drehachse ausgestattet. Am oberen Ende ist die optische Sensorik platziert. An der Plattform ist der Anschluss von flexibler Fördertechnik wie bspw. einer Scherenrollenbahn möglich.

Bild 8 Boston Dynamics Stretch (Quelle: [12], alle Rechte vorbehalten)

Für den Entladevorgang wird zunächst das Kamerasystem so gedreht, dass es eine Aufnahme von dem zu entladenen Paketstapel machen kann. Durch ein leichtes Rotieren des Kameraturms wird eine zweite Perspektive für ein weitere Aufnahme eingestellt, damit der gesamte Stapel aufgezeichnet wird. Anhand der erstellten Bilder wird von der Software das erste Einzelpackstück für die Entladung ausgewählt. Der Roboterarm bewegt den Greifer an die vorgesehene Aufnahmeposition. Auch hier werden die obersten Pakete aufgrund der Zugänglichkeit und des Arbeitsraumes an der Stirnfläche gegriffen. Sobald es möglich ist, werden die Pakete von oben gegriffen.
Der Beladeprozess wird theoretisch umgekehrt realisiert, ist im aktuellen System allerdings nicht vorgesehen. Die nötigen Funktionskomponenten zur Realisierung der Beladung sind allerdings vorhanden.

2.8 Entwicklungs- / Forschungsprojekte

Neben den genannten Systeme gibt es weitere, die sich noch in der Entwicklungsphase befinden oder im Rahmen eines Forschungsprojektes entwickelt worden ist. Diese werden im Sinne der Vollständigkeit erwähnt, in der weiteren Betrachtung allerdings nicht berücksichtigt. Das System Pickle Robot von der gleichnamigen Firma ein Beispiel (siehe **Bild 9**). Das System ähnelt vom erkennbaren Aufbau her den Systemen von Wynright, da es sich ebenfalls aus einem Roboterarm eine seitlicher Fördertechnik zur Abführung der Pakete in Kombination mit einem Kamerasystem zusammensetzt. Die spätere Anwendung erfolgt bei der Entladung von Transportfahrzeugen und Containern.

Bild 9 Pickle Robot (Quelle: [13], alle Rechte vorbehalten)

Ein weiteres Beispiel stellt das im Rahmen des Forschungsprojektes „IRIS“ des Bremer Institut für Produktion und Logistik GmbH entwickelte System zur Entladung von Seecontainern dar (siehe **Bild 10**). Das System ist auf einer mobilen Plattform mit Mecanum-Rädern aufgebaut und mit Schrägrollenförderer als Abführung ausgestattet. Zur Entnahme der Pakete ist mittig am Endeffektor ein versenkbarer Schlitten vorgesehen, der die mittigen Einzelpackstücke aus dem Container auf die Fördertechnik zieht. Außen sind ausfahrbare Saugerleisten appliziert, die die übrig gebliebenen Pakete nacheinander aus dem Container nehmen. Durch dort platzierte quer fördernde Rollen werden die Pakete zu dem abführenden Rollenförderer transportiert.

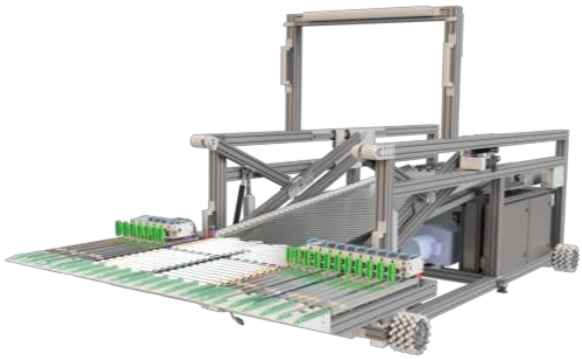


Bild 10 Entladungssystem IRIS (Quelle: [14], alle Rechte vorbehalten)

3 Methodik der Klassifizierung

Die hier angewendete Bewertung basiert auf drei Hauptkriterien. Diese lauten Performance, Flexibilität und Komplexität. Im folgenden Abschnitt werden diese erläutert und deren Gewichtung zueinander begründet. Die in Kapitel 2 vorgestellten Systeme werden anhand eines Punktesystems bewertet und die resultierenden Bewertungen mittels der Gewichtung zu einer Gesamtbewertung zusammengesetzt. Die Bewertung wurde mittels einer Expertenbefragung ermittelt. Die Skala für die Bewertung startet bei null Punkten als schlechteste Bewertungsmöglichkeit und endet bei zehn Punkten als beste Bewertungsmöglichkeit.

3.1 Performance

Mit dem Kriterium „Performance“ wird die Leistungsfähigkeit des Systems bezüglich des Kundennutzens im Vergleich zur derzeitigen marktüblichen Lösung, dem Be- und Entladen per Hand mit einem Teleskopförderer als Zuführung (siehe Bild 1), betrachtet. Hier liegt die Verladeleistung bei ca. 200-400 Paketen pro Stunde und Person. Bei der manuellen Verladung in einem LKW-Anhänger oder Container werden bis zu zwei Arbeitende eingesetzt. So ergibt sich eine maximale Leistung von maximal 800 Paketen pro Stunde. Neben der Bewertung des Durchsatzes als Hauptfunktion des Pakethandlingsystems werden auch sinnvolle Zusatzfunktionen durch Bonuspunkte in der Bewertung berücksichtigt. Hier ist bspw. der Aspekt der Nutzungsmöglichkeit für Be- und Entladung zu nennen. Außerdem ist ein dauerhaftes Kontrollieren und Absichern der Pakete vorteilhaft, um Beschädigungen zu verhindern. Mit diesem Kriterium wird aus Kundensicht der Mehrwert des Systems betrachtet.

3.2 Flexibilität

Mit dem Kriterium „Flexibilität“ wird das Anwendungsfeld in Bezug auf das Frachtgut bewertet. Je weiter der Arbeitsraum aufgespannt ist, desto höher ist die entsprechende Bewertung. Die zwei relevanten Aspekte sind die handhabbare Paketvarianz in Bezug auf die Packstückdimension sowie der tolerierte Grad der Unordnung bei der Entladung und/oder der erzielbare Ordnungsgrad des Paketstapels bei der Beladung. Bei der Beladung wird die Bildung eines geordneten Stapels höher bewertet als bspw. das chaotische Schütten des Frachtguts, da dies einen durchgehend kontrollierten Prozess mit nachvollziehbarer Position des Einzelpackstückes ermöglicht. Ein geordneter Stapel erleichtert die spätere Entladung und ist daher ein Wunschziel bei der Beladung. Bei der Entladung wird eine höhere Bewertung erzielt, wenn das System auch mit einem chaotischen Stapel umgehen und die Entladung realisieren kann.

3.3 Komplexität

Mit dem Kriterium „Komplexität“ wird das System hinsichtlich Hardware und der Software bewertet. Im Bereich der Hardwarebetrachtung spielen Aspekte wie der Anteil beweglicher Bauteile, die Anzahl von Aktoren, Sensoren oder Funktionskomponenten und weitere konstruktive Besonderheiten eine wichtige Rolle. Softwareseitig werden Aspekte wie Bildverarbeitung oder die Anzahl von einzubindenden Aktoren und Sensoren betrachtet. Mit diesem Kriterium wird nicht nur der Entwicklungsaufwand, sondern auch der Kostenaufwand für den Kunden in die Betrachtung miteinbezogen.

3.4 Gewichtung der Kriterien

Die Gewichtung für das Kriterium „Performance“ wird auf 40% gesetzt, da hier die Förderleistung und weitere Funktionen des Systems bewertet werden. Vor allem im Wettbewerb mit anderen Systemen wird zunächst die Leistungsfähigkeit des Systems betrachtet. Daher ist dieser in der Betrachtung am wichtigsten. Die Gewichtung der Kriterien „Flexibilität“ und „Komplexität“ wird jeweils auf 30% festgelegt. Diese beeinflussen sich gegenseitig. Je weiter das Anwendungsfeld aufgespannt wird, desto komplexer gestaltet sich das System hinsichtlich der Software und/oder Hardware. Um diese Bedingung in der Klassifizierung abzubilden, ergibt sich eine gleiche Wertigkeit der Kriterien.

4 Klassifizierung der Systeme

In **Tabelle 1** ist die prozentuale Bewertung der Be- und Entladesysteme dargestellt. Hier sind zunächst die Systeme aufgelistet, die für entweder die Be- oder Entladung verwendet werden können. Anschließend folgen die Systeme für beide Arbeitsbereiche.

Tabelle 1 Einteilung der Systeme anhand der Kriterien Performance, Flexibilität und Komplexität zusammengefasst in einer Gesamtbewertung

System	Perf.	Flex.	Kompl.	Gesamt
Caljan	4	3	9	5,7
Honeywell	4	5	1	3,4
Boston Dynamics	6	5	4	5,1
Bastian	7	2	5	4,8
Technica	7	2	6	5,1
Wynright	8	5	4	5,9

Das Beladesystem von Caljan zeichnet sich zwar durch eine hohe Förderleistung aus, da das System aber nicht auf einen reversiblen Prozess ausgelegt ist und die Pakete während des Beladeprozesses durch das Fallen von der Fördertechnik beschädigt werden können, wird dieses bei dem Kriterium „Performance“ mit einer Bewertung von vier Punkten versehen. Aufgrund der chaotischen Belademethode wird das System bei dem Kriterium „Flexibilität“ mit einer Bewertung von drei Punkten versehen, da zwar verschiedenste Pakete gefördert werden können, diese aber nicht geordnet platziert werden. Bei der Komplexität erreicht das System aufgrund des simplen Aufbaus in Bezug auf Hardware und Software eine Bewertung von neun Punkten. Dies führt mit der Gewichtung zu einer Gesamtbewertung von 5,7/10 Punkten.

Das Entladesystem von Honeywell zeichnet sich vor allem durch eine hohe mechanische Komplexität aus. Die Ursache liegt vor allem in der hohen Anzahl an Bewegungsachsen und den implementierten konstruktiven Sonderlösungen. Die hohe Anzahl an Antriebstechnik führt zusätzlich zu einer komplexen Inbetriebnahme der Betriebssoftware. Aufgrund dessen ergibt sich für dieses System bei der Komplexität eine Bewertung von einem Punkt. Aufgrund der Verladeleistung wird die Performance mit vier Punkten bewertet. Durch die Fähigkeit auch einen verschachtelten Stapel mit ähnlichen Paketen zu entladen, wird die Flexibilität mit fünf Punkten bewertet. Mit der niedrigen Bewertung der Komplexität ergibt sich eine Gesamtbewertung von 3,4/10 Punkten.

Aufgrund der hohen Komplexität der Software durch die Bilderkennung und -verarbeitung in Kombination mit einer im Prozess lernenden Software erzielt das System von Boston Dynamics hier ein Bewertung von vier Punkten. Bei der Flexibilität wird das System mit fünf Punkten bewertet, da es ähnliche Pakete aus einem verschachtelt zusammengesetzten Stapel entladen kann. Die Leistungsfähigkeit wird hier mit einer Bewertung von sieben Punkten versehen, da bei diesem Entladeprozess das Einzelpackstück über den gesamten Bewegungsprozess kontrolliert wird. Außerdem wird die manuelle Entladegeschwindigkeit übertroffen. Das Entladesystem von Boston Dynamics erzielt eine Gesamtbewertung von 5,1/10 Punkten.

Das Be- und Entladesystem von Bastian Solutions erzielt bei der Performance eine Bewertung von sieben Punkten, da die manuelle Verladeleistung übertroffen werden kann und das geförderte Einzelpackstück während des gesamten Prozesses gegen einen Absturz gesichert ist. Zusätzlich ist der Prozess reversibel. Aufgrund der Gestaltung der Fördertechnik, insbesondere durch die eingesetzte, starre Seitenführung, ergibt sich ein enges Anwendungsfeld, da diese im laufenden Prozess nicht angepasst werden kann. Dies resultiert in einer Bewertung von zwei Punkten für die Flexibilität. Bei der Komplexität wird das System mit einer Bewertung von fünf Punkten versehen, weil speziell die Mechanik im Bereich des Endeffektor durch den versenkbaren Greifer und die Antriebstechnik aufwendig gestaltet ist. Der Be- und Entladeprozess im Bereich der Software ist aufgrund der geringen Flexibilität hingegen simpler, da dieser maßgeblich von den Paketdimensionen bestimmt wird. Die Gesamtbewertung liegt mit der gewählten Gewichtung bei 4,8/10 Punkten.

Das Be- und Entladesystem von Technica wird in Bezug auf Performance und Flexibilität gleich bewertet. Im Bereich der Performance ist die Begründung identisch. Bei der Flexibilität ergibt sich die Problematik, dass die Lagenbildungseinheit aufgrund der Zuführung keine unterschiedlichen Paketdimensionen zulässt. Auch der Ablageprozess ist mit unterschiedlichen Paketgrundflächen nicht realisierbar. Bei der Komplexität ergibt sich eine Bewertung von sechs Punkten, weil für die Bewegung des Endeffektors ein Standard-Roboter aus aus Serienfertigung verwendet wird. Dies spiegelt sich in einer Gesamtbewertung von 5,1/10 Punkten wieder.

Das Be- und Entladesystem von Daifuku Wynright schneidet mit einer Bewertung von acht Punkten bei der Performance ab, weil das System die manuelle Förderleistung übertrifft, das Einzelpackstück über den gesamten Prozess kontrolliert und das System sowohl für die Be- als auch für die Entladung verwendet werden kann. Durch die Gestaltung des Endeffektors kann das System ähnliche Pakete zu einem verschachtelten Stapel zusammensetzen und diesen auch wieder auseinandernehmen. Daher ergibt sich bei der

Flexibilität eine Bewertung von fünf Punkten. Wie bei dem System von Boston Dynamics ergibt sich bei der Komplexität eine Bewertung von vier Punkten, da im Speziellen die Anforderung an die Leistungsfähigkeit der Software diese in die Höhe treibt. Durch den vergleichbar simplen Aufbau der Mechanik erfolgt trotzdem eine hohe Bewertung bezüglich der Komplexität. Im Vergleich zu dem Das Gesamtergebnis beträgt für dieses System 5,9/10 Punkte.
Wie bei weiteren Methoden für Produktentwicklungsprozesse ist auch hier der Inhalt und die Qualität des Bewertungsprozesses von der Recherche, Analysefähigkeit und persönlichen Einschätzung des Anwenders abhängig. Durch die Subjektivität kann eine Fehleinschätzung durch den Anwender nicht ausgeschlossen werden, dies kann sich in einer systematischen Verzerrung des Ergebnisses wiederspiegeln [15]. Durch die Zusammenstellung der Kriterien können die Systeme trotz unbekannter Aspekte, wie beispielsweise den Herstellkosten, eingeschätzt werden, indem die technische Komplexität der vorliegenden Lösung bewertet wird.

Diskussion

Für die Bewertung der Systeme werden recherchierte Informationen aus Herstellerangaben, Broschüren, veröffentlichtem Videomaterial oder Internetartikeln herangezogen, hier werden die Systeme tendenziell zu gut dargestellt und möglicherweise ideale Leistungsdaten präsentiert. Die Ursache liegt hierfür im Marketingbestreben der Hersteller bei der Veröffentlichung der Informationen. Dies hat insbesondere einen Einfluss auf das Kriterium „Performance“, weil dieses nur im operativen Einsatz nachgeprüft werden kann. Die weiteren Kriterien können auch bei einer Betrachtung von außen abgeschätzt werden.
Insgesamt fällt auf, dass die Systeme alle mit weniger als sechs von zehn möglichen Punkten bewertet werden. Dies zeigt, dass für ein neuheitliches Be- und Entladesystem entsprechend viel Optimierungspotential vorhanden ist.
Bei der Bewertung fällt auf, dass die Systeme mit der Möglichkeit zur Be- und Entladung die spezialisierten Systeme bei der Performance übertrumpfen. Daher ist dies im Produktentwicklungsprozess zu berücksichtigen.
Das System von Caljan punktet vor allem durch die hohe Beladeleistung und die geringe Komplexität des Systems. Dieses System eignet sich im Besonderen für robuste Einzelpackstücke, die eine gewisse Fallhöhe ohne kritische Beschädigung überstehen.
Die Klassifizierung zeigt, dass insbesondere Systeme, die sowohl für die Be- als auch für die Entadung eingesetzt werden können, in der Kategorie Performance die höchsten Bewertungen erzielen können. Diese Be- und Entladesysteme von Bastian Solutions und Technica erreichen allerdings bei der Flexibilität ein vergleichsweise niedriges Ergebnis, da diese aufgrund ihrer Greifmethodik und des mechanischen Aufbaus der verwendeten Fördertechnik nur Einzelpackstücke mit identischer Grundfläche während des Prozesses handhaben können. Hier ist vor allem die Anwendung für die sortenreine Beladung im Fokus, insbesondere für empfindliche Produkte. Diese Art von Verladung ist eher im Bereich des produzierenden Gewerbes wiederzufinden.
Das System von Daifuku Wynright erzielt in dem angewendeten Bewertungsschema das beste Gesamtergebnis. Der Unterschied zum System von Boston Dynamics stellt sich in der zusätzlichen Beladungsfunktion dar. Diese Systeme eignen sich besonders bei einer priorisierten Flexibilität, wenn bspw. viele unterschiedliche Pakete verladen werden.
Die durchgeführte Betrachtung zeigt, dass für ein neues Automatisierungssystem die Integration von Be- und Entladungsfunktion, die kontrollierte Manipulation des Einzelpackstückes bei gleichzeitiger dauerhafter Sturzabsicherung und das Handling von ähnlichen, quaderförmigen Paketen für eine hohe Gesamtbewertung ausschlaggebend sind.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird zunächst der Stand der Technik von verschiedenen Pakethandlingssystemen dargestellt. Hier wird der Aufbau dieser Systeme grob erläutert und der Arbeitsprozess skizziert. Die Art der Systeme reicht von einem Zusatzmodul für einen Teleskopförderer, wie dem Caljan AutoLoader, bis hin zu verschiedenen Systeme mit Robotern auf mobilen Plattformen, wie dem RTL(U) von Daifuku Wynright. Die durchgeführte Klassifizierung der Systeme soll im Rahmen eines Promotionsprojektes als Basis für die Entwicklungsrichtung dienen. Anhand des erhaltenen Ergebnisses zeigt sich, dass es sich hier um Spannungsfeld zwischen den drei verwendeten Kriterien handelt. Für robuste Produkte ist ein System ähnlich zum Caljan AutoLoader zu empfehlen. Liegt der Fokus eher auf einer hohen Flexibilität wird ein System mit einem Roboter auf einer mobilen Plattform bevorzugt. Bei dem Fokus auf sortenreine Be- und Entladungen ist als grundsätzlicher Aufbau eher die Richtung von Bastian Solutions ULTRA BLUE einzuschlagen.
Für die weitere Entwicklungsrichtung wird der Fokus vor allem auf die Kombination der Aspekte Performance und Flexibilität gelegt, weil eine hohe Bewertung in diesen Bereichen ein langfristiges Durchdringen des Marktes ermöglichen. Mit einer hohen Flexibilität wird ein breites Anwenderfeld für das System abgedeckt. Durch die hohe Performance wird die Wettbewerbsfähigkeit im Vergleich zu anderen Systemen abgesichert. Dies soll gelingen, indem die Systeme mit der niedrigsten Flexibilität (Bastian Solutions & Technica ATLS) näher betrachtet und nach Möglichkeiten zur Optimierung der Flexibilität untersucht werden. Durch die Verwendung von Standardkomponenten und das Ausnutzen von internem Knowhow soll der Entwicklungsaufwand für die Systemlösung reduziert werden, sodass sich dieser über einen Zeitraum von wenigen Jahren amortisiert. So soll auch die Amortisationszeit für den Kunden im Bereich von zwei bis vier Jahren liegen.

6 Literatur

[1] Walch, Manuel Dennis: *Belastungsermittlung in der Kommissionierung vor dem Hintergrund einer alternsgerechten Arbeitsgestaltung der Intralogistik*. München: fml – Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, 2011

[2] Klaus, Peter: *Profitabilitätsstudie in der Logistik-Dienstleistungswirtschaft*. Hamburg: DVV Media Group Hamburg, 2022

[3] Black, Thomas: *Robots Edge Closer to Unloading Trucks in Amazon-Era Milestone*. URL https://www.bloomberg.com/news/articles/2019-05-03/robots-edge-closer-to-unloading-trucks-in-amazon-era-milestone?leadSource=uverify%20wall. –Aktualisierungsdatum: 2019-05-03 –Überprüfungsdatum 2022-11-07

[4] Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): *Entwicklung mechatronischer und cyber-physischer Systeme*. Düsseldorf: Beuth Verlag, 2021

[5] Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): *Entwicklung technischer Produkte und Systeme*. Düsseldorf: Beuth Verlag, 2019

[6] Caljan GmbH: *Caljan wächst weiter*. URL https://caljan.com/de/wissenswertes/caljan-wachst-weiter/. –Aktualisierungsdatum: März 2022 –Überprüfungsdatum 2023-02-16

[7] Caljan GmbH: *Der AutoLoader-die hocheffiziente Art des Beladens*. URL https://caljan.com/de/produkte-systeme/automatisches-be-und-entladen/autoloader/ –Überprüfungsdatum 2023-02-16

[8] Honeywell Intelligrated: *DOUBLE PRODUCTIVITY WITH THE ROBOTIC UNLOADER*. URL https://sps.honeywell.com/us/en/support/automation/resources/brochures/robotic-unloader –Überprüfungsdatum 2023-02-16

[9] Technica: *Automatic Truck Loading For Unit Loads*. URL https://technicaintl.com/solutions/automatic-truck-loading/ –Überprüfungsdatum 2023-02-16

[10] Wynright Corp.: *Robotic Container Unloader*. URL https://www.wynright.com/products/robotics –Überprüfungsdatum 2023-02-16

[11] Bastian Solutions: *ULTRA BLUE - Automating Trailer Floor Loading Operations*. URL https://www.bastiansolutions.com/solutions/technology/industrial-robotics/robotic-truck-loading/ –Überprüfungsdatum 2023-02-16

[12] Boston Dynamics: *Stretch*. URL https://www.bostondynamics.com/products/stretch –Überprüfungsdatum 2023-02-16

[13] Heater, Brian: *Pickle picks up $26M for its truck unloading robots*. URL https://www.bostondynamics.com/products/stretch. –Aktualisierungsdatum:2022-11-15 –Überprüfungsdatum 2023-02-16

[14] Hoppe, Nils and Wilhelm, Jasper and Petzoldt, Christoph and Mortensen Ernits, Rafael and Rolfs, Lennart and Thies, Beinke and Freitag, Michael: *Design eines Robotiksystems zur Entleerung von Seecontainern*. Wissenschaftliche Gesellschaft für Technische Logistik, 2020

[15] Kühnapfel, Jörg B.: *Scoring und Nutzwertanalysen* Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021

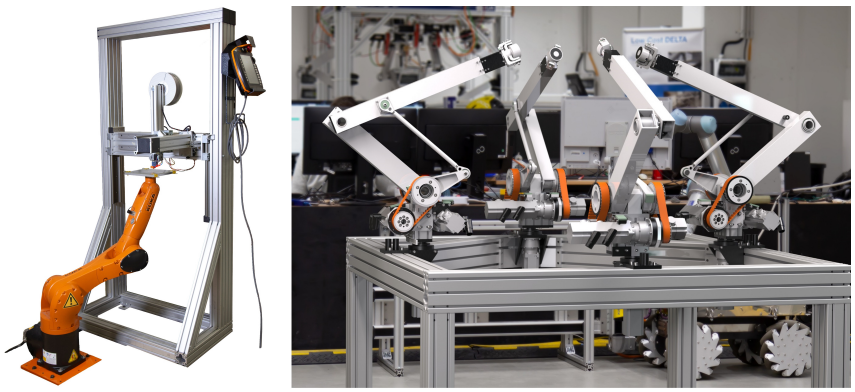
Multidirektionale Additive Fertigung: Herausforderungen bei der Umsetzung eines restriktionsfreien Prozesses
Multidirectional Additive Manufacturing: Challenges in the Implementation of a Restriction-Free Process

Jan Wiartalla*, Markus Schmitz*, Max Mierzwa**, Burkhard Corves*, Mathias Hüsing*
* RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52062 Aachen, Deutschland, {wiartalla, schmitzm, corves, huesing}@igmr.rwth-aachen.de
** RWTH Aachen University, Institut für Schweißtechnik und Fügetechnik, 52062 Aachen, Deutschland, max.mierzwa@isf.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Additive Fertigungsverfahren bieten aufgrund ihrer Flexibilität hinsichtlich des Bauteildesigns viele Vorteile gegenüber konventionellen, subtraktiven Fertigungsmethoden [1]. Bis in den Privatgebrauch hinein bekannt sind dabei kunststoffverarbeitende Verfahren wie beispielsweise das Fused Deposition Modeling (FDM). Im industriellen Umfeld werden jedoch zumeist die Materialeigenschaften metallischer Bauteile benötigt. Ein Verfahren, welches sich aufgrund hoher Materialauftragsraten gut für das Herstellen großformatiger Bauteile eignet, ist das Lichtbogenauftragsschweißen (engl. Wire Arc Additive Manufacturing, kurz WAAM). Klassische Umsetzungen additiver Verfahren fallen in die Kategorie der 2,5D-Prozesse. Diese sind dadurch charakterisiert, dass der Materialauftrag stets in parallelen Schichten auf einem sogenannten Druckbett geschieht. Dieses dient dazu, eine Kontaktfläche zwischen dem zu druckenden Objekt und der Maschine bereitzustellen und wird in der Regel gar nicht oder nur rein translatorisch bewegt. Die globale Orientierung des Druckbetts bleibt dabei unverändert. Durch Softwarewerkzeuge wie Topologieoptimierungen und generatives Design entstehen belastungsgerechte, teils organisch anmutende Strukturen, die mit konventionellen Methoden entweder nur äußerst aufwendig und damit teuer oder gar nicht herstellbar sind [2]. Normalerweise werden für diese komplex geformten Bauteile sogenannte Stützstrukturen benötigt, um auch Überhänge mit weiterhin hoher Oberflächen- und Materialqualität fertigen zu können [3]. Da leichtbaugetriebene Bauteiloptimierungen häufig mit einer speziellen Materialauswahl (z. B. Titan- / Nickellegierungen) einhergehen, sind im Rahmen des WAAM auch spezielle Schweißverfahren wie das Plasmaschweißen (engl. Plasma Arc Welding, kurz PAW) interessant. Durch seine exzentrische Drahtzuführung impliziert das PAW im Vergleich zum gängigeren Metall-Schutzgas-Schweißen (engl. Gas Metal Arc Welding, kurz GMAW) jedoch zusätzliche kinematische Randbedingungen, da der Schweißprozess nicht mehr richtungsunabhängig ist.

Am Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR) wird zusammen mit dem Institut für Schweiß- und Fügetechnik (ISF) der RWTH Aachen University an der Umsetzung der gesamten Prozesskette der multidirektionalen additiven Fertigung (engl. Multidirectional Additive Manufacturing, kurz MDAM) mittels PAW und reiner Objektmanipulation geforscht. Das ”Druckbett” (im Folgenden für den vorgestellten Prozess als ”Substratplatte” bezeichnet) wird durch einen Manipulator frei unter einem feststehenden Schweißbrenner bewegt. Dabei werden alle sechs räumlichen Freiheitsgrade der Substratplatte aktiv genutzt. Dieser Aufbau bietet das Potential, Stützstrukturen vollständig zu vermeiden und gleichzeitig dauerhaft in der für einen Schweißprozess optimalen Wannenlage arbeiten zu können. Der aktuelle Versuchsaufbau am IGMR mit einem klassischen 6-Achs-Industrieroboter als Manipulator zur Erzeugung der Objektjektbewegung ist in **Abbildung 1** (a) dargestellt. Beim Fertigen von Schichten, die nicht mehr parallel zum



(a) (b)

Bild 1 Foto des MDAM-Versuchsaufbaus am IGMR mit Industrieroboter (a) und Rendering des PARAGRIP (b)

DOI: 10.17185/duepublico/77394

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz.

Druckbett orientiert sind, kommt dieser Aufbau hinsichtlich der Beweglichkeit des Roboters jedoch schnell an seine Grenzen. Die durch die Pose der Substratplatte implizierte Roboterstellung ist bei größerer Abweichung der Orientierung der Substratplatte aus der Horizontalen kinematisch meist nicht mehr realisierbar.

Bei der Umsetzung des vorausgehend beschriebenen Prozesses mit dem am IGMR entwickelten und gebauten objektintegrativen Handhabungssystem PARAGRIP [4] gilt es einige Herausforderungen zu lösen. Der PARAGRIP besteht aus vier einzelnen, unabhängigen Armen mit jeweils drei aktiven Freiheitsgraden sowie rein passiv ausgeführten sphärischen Handgelenken mit drei weiteren Freiheitsgraden (s. Abb. 1 (b)). Die Handgelenke werden mit Kontaktelementen ausgestattet, die das Andocken an ein Greifobjekt - im Kontext der MDAM die Substratplatte - ermöglichen. Dieses wird dadurch aktiv in die Struktur des Handhabungssystems eingebunden. Wie von Nefzi [5] beschrieben, sind für das eindeutige Positionieren des Objekts drei der vier Arme notwendig. Der vierte Arm des PARAGRIP kann z. B. zum Umgreifen verwendet werden. Dies ermöglicht dann bei optimaler Auslegung eine restriktionsfreie Objektbeweglichkeit ohne rotatorische Einschränkungen, was für die MDAM mittels PAW und reiner Objektmanipulation einen großen Vorteil im Hinblick auf die Ausführbarkeit bietet. Zu berücksichtigende Aspekte sind dabei unter anderem:

- Simulation und Darstellung geschlossener kinematischer Ketten im Framework ROS2
- Integration der Kalibrierdaten des PARAGRIPs in das Simulationsmodell und die Bewegungsplanung
- Vermeiden von sich fortpflanzenden Positionierungsfehlern in der Objektmanipulation durch Umgenauigkeiten im Arm-Objekt-Kontakt
- Optimieren der geometrischen Anordnung der Greifpunkte hinsichtlich der Ausführbarkeit multidirektionaler Trajektorien
- Umsetzen einer sensorbasierten Prozessregelung zur Online-Anpassung von Schweißparametern und Bewegung

Im Rahmen dieses Beitrags werden die oben genannten Themen kurz erläutert und detaillierter auf die spezifischen Herausforderungen der Simulation geschlossener kinematischer Ketten in ROS2 sowie die Parametrierung der Kinematik eingegangen. Die vorgestellten Lösungsansätze sollen im weiteren Projektverlauf umgesetzt und erprobt werden.
Das Robot Operating System 2 (ROS2) [6] bietet durch sein integriertes Universal Robot Description Format (URDF) zur kinematischen Beschreibung von Roboterstrukturen lediglich die Möglichkeit, serielle kinematische Ketten abzubilden. Wie in Abbildung 1 (b) zu erkennen ist, beinhaltet jeder Arm des PARAGRIPs jedoch eine geschlossene kinematische Teilkette. Um dennoch realistische Simulationen des Roboters in der Simulationsumgebung Gazebo [7] zu ermöglichen, wird ein Lösungskonzept vorgeschlagen. Dieses bedient sich des Simulation Description Formats (SDF) [8], in welchem auch geschlossene Ketten aus Körpern und Gelenken modelliert werden können. Um die Kompatibilität der SDF-Modellierung zu ROS2 beizubehalten, kann durch die Erweiterung des von Bihlmaier entwickelten Parsers ”pysdf” [9] um unter anderem ein optionales Aufschneiden einer geschlossenen Kette an einer durch den Anwender definierbaren Stelle eine automatisierbare Konvertierung in das URDF umgesetzt werden. Somit kann für die Simulation und Darstellung geschlossener kinematischer Ketten das Prinzip der ”Single Source of Truth” beibehalten werden.

Literatur

[1] Sciaky: *Schnellere und billigere Fertigung von Metallwerkstücken wie nie zuvor mittels elektronenstrahlbasierter additiver Fertigung (EBAM)*. https://www.sciaky.com/de/additive-fertigung/elektronenstrahlbasierteadditive- fertigungstechnik (zuletzt geprüft am 29.11.2022).

[2] Form+Werkzeug: *Rapid Manufacturing*. https://www.form-werkzeug.de/themen/fw-wiki/produktionsprozess /additive-fertigung/artikel/rapid-manufacturing-987608.html (zuletzt geprüft am 29.11.2022).

[3] Livesu, M.; Ellero, S.; Martínez, J.; Lefebvre, S.; Attene, M.: *From 3D Models to 3D Prints*. In: Eurographics, 2017, S. 537-564.

[4] Riedel, M.: *Flexible bauteilhandhabung auf Basis einer rekonfigurierbaren parallelkinematischen Struktur*. Aachen: Shaker, 2014, ISBN 978-3-8440-2534-7.

[5] Nefzi, M.; Riedel, M.; Corves, B.: *Development and Design of a Multi-Fingered Gripper for Dexterous Manipulation*. In: IFAC Proceedings, Vol. 39, 2006, pp.133-138, DOI 10.3182/20060912-3-DE-2911.00026

[6] Macenski, S.; Foote, T.; Gerkey, B.; Lalancette, C.; Doodall, W.: *Robot Operating System 2: Design, architecture, and uses in the wild*. In: Science Robotics, Vol. 7, 2022, DOI 10.1126/scirobotics.abm6074.

[7] Koenig, N.; Howard, A.: *Design and use paradigms for Gazebo, an open-source multi-robot simulator*. In: International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Sendai, Japan, 2004, DOI 10.1109/IROS.2004.1389727

[8] Open Source Robotics Foundation: *SDFormat*. http://sdformat.org/ (zuletzt geprüft am 10.02.2023)

[9] Bihlmaier, A.: *pysdf* https://github.com/andreasBihlmaier/pysdf (zuletzt geprüft am 13.02.2023)

Auswahlverfahren für geeignete Deckensysteme zur Automatisierung der Rohbauerstellung
Selection procedure for suitable ceiling systems for the automation of the shell construction

Christoph Jeziorek, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, christoph.jeziorek@uni-due.de
Aileen Pfeil, Universität Duisburg-Essen, Institut für Baubetrieb und Baumanagement, 45127 Essen, Deutschland, aileen.pfeil@uni-due.de
Martin Piechullik, Universität Duisburg-Essen, Institut für Baubetrieb und Baumanagement, 45127 Essen, Deutschland, martin.piechullik@uni-due.de
Simon Romanowski, Universität Duisburg-Essen, Institut für Baubetrieb und Baumanagement, 45127 Essen, Deutschland, simon.romanowski@stud.uni-due.de
Robin Heidel, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, robin.heidel@uni-due.de
Roland Boumann, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, roland.boumann@uni-due.de
Patrik Lemmen, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, patrik.lemmen@uni-due.de
Alexander Malkwitz, Universität Duisburg-Essen, Institut für Baubetrieb und Baumanagement, 45127 Essen, Deutschland, alexander.malkwitz@uni-due.de
Tobias Bruckmann, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, tobias.bruckmann@uni-due.de

Kurzfassung

In einem vom Ministerium für Heimat, Kommunales, Bau und Digitalisierung des Landes Nordrhein-Westfalen geförderten Projekt soll die Digitalisierung in der Bauwirtschaft vorangetrieben werden. Das Ziel ist es, wesentliche Teile des Rohbaus auf Basis eines digitalen Gebäudemodells automatisch mit parallelen Seilrobotern zu errichten. Nach der Realisierung der automatisierten Mauerwerkserrichtung soll die automatische Erstellung von Decken entwickelt werden. In diesem Beitrag wird der Auswahlprozess von Deckensystemen für die automatisierte Deckenerstellung beschrieben. Das Verfahren basiert auf drei im Detaillierungsgrad zunehmenden Bewertungsdurchläufen verschiedener Deckensysteme. Der erste Durchlauf ist eine Vorauswahl von Deckensystemen, die sich auf die Machbarkeit der Automatisierung und die Traglast des vorhandenen Seilroboters konzentriert. Der zweite Durchlauf umfasst eine detailliertere Analyse, die sich auf Wirtschaftlichkeitsmodelle, Errichtungszeiten, erwartete Akzeptanz, Anwendbarkeitsspektrum sowie Lager- und Logistikbedingungen bezieht. Im letzten Durchlauf soll das Legen der ausgewählten Deckensysteme mit einem bestehenden Seilroboter validiert werden, was zum Zeitpunkt dieser Veröffentlichung noch aussteht.

Abstract

In a project funded by the Ministry for Regional Identity, Local Government, Building and Digitalization of the Land of North Rhine-Westphalia, digitalization in the construction industry is to be advanced. The aim is to automatically build significant parts of the shell using parallel cable robots on the basis of a digital building model. After the realization of the automated masonry erection, the automatic creation of ceilings is to be developed. This paper describes the selection process of ceiling systems for automated ceiling production. The process is based on three evaluation runs of different floor systems with increasing levels of detail. The first run is a pre-selection of ceiling systems focusing on the feasibility of automation and the payload of the existing cable robot. The second run includes a more detailed analysis related to economic models, deployment times, expected acceptance, applicability spectrum, and storage and logistics conditions. The final run will validate the laying of the selected ceiling systems with an existing cable robot, which is still pending at the time of this publication.

DOI: 10.17185/duepublico/77398

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Nicht kommerziell - Keine Bearbeitungen 4.0 International Lizenz.

1 Einleitung

Die Baubranche ist weitgehend von menschzentrierten Prozessen und Verfahren geprägt. In der Umsetzung von Automatisierungsprozessen ist daher die Konzeption und Realisierung von Verfahren nötig, die eine Automatisierung nicht nur technisch ermöglichen, sondern auch wirtschaftlich und bauprozesstechnisch effizient umsetzen [3, 12, 15]. Im Sinne der Wirtschaftlichkeit und eines kontinuierlichen Baufortschritts ist anzustreben, dass ein Seilroboter möglichst viele Arbeitsschritte der Bauprozesse selbstständig durchführen kann. Nach der erfolgreichen Demonstration des automatischen Setzprozesses von Kalksandsteinen durch einen Seilroboter der Universität Duisburg-Essen inklusive des Vermörtelns [9, 20] ist dabei der nächste bauprozesstechnisch notwendige Schritt das Errichten einer Rohbaudecke mit Hilfe des Seilroboters. Dieses Vorhaben wird vom Ministerium für Heimat, Kommunales, Bau und Digitalisierung des Landes Nordrhein-Westfalen in einem Forschungsprojekt gefördert. Der adressierte Prozess hat die Anforderung, dass die Art der Deckensysteme für eine automatisierte Realisierung geeignet sein muss, was Gegenstand einer ersten Untersuchung innerhalb der Projektumsetzung ist. Die ersten Schritte entsprechender Analysen werden in diesem Beitrag dargelegt und sind Grundlage für die zukünftigen Forschungsarbeiten.

2 Stand der Technik

In der Baubranche ist es unumgänglich, geltende Vorschriften und Standards einzuhalten. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, auch für automatisierte Prozesse bereits zugelassene Deckensysteme zu bevorzugen, um aufwändige Genehmigungsverfahren zu vermeiden. Weiterhin erhöht die Verwendung von branchenüblichen Systemen die allgemeine Akzeptanz in der durch etablierte Verfahren, Werkstoffe und Methoden geprägten deutschen und internationalen Bauindustrie.

2.1 Deckensysteme im Wohnungsbau

Im Wohnungsbau finden verschiedene Deckensysteme Anwendung. Diese unterscheiden sich aufgrund des Baumaterials und den daraus resultierenden Eigenschaften in der Häufigkeit der Verwendung und bei der statischen Bemessung in Beton-, Holz- und Ziegelkonstruktionen. Des Weiteren sind bei jedem Material verschiedene Varianten der Ausführung vorhanden, sodass sich eine Vielzahl von einsetzbaren Deckensystemen ergibt.
Bei Verwendung von Geschossdecken in Betonbauweise kann zwischen Ortbeton, also einer Fertigung auf der Baustelle, Fertigelementdecken, bei denen ein vorgefertigtes Flächenelement mit Ortbeton ergänzt wird und Vollmontagedecken, d.h. komplett vorgefertigten Elementen, unterschieden werden [17]. Als weitere Alternative einer Betondecke können Hohlkörperdecken verwendet werden, welche aus vorgefertigten Betondielen mit innenliegenden Hohlräumen bestehen und somit ein geringeres Eigengewicht als Vollquerschnitte aufweisen. Allgemein unterscheiden sich die Deckensysteme aus Beton auch im Grad der Vorfertigung und den damit verbleibenden Arbeitsschritten auf der Baustelle.
Holzdeckenkonstruktionen können in drei Kategorien eingeteilt werden: Man unterscheidet zwischen Holzbalkendecken mit tragenden Balken und einer aufgebrachten flächigen Schalung als Tragkonstruktion, den Holzmassivdecken (z.B. Brettstapeldecken mit vertikal nebeneinander angeordneten Dielen) sowie Decken aus vorgefertigten Holztafel- oder Hohlkastenelementen [18].
Bei Ziegeldecken werden Hohlkörperziegel auf vorgefertigten Stahlbetonrippen aufgelegt, sodass diese gemeinsam tragend wirken. Die Zwischenräume der beiden Komponenten werden mit Beton vergossen [10].
Aufgrund bauphysikalischer, brandschutztechnischer und konstruktiver Anforderungen sowie aus wirtschaftlichen Aspekten, werden heute häufig Betondecken im Wohnungsbau verwendet [13].
In Abhängigkeit der verschiedenen Ausgangsmaterialien für die Geschossdecke gelten entsprechende Bemessungsvorschriften. Hierbei richtet sich die statische Bemessung nach den europäischen Normen, den sogenannten Eurocodes [4-7]. Als Grundlage für alle Bemessungen gilt dabei der Eurocode 1, welcher die anzusetzenden Lastannahmen festlegt. Die weiteren Eurocodes gliedern sich entsprechend den einzelnen Disziplinen des konstruktiven Ingenieurbaus. Weitere Anforderungen an die Konstruktionen können sich aus nationalen Normen (bspw. DIN), speziellen Planungshandbüchern [2] sowie aus bauphysikalischen Bedingungen wie dem Schall- oder Brandschutz ergeben. Außerdem müssen bei Verwendung von vorgefertigten Elementen die Angaben und Montageanleitungen der Hersteller beachtet werden.

2.2 Seilroboter

Seilroboter verfügen über eine Plattform, die durch angetriebene Seile bewegt wird. Die Plattform kann als Werkzeugträger dienen, aber auch Traglasten umfassen, die im Raum positioniert werden können. Die Verwendung von Seilen, die über Umlenkrollen durch Winden angetrieben werden, ermöglicht sehr große Arbeitsräume. Die Verwendung von Seilen als äußerst leichte kraftübertragende Elemente und dessen parallele Anordnung führen zu geringen zu bewegenden Eigenmassen des Seilrobotersystems und daraus resultierend großen Nutzlasten bei hoher Energieeffizient und Dynamik. Eine vollständige Verspannung der Plattform mit redundanten Seilen macht das System robust gegenüber Störungen wie beispielsweise Wind [1].
Dieser mechanisch einfach und flexible Aufbau ermöglicht eine gute Skalierbarkeit der Arbeitsraumgröße und der möglichen Traglasten. Aufgrund dieser Eigenschaften sind Seilroboter gerade für großskalierte Anwendungen, wie das Errichten von Bauwerken, gut geeignet. So gibt es bereits einige Projekte, die sich mit der automatischen Erstellung von Gebäudestrukturen mit Seilrobotern befassen: In [21] wird das Mauern komplexer Strukturen an einem verkleinerten Maßstab dargestellt. In [14] wird beschrieben, wie Vorhangfassadenmodule automatisch an einem realitätsnahen Demonstrationsgebäude angebracht werden können. In [20] wird das automatische Vermörteln und Mauern von Kalksandsteinen demonstriert.

Der Arbeitsraum eines Roboters ist eine wichtige Kenngröße zur Klassifizierung. Speziell bei Seilrobotern ist die Berechnung der Arbeitsräume nicht intuitiv und muss numerisch berechnet werden. Eine ausführliche Darstellung der Klassifizierung und Berechnung von Seilrobotern ist in [19] dargestellt. Für die vorliegende Arbeit wird unter der Bezeichnung Arbeitsraum der „Wrench-Feasible-Workspace“ verstanden, also der Raum, der bei einer vorgegebenen Last unter Einhaltung von oberen und unteren Seilkraftgrenzen erreicht werden kann. Im Betrieb werden die Seilkräfte nach oben durch die Bruchlast der mechanischen Komponenten in der kinematischen Kette und nach unten zur Vermeidung von Durchhang begrenzt.

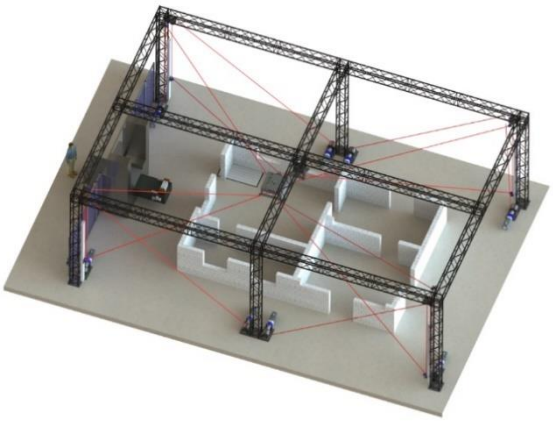


Bild 1 Seilroboter zum automatischen Erstellen von Mauerwerk [11]

Der in [20] beschriebene Seilroboter der Universität Duisburg-Essen mit Namen *CaRLO* (**Ca**ble **R**obot for **L**arge-Scale **O**perations) soll auch zur Demonstration für das automatische Erstellen von Zwischendecken verwendet werden (siehe **Bild 1**). Der Seilroboter ist für eine Nutzlast von bis zu 100 kg über den gesamten Arbeitsbereich (9 x 6 x 3 m, Länge x Breite x Höhe) ausgelegt. Darüber hinaus besitzt der Prototyp die Besonderheit, dass die unteren Seilumlenkrollen im Betrieb vertikal verschoben werden können. Dies dient dazu, eine Kollision der Seile mit bereits gemauerten Wänden bei “wachsendem” Gebäude zu vermeiden. Zusätzlich kann die Funktion dazu verwendet werden die Nutzlast zu erhöhen: Wenn alle unteren Umlenkrollen über die Höhe der Plattform verschoben werden, ziehen alle Seile nach oben, was zum Heben schwerer Lasten effektiver ist. Nachteilig ist, dass der Seilroboter dann nur noch durch Gewichtskräfte verspannt ist. Speziell ohne zusätzliche Nutzlast wirkt in diesem Fall nur noch die Gewichtskraft der Plattform. Damit sinkt der Widerstand gegen Störungen. Für diesen Fall ist weiterhin das Arbeitsraumvolumen durch die Forderung der Mindestseilspannung leicht reduziert.

3 Forschungsmethode

Das Ziel des Projektes ist das automatische Erstellen von Zwischendecken mit dem Seilroboter. Zur Erfüllung dieses Ziels muss ein Deckensystem gewählt werden, welches sowohl bautechnische und bauwirtschaftliche als auch automatisierungstechnische Anforderungen erfüllt. Darüber hinaus sind geltende Vorschriften und Standards im Bau einzuhalten. Daher ist es sinnvoll, bereits zugelassene Deckensysteme zu bevorzugen, um aufwändige Genehmigungsverfahren zu vermeiden. Grundsätzlich ist die Entwicklung neuer Deckensysteme im Rahmen des Vorhabens aber auch nicht ausgeschlossen.

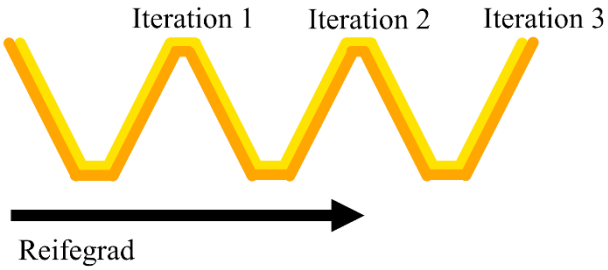


Bild 2 Fortschreitender Reifegrad im V-Modell. Angelehnt an [16]

Für eine strukturierte Bewertung der Deckensysteme wurde entsprechend der VDI 2206 [16] nach dem V-Modell für die Entwicklung mechatronischer und cyber-physischer Systeme vorgegangen. Dadurch ist der Entwicklungsprozess strukturiert und vereinfacht die Entwicklung komplexer technischer Systeme.

Zu Beginn des V-Modells steht die Anforderungserhebung. Dementsprechend werden alle Anforderungen an die Deckensysteme definiert und in Pflichtanforderungen, die zwingend erfüllt werden müssen, und Wunschanforderungen gegliedert.

Für eine effiziente Bewertung der verschiedenen Deckensysteme wird ein iteratives Vorgehen gewählt und eine sukzessive Verknüpfung von drei V-Modellen verwendet. Mit jeder Iteration werden die Analysen, Simulationen und Modelle der verschiedenen Deckensystemen zunehmend detaillierter (siehe **Bild 2**). Um den Aufwand zu minimieren, sollen nicht geeignete Deckensysteme auf diese Weise schnell identifiziert und von einer weiteren Bewertung ausgeschlossen werden. Die Bewertung der verschiedenen Anforderungskriterien wird in allen Iterationsschritten von Expertinnen und Experten für Seilrobotik und Baumanagement wie im folgenden Kapitel beschrieben durchgeführt. Gegenstand der weiteren Betrachtungen in diesem Beitrag ist Iteration 1.

4 Konzept und Ergebnisse

In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise zur Auswahl geeigneter Deckensystem beschrieben. Vorbereitend für den gesamten Auswahlprozess wird eine repräsentative Liste verschiedener zugelassener Deckensysteme erstellt. Diese Liste umfasst dabei 46 gängige Deckensysteme von verschiedenen Herstellern.

4.1 Anforderungserhebung

Für die Auswahl geeigneter Deckensysteme sind zunächst die Anforderungen für die geplante Demonstration zu erheben. Wie bereits in der Einleitung beschrieben, konnte das automatische Mauern und Vermörteln von Mauersteinen bereits demonstriert werden. Auf diesem erstellten Mauerwerk soll nun das Legen von Zwischendecken demonstriert werden. Das Bauwerk hat die Maße eines kleinen Einfamilienhauses. Das Mauerwerk hat keine vollständige Geschosshöhe, da der Bauraum durch die Größe der Versuchshalle begrenzt ist und zunächst nur die prinzipielle Machbarkeit der beteiligten Bauprozesse nachgewiesen werden soll. Für diese Demonstration sind die Anforderungen aus systemtechnischer, baubetrieblicher und prozesstechnischer Sicht zu berücksichtigen. Darüber hinaus werden für künftige Projekte Anforderungen für die Demonstration an einer realitätsnahen Baustelle im Außenbereich mit aufgenommen und dokumentiert.
Dazu wurden die für die Selektion der Deckensysteme notwendigen Anforderungen strukturiert erhoben und dargestellt. Auf dieser Basis können die Anforderungen außerdem thematisch geordnet werden.
Im nächsten Schritt werden die Anforderungen in Pflicht- und Wunschanforderungen priorisiert. Die Pflichtanforderungen sind möglichst zu quantifizieren, so dass objektiv geprüft werden kann, ob die Deckensysteme diese erfüllen. Die Wunschanforderungen können genutzt werden, um unter allen verbleibenden, grundsätzlich geeigneten Deckensystemen das optimale System zur Automatisierung zu finden.

4.2 Umsetzung von Iteration 1

Im ersten Iterationsschritt werden Deckensysteme aussortiert, die sich prinzipiell als ungeeignet für den betrachten Anwendungsfall herausstellen. Diese erste Beurteilung erfolgt größtenteils auf Basis von Produktdatenblättern, Abschätzungen und überschlägigen Berechnungen. Als Ergebnis dieses Bewertungsschrittes werden alle Deckensysteme ausgewählt, deren Errichtung als grundsätzlich automatisierbar gilt. Die übrigen Deckensysteme werden im weiteren Prozess nicht weiter berücksichtigt.
Im Folgenden werden sechs Pflichtanforderungen, welche zwingend für die Automatisierbarkeit erfüllt werden müssen, vorgestellt. Einerseits steht für die geplante Demonstration die Realisierbarkeit unter Laborbedingungen im Fokus, wodurch Limitationen hinsichtlich der Gebäude- und Roboterabmessungen sowie der verfügbaren Lager- und Logistikflächen in den Anforderungen verankert werden müssen. Parallel wird im Sinne einer Fortführung der Entwicklungsarbeiten die Situation auf einer realitätsnahen Baustelle betrachtet und für den perspektivischen Einsatz berücksichtigt.

Geometrische Pflichtanforderungen

Die Deckenelemente für die geplante Demonstration müssen eine Mindestspannweite von 4,10 m aufweisen. Die Maßangabe ergibt sich aus der Geometrie des Versuchsgrundrisses. Innerhalb des Grundrisses fordert der breiteste Raum eine Spannweite von 3,90 m. Um das Element sicher an beiden Enden auf dem Mauerwerks auflagern zu können und die Mindestauflagertiefe erfüllen zu können, ist somit die genannte Mindestspannweite erforderlich. Darüber hinaus sind kürzere Spannweiten für typische Einfamilienhäuser ungeeignet und daher auch perspektivisch nicht sinnvoll. Es wird hierbei eine Mindestspannweite (Länge ohne sonstige Unterstützung) und nicht die Mindestlänge (Länge mit ggf. notwendiger Unterstützung) definiert, da das Element im Endzustand ohne Zwischenauflagerung oder Unterstützung errichtet wird. Die Anforderung der Mindestspannweite variiert somit je nach Grundriss.
Eine weitere Anforderung bezieht sich auf die Bauteillogistik vor dem eigentlichen Setzprozess. Im betrachteten Fall wird der Setzprozess in einer Werkhalle stattfinden. Diese ist räumlich begrenzt, sodass die Lagerfläche neben dem Gebäudegrundriss eingeschränkt ist. Aufgrund des verfügbaren Platzes in der Halle, der Größe des Roboterrahmens und der Zugänglichkeit zum Arbeitsraum ergibt sich für die Deckenelemente eine maximale Länge von 6 m und eine maximale Breite von 1,20 m.

Die nächste Anforderung legt fest, dass die Deckenelemente grundsätzlich für den Seilroboter handhabbar sein müssen. Der Seilroboter muss dafür einen Arbeitsraum aufweisen, der alle Arbeitsbereiche, die für das Erstellen der Zwischendecke nötig sind, unter der geforderten Nutzlast abdeckt. Begrenzt wird der Arbeitsraum insbesondere durch die geforderte Traglast. Grundsätzlich kann die Traglast von Seilrobotern leicht skaliert werden. Allerdings steigen die Investitionskosten mit stärkeren Antrieben. In diesem Projekt soll das Setzen der Decken mit dem bestehenden Seilroboter *CaRLO* realisiert werden. Beim Mauern sind Nutzlasten von 100 kg zum Transport von Stürzen ausreichend. Entsprechend ist der vorhandene Seilroboter für diese Nutzlast auslegt worden. Die Deckenelemente werden deutlich schwerer sein. Daher ist die Nutzlast des Seilroboters unter alternativen Konfigurationen neu zu bewerten:
Es werden Arbeitsraumberechnungen mit unterschiedlichen Nutzlasten bei hängender und verspannter Konfiguration durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind in **Bild 3** und **Bild 4** dargestellt. In den Grafiken ist das zu bauende Gebäude im zweifachen Halbschnitt dargestellt, sodass ein Viertel des Bauwerks ersichtlich ist. Die Position der unteren Umlenkrollen wurden in der Berechnung auf die mechanisch maximale Höhe für *CaRLO* festgelegt. Für diese hängende Konfiguration zeigt die Grafik, dass eine Nutzlast bis ca. 1000 kg möglich ist. Der Bereich ist allerdings sehr klein und technisch nicht sinnvoll nutzbar. Wenn die Seilrollen auf minimale Höhe eingestellt sind (siehe **Bild 4**) ist die Nutzlast kleiner. Allerdings ist,

wie in Kapitel 2.2 beschrieben, dass der Arbeitsraum bei geringen Nutzlasten gerade im unteren Bereich größer ist als in der hängenden Konfiguration
Die Plattform des Seilroboters muss die langen Deckenelemente mittig greifen. Wenn die Deckenelemente die gesamte Gebäudebreite überspannen, muss die Plattform die nötige Nutzlast lediglich entlang der Längsachse oberhalb des Gebäudes bewegen.

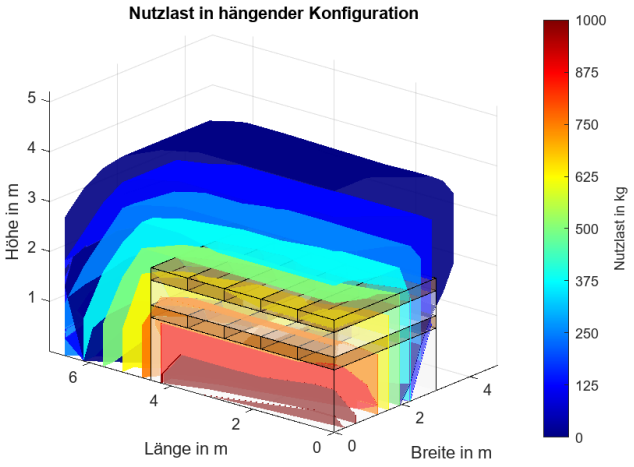


Bild 3: Doppelter Halbschnitt durch den Arbeitsraum des Seilroboters *CaRLO* in hängender Konfiguration mit geplantem Gebäude. Mauern (weiß), Deckenelemente (beige)

So ergibt sich eine mögliche Nutzlast von 350 kg in der hängenden Konfiguration (siehe **Bild 3**) für die Aufgabe des automatischen Deckenlegens mit dem bestehenden Seilroboter.
Weiterhin wurden für den zukünftigen Einsatz von Seilrobotern auf einer realen Baustelle Berechnungen mit zehnfach größeren Nutzlasten (3500 kg) durchgeführt. Bei diesem potentiellen Einsatz werden auch Deckensysteme berücksichtigt, die nicht mit dem bestehenden Seilroboter gelegt werden können. Um diese Verfahren trotzdem mit dem vorhandenen Seilroboter *CaRLO* demonstrieren zu können, werden in dem aktuellen Projekt entweder Lösungen zum Einsatz kommen, die möglichst schmale und somit leichte Elemente benutzen, oder es wird auf leichte repräsentative Modelle eigentlich massiver Deckenelemente zurückgegriffen.

Prozesstechnische Pflichtanforderungen

Einige Deckensysteme fordern einen vollflächigen Auftrag von Ortbeton. Der Auftrag von Beton mit Seilrobotern ist beispielsweise in [8] gezeigt. Allerdings sind für Zwischendecken sehr große Mengen an Beton zu bewegen. Grundsätzlich kann der Beton in einem Reservoir an der Plattform des Seilroboters transportiert werden, aber aufgrund der hohen Dichte kann dies nur in einem geringen Volumen erfolgen. Alternativ kann der Beton kontinuierlich mit einer Betonpumpe über die Plattform appliziert werden. Bei einem typischen Schlauchdurchmesser von 65 mm bei einer notwendigen Länge von 9 m über das gesamte Bauwerk ergibt sich ein ungefähres Gewicht von 70 kg, das undefiniert Kraft auf die Plattform ausübt. Diese Störung ist speziell in der hängenden Konfiguration kritisch. Zusätzlich würde die große unkontrollierte Masse des Zuführungsschlauchs die Dynamik der Plattform erheblich stören, sodass davon abgesehen wird. Zusätzlich sind für vollflächige Ortbetonschichten umfangreiche Vor- und Nachbehandlungen nötig: So muss Bewehrung gelegt und verbunden werden und der Beton muss verdichtet und nivelliert werden. Darüber hinaus sind für die Aushärtung der Betonschicht lange Trocknungszeiten nötig, die das Errichten des gesamten Gebäudes erheblich verzögern. Aus diesen Gründen werden Deckensysteme ausgeschlossen, die eine vollflächige Ortbetonschicht fordern. Sofern Deckensysteme für die Verfüllung von Fugen oder für einen notwendigen Ringanker jedoch kleine Mengen Ortbeton benötigen, sind solche vergleichsweise geringen Volumina an Beton jedoch kein Ausschlusskriterium.

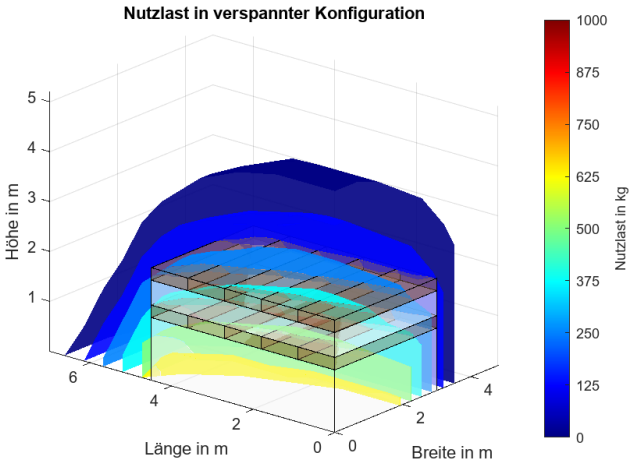


Bild 4 Doppelter Halbschnitt durch den Arbeitsraum des Seilroboters *CaRLO* in verspannter Konfiguration mit geplantem Gebäude. Mauern (weiß), Deckenelemente (beige)

Weiterhin sollen keine Bewehrungsmatten durch den Seilroboter gelegt werden. Grundsätzlich ist es denkbar, dass der Seilroboter einzelne Bewehrungseisen auf den zuvor platzierten Elementen verlegt, speziell die Verbindungen von Bewehrungselement durch Verdrahten oder Verschweißen wird allerdings als sehr schwierig eingestuft. So ist bereits die automatische Positionserkennung der Verbindungsstellen mechatronisch sehr komplex, da diese an variablen Positionen aufzufinden sind. Die manuelle Erstellung der Bewehrung würde die Akzeptanz des Systems deutlich senken und soll daher vermieden werden.

Die letzte Pflichtanforderung stellt eine möglichst weitgehende Automatisierung sicher: Der nötige Eingriff durch Personen darf nicht hochfrequent und nur punktuell erfolgen. Der Mensch soll die Anlage nur rüsten, vor- und nachbereiten sowie im Betrieb (fern-)überwachen. Daher werden Deckensysteme, deren Erstellung kontinuierliche menschliche Unterstützung benötigt, ausgeschlossen.

Nun wurde geprüft, welche der 46 Deckensysteme alle zuvor erläuterten sechs Pflichtanforderungen erfüllen. Nur die verbleibenden Systeme werden für die weitere Auswahl berücksichtigt. 15 Deckensysteme erfüllen alle Pflichtanforderungen.

Wunschanforderungen

Die 15 nun verbleibenden Deckensysteme wurden nach zwölf Wunschanforderungskategorien bewertet, deren Gewichtung in **Tabelle 1** zu sehen ist. Die Gewichtungen wurden in der Expertenrunde durch einen paarweisen Vergleich bestimmt.

Tabelle 1 Übersicht der Wunschanforderungskategorien und zugehörige Gewichtungen

Wunschanforderungskategorie	*Gewichtung in %*
Maßtoleranzen	10
Verbindungen (konstruktiv)	11
Komplexität	13
Zusatzarbeiten	11
Greifen und Montieren	32
Automatisierungspotenzial	8
Kosten	5
Liefermodalitäten	3
Statik	2
Bauphysik	0
Anlieferung	5

Maßtoleranzen
Für einen reibungslosen Arbeitsablauf des Roboters ist es wichtig, Elemente zu verbauen, deren Soll- und Ist-Maße produktionsbedingt bis auf wenige Millimeter übereinstimmen. Ansonsten bestünde die Gefahr einer ungewollten Überlappung. Auch ein zu kurzes bzw. zu schmales Element ist problematisch, da somit Lücken entstehen oder die Elemente nicht mehr ausreichend weit ineinandergreifen. Die Maßtoleranz der Deckenelemente spiegelt sich im weiteren Verlauf des Projektes in Anforderungen an das Seilrobotersystem wider. Bei der automatischen Manipulation muss ein Greifer die Deckenelemente wiederholgenau greifen können. Daher müssen ggf. verwendete und in der Produktion angebrachte Anker möglichst genau an den Elementen positioniert sein, um von dem Seilroboter gezielt angesteuert werden zu können. Die Anforderung der Maßgenauigkeit ist jedoch nicht nur bezüglich der Produktion der Elemente von Bedeutung, sondern unterliegt ggf. auch später materialbedingten Schwankungen. In Bezug auf den Werkstoff Holz sind die Verformungen, die sich aus Kriechen und Schwinden ergeben, als problematisch anzusehen. Teilweise können hier Sensorsysteme im Seilrobotersystem kompensieren.
Im erhärteten und unbelasteten Zustand treten bei Beton- und Ziegeldecken nur sehr geringe Verformungen auf. Dieser Sachverhalt ist ebenfalls in dieser Anforderungskategorie zu berücksichtigen.

Verbindungen und automatisierte Montage
Des Weiteren wird geprüft, wie aufwendig es ist, die konstruktiv erforderliche Endauflagerverbindung sowie die Verbindung zwischen den Elementen automatisch auszuführen.
Bei der Behandlung dieser Anforderung ist die Zahl der nötigen Verbindungsprozessschritte ein entscheidender Indikator. Zudem gilt es zu berücksichtigen, wie technisch anspruchsvoll die Arbeitsschritte sind, beispielsweise bezüglich der hierbei notwendigen Präzision. Dieses Themenfeld wird aus zwei Perspektiven beleuchtet:
Die konstruktive Sicht bezieht sich auf die Anzahl und Komplexität der notwendigen Tätigkeiten, die grundsätzlich zum Erstellen der Decken nötig sind. Das Spektrum reicht von einfachem Ab- und Nebeneinanderlegen der Elemente bis zum aufwendigen Erstellen von Ringankern und Betonfugen.
Aus Sicht der Automatisierung kommen zusätzliche Herausforderungen hinzu, wenn es um die automatisierte Realisierung dieser Tätigkeiten geht. So ist beispielsweise das Einpassen von Elementen zwischen mehreren Bauteilen nur mit großem messtechnischem Aufwand möglich. Das Verbinden von Elementen durch das Ausüben großer Kräfte ist für einen Seilroboter durch die Begrenzung der Seilkräfte sehr schwierig. Die Verwendung von Hämmern, wie es in der manuellen Erstellung von Decken üblich ist, ist durch den Stoß eine Herausforderung für die Seilkraftregelung.
Entsprechend der beiden Perspektiven gibt es jeweils eine eigene Anforderungskategorien.

Komplexität
Um die Komplexität eines Deckensystems zu bewerten, wird die Gesamtanzahl der nötigen Arbeitsschritte und die Anzahl der benötigten Elemente betrachtet. Die Arbeitsschritte beim Setzen von Deckenelementen sind traditionell auf die manuelle Durchführung abgestimmt und oft nur schwer in der Automatisierung zu adaptieren. Daher ist teilweise der Eingriff des Menschen in den automatisierten Prozess eine einfache Lösung. Jedoch gilt es, dies im Sinne der Wirtschaftlichkeit strikt zu vermeiden oder, falls unvermeidbar, auf definierte Phasen zu minimieren. Als benötigtes Element gilt jedes Teil, was im Deckensystem verbaut wird. Bei vielen verschiedenen Elementen bzw. Elementabmessungen sind ggf. Greifer- und Werkzeugwechsel erforderlich. Die Anzahl dieser Wechsel und die Anzahl der verschiedenen Werkzeuge ist gering zu halten, um die Investitionskosten und Entwicklungsaufwand für die Werkzeuge zu reduzieren. Zusätzlich erhöhen Werkzeugwechsel die Prozesszeit, was die Produktivität senkt.

Zusatzarbeiten
Zusatzarbeiten sind Arbeitsschritte, die vor bzw. nach dem Setzprozess zu erledigen sind. Einige Arbeitsschritte setzen entweder zusätzliche Funktionen des Seilroboters oder ein Eingreifen von Menschen voraus. Das Ziel ist ein hoher Grad der Automatisierung. Dafür sollten möglichst wenige Zusatzaufgaben nötig sein, die zudem leicht zu automatisieren sein sollen.

Greifen
Durch diese Anforderungskategorie soll sichergestellt werden, dass die Deckenelemente wiederholgenau, zuverlässig und ohne ungewolltes Fallenlassen gegriffen und transportiert werden können. Dafür werden mögliche Greifpunkte bezüglich des Zugangs und einer kraft- oder formschlüssigen Verbindungsmöglichkeit analysiert. Eine formschlüssige Verbindung ist aufgrund der nicht notwendigen Klemmkräfte zu bevorzugen. Der Zugang zu Greifpunkten von der Oberseite der Elemente hat den Vorteil, dass während der Montage keine Hindernisse, wie darunterliegende Wände oder bereits gelegte Deckenelemente, stören. Zusätzlich wird geprüft, ob ein Greifen ohne eine kontinuierliche Energiezufuhr möglich ist. Dies ist im Falle eines Energieausfalls, wenn das Element nicht mehr gehalten werden kann, aus sicherheitstechnischer Sicht kritisch. Weiterhin wird geprüft, wie die Greifpunkte in Form und Position variieren, was mitunter zusätzliche Anforderungen an einen Greifer stellt.

Weitere Wunschanforderungskategorien
Neben den bereits zuvor erläuterten Wunschanforderungskategorien wurden weitere, vor allem bautechnisch geprägte Kategorien, ermittelt. Diese umfassen das Automatisierungspotenzial aller einzelnen Prozessschritte (zum Beispiel das Setzen von Bewehrung), sowie Stoff- und Ausführungskosten, Liefermodalitäten (Standardmaße, Sonderanfertigungen und Lieferzeiten), statische und bauphysikalische Anforderungen und die Anlieferung der Bauteile. Die Stoff- und Ausführungskosten dienen der Beurteilung der Wirtschaftlichkeit, welche Voraussetzung für den zukünftigen Einsatz des Systems ist. Statische und bauphysikalische Anforderungen sollen nach aktuellem Stand der Technik berücksichtigt werden, um aufwendige Genehmigungsprozesse und Prüfungen zu vermeiden. Die Kategorie Anlieferung der Bauteile umfasst logistische Anforderungen. Diese ergeben sich insbesondere durch die eingeschränkten Flächen in der Laborumgebung. Die genannten Anforderungskategorien weisen jedoch, wie in Tabelle 1 dargestellt, eine geringe Gewichtung auf, da zunächst die grundsätzliche Machbarkeit des Deckenlegens nachgewiesen werden soll.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde der erste Schritt zur Auswahl geeigneter Deckensysteme zur Rohbauerstellung vorgestellt. Dabei wurden Anforderungen ermittelt, die an 46 identifizierte Deckensysteme gestellt wurden. Mithilfe von sechs Pflichtanforderungen wurden ungeeignete Deckensysteme von weiteren Betrachtungen ausgeschlossen. Zur weiteren Auswahl der übrigen Deckensysteme wurden zwölf Wunschkategorien vorgestellt, welche verschiedenste Wunschanforderungen beinhalten. Innerhalb dieser Wunschkategorien wurden Gewichtungen berücksichtigt, um die ungleiche Anzahl der Wunschanforderungen je Kategorie und die entsprechende Relevanz zu berücksichtigen.
Die weiteren Iterationsschritte innerhalb der Lösungsfindung sind nicht mehr Teil dieses Beitrags.
In Iteration 2 sollen die ausgewählten Deckensysteme auf Basis von detaillierten Wirtschaftlichkeitsmodellen, Errichtungszeiten, erwarteter Akzeptanz, Anwendbarkeitsspektrum sowie Lager- und Logistikbedingungen vertieft bewertet werden. Das Legen der verschiedenen Deckensysteme soll auf Basis von physikalischen Mehrkörpermodellen simuliert werden. Dafür werden zunächst die nötigen Trajektorien unter Berücksichtigung der physikalischen Rahmenbedingungen mittels numerischer Optimierung bestimmt. In der Simulation werden diese Trajektorien anschließend abgefahren, um die Belastungen, Energieverbräuche und den benötigten Zeitbedarf des Seilroboters zu erhalten. Die Simulation umfasst unter anderem Regler-, Seil- und Antriebsmodelle und wird innerhalb der Software MATLAB/Simulink erfolgen.
Die Ergebnisse dienen der vertieften Analyse und validieren die Auswahl der Deckensysteme, um das automatisierte Verlegen an der realen Anlage umsetzen zu können.

Im letzten Schritt des laufenden Projekts sollen in Iteration 3 die ausgewählten Deckensysteme automatisch mit dem Seilroboter *CaRLO* gesetzt werden, um die Lösungskonzepte experimentell zu validieren. Zur Realisierung dieser Aufgabe müssen die nötigen Werkzeuge entwickelt und die entsprechenden Schnittstellen am Endeffektor des Seilroboters erweitert werden. Dabei wird auch ein automatischer Werkzeugwechsel angestrebt.

Wie bereits erwähnt, wurde die Anforderungserhebung mit dem Fokus auf der Realisierung unter Laborbedingungen durchgeführt. So ergeben sich beispielsweise harte Begrenzungen hinsichtlich des Gewichtes der einzelnen Bauteile und deren Abmessungen. Jedoch wird eine zukünftige Durchführung auf einer realitätsnahen Baustelle in allen Iterationsstufen parallel berücksichtigt. Dennoch ist festzuhalten, dass aufgrund der Individualität jeder Baustelle Abweichungen in den Parametern der Anforderungen möglich sind, deren Variabilität zukünftig in Einzelprüfungen adressiert werden müssen. Die hier vorgestellte Anforderungsanalyse für ein System zur automatisierten Zwischendeckenerstellung kann dazu als Basis dienen und bietet die nötige Flexibilität, um die zukünftige Umsetzung auf Baustellen untersuchen zu können und eine Umsetzung unter realen Bedingungen zu erreichen.

6 Danksagung

Diese Arbeit wurde durch das Ministerium für Heimat, Kommunales, Bau und Digitalisierung des Landes Nordrhein-Westfalen im Rahmen der Projekte "Langfristige experimentelle Untersuchung und Demonstration von automatisiertem Mauern und 3D-Druck mit Seilrobotern" und "Auf dem Weg zur digitalen Bauausführung: Automatisierung des Rohbaus mit Seilroboter-Technik" gefördert.

7 Literatur

[1] Bruckmann, T.; Boumann, R.: *Simulation and optimization of automated masonry construction using cable robots,* Advanced Engineering Informatics (2021) Volume 50, ISSN 1474-0346.

[2] Bundesverband Kalksandsteinindustrie e.V. (Hrsg.): Kalksandstein – Planungshandbuch. Düsseldorf, Verlag Bau+Technik GmbH, 2018.

[3] Brehm, Eric; Wurll, Christian: *Mauerwerksroboter für die Baustelle – internationaler Stand*. MAUERWERK KALENDER. (2021) 46, ISBN 978-3-43-361073-2, S. 241-248.

[4] DIN EN 1991:2015-12 - Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke.

[5] DIN EN 1992:2015-03 - Eurocode 2: Bemessung und Konstruktion von Stahlbeton- und Spannbetontragwerken.

[6] DIN EN 1995:2014-07 - Eurocode 5: Bemessung und Konstruktion von Holzbauten.

[7] DIN EN 1996:2013-02 - Eurocode 6: Bemessung und Konstruktion von Mauerwerksbauten.

[8] Hahlbrock, D., Braun, M., Heidel, R. *et al.* Cable Robotic 3D-printing: additive manufacturing on the construction site. *Constr Robot* **6**, 305–318 (2022). https://doi.org/10.1007/s41693-022-00082-3

[9] Heidel, R.; Lemmen, P.; Boumann, R.; Bruckmann, T: *Auslegung und Inbetriebnahme eines Seilroboters zum automatisierten Mauern von Gebäudewänden*. In: VDI Mechatronik, Darmstadt, Germany, 23–24 March 2022; S. 126–132.

[10] Hestermann, U.; Rongen, L.: *Frick/Knöll Baukonstruktionslehre 1, 36. Auflage*, Wiesbaden, Springer Fachmedien, S. 372 f.

[11] Herrmann L, Boumann R, Lehmann M, Müller S, Bruckmann T. *Simulation-Based Comparison of Novel Automated Construction Systems*. ROBOTICS. 2022; 11(6):119. https://doi.org/10.3390/robotics11060119. Bildtitel: *A cable-driven robot used for the autonomous masonry of a building*. Lizenz: CC BY 4.0

[12] Hu, R.; Linner, T.; Bock, T.: SMARTBEE: A Framework of Single/Multi-task On-site Adaptable Renovation Robot Technology for Building Engineering Enhancement. In: Proceedings of the CIB*IAARC W119 (2016) Workshop.

[13] Informationszentrum Beton GmbH (Hrsg): Beton-Bauteile für den Wohnungsbau, 2019

[14] Iturralde, K.; Feucht, M.; Illner, D.; Hu, R.; Pan, W.; Linner, T.; Bock, T.; Eskudero, I.; Rodriguez, M.; Gorrotxategi, J.; Izard, J.B.; Astudillo, J.; Cavalcanti Santos, J. Gouttefarde, M.; Fabritius, M.; Martin, C.; Henninge, T.; Nornes, S.M.; Jacobsen, Y.; Pracucci, A.; Cañada, J.; Jimenez-Vicaria, J.D.; Alonso, R.; Elia, L.: *Cable-driven parallel robot for curtain wall module installation*. AUTOMATION IN CONSTRUCTION. (2022) 138, ISSN 0926-5805.

[15] Melenbrink, Nathan; Kassabian, Paul; Menges, Achim; Werfel, Justin: *Towards Force-aware Robot Collectives for On-site Construction*. In: ACADIA 2017 DISCIPLINES + DISRUPTION. S. 382-391.

[16] Mess- und Automatisierungstechnik (Hrsg.): Entwicklung mechatronischer und cyber-physischer Systeme. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2021

[17] Pech, A. (Hrsg.): Decken, Fachbuchreihe Baukonstruktionen, Band 5, Wien, SpringerWienNewYork, 2015, S. 23-56.

[18] Pech, A. (Hrsg.): Decken, Fachbuchreihe Baukonstruktionen, Band 5, Wien, SpringerWienNewYork, 2015, S. 86-88.

[19] Pott, Andreas. Cable-Driven Parallel Robots: Theory and Application. Cham: Springer, 2018.

[20] Roske, T.; Lipowsky, Justus; Palzer, Ulrich; Eden, Wolfgang; Schäfers, Martin; Lemmen, Patrik; Heidel, Robin; Boumann, Roland; Spengler, Arnim; Bruckmann, Tobias: *Automatisierter Bau von Kalksandstein-Mauerwerk mit Seilrobotern.* MAUERWERK. (2021) 25, ISNN 1437-1022, S. 82-89.

[21] Wu, Yulong; Cheng, Hung Hon; Fingrut, Adam; Crolla, Kristof; Yam, Yeung; Lau, Darwin: *CU-brick cable-driven robot for automated construction of complex brick structures: From simulation to hardware realisation*. In: 2018 IEEE International Conference on Simulation, Modeling, and Programming for Autonomous Robots (SIMPAR). ISBN 978-1-5386-5974-8. S. 166-173.

Echtzeit-Mehrkörpersimulation von Fahrzeug-Radaufhängungen verschiedener Topologien unter Berücksichtigung ihrer Elastokinematik

Real-Time Multibody Simulation of Vehicle Wheel Suspensions of Different Topologies Taking Into Account their Elastokinematics

Jan-Lukas Archut, Burkhard Corves
RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52062 Aachen, Deutschland,
{archut, corves}@igmr.rwth-aachen.de

Kurzfassung

In der Fahrzeugentwicklung wird der Einsatz virtueller Entwicklungsmethoden immer wichtiger. Die Erprobung am Fahrsimulator ist ein wichtiges Werkzeug in der Fahrdynamikentwicklung, da die Bewertung der Fahrdynamik einen stark subjektiven Charakter hat. Um die dabei bestehenden Echtzeitanforderungen zu erreichen, sind die verwendeten Fahrdynamikmodelle meist vereinfacht, besonders hinsichtlich der Elastokinematik der Radaufhängungen. In diesem Beitrag wird die Echtzeit-Mehrkörpersimulation von Radaufhängungen unter Berücksichtigung ihrer Elastokinematik behandelt. Die elastischen Lager werden durch (nicht-)lineare Bushing-Kraftelemente modelliert. Der genutzte Ansatz für die echtzeitfähige Integration der numerisch steifen Bewegungsgleichung sind linear-implizite Integrationsverfahren. Das Modell erlaubt es, Radaufhängungen mit unterschiedlichen Topologien zu parametrieren und zu simulieren. Es wird gezeigt, wie der Rechenaufwand durch Berücksichtigung der Topologie reduziert werden kann. Mit den beschriebenen Methoden ist es möglich, sowohl eine Doppelquerlenker- als auch eine Mehrlenkerachse in Echtzeit auf einem normalen PC zu simulieren, ohne dass Vereinfachungen der Elastokinematik erforderlich sind.

Abstract

Virtual methods are becoming more and more important in the vehicle development process. Driving simulators are an important tool in vehicle dynamics development as the evaluation of vehicle dynamics through the driver is very subjective. To achieve the required computation times in such real-time applications, vehicle dynamics models are usually simplified, especially with respect to the elastokinematics of the wheel suspensions. This contribution focuses on real-time multibody simulation of wheel suspensions taking into account their elastokinematics. The elastic bearings are modeled by (non)linear bushing force elements. Linear-implicit integration methods allow real-time integration of the numerically stiff equation of motion. With the model, wheel suspensions with different topologies can be parameterized and simulated. It is shown how the computational effort can be reduced by taking the topology into account. Using the described methods, it is possible to simulate both a double wishbone and a multi-link suspension in real time on a normal PC without the need for simplifications of the elastokinematics.

1 Einleitung

Virtuelle Entwicklungsmethoden versprechen eine schnellere, zielgerichtetere und kostengünstigere Produktentwicklung. In der Fahrzeugzeugentwicklung gewinnen sie auch bei der Auslegung der Fahrdynamik an Bedeutung. Die Fahrdynamik eines Kraftfahrzeugs wird wesentlich durch dessen Radaufhängung beeinflusst. Sie führt das Rad relativ zum Fahrzeugaufbau und definiert damit die Radstellung. Die Radstellung wirkt sich wiederum auf die Reifenkräfte aus, die in longitudinaler, lateraler und vertikaler Richtung von der Straße auf das Fahrzeug wirken. In der Fahrzeugtechnik hat sich eine Vielzahl von Radaufhängungskonzepten mit unterschiedlichen Topologien entwickelt [1]. Die Radstellung wird nicht nur durch die Kinematik, sondern auch durch die Elastokinematik dieser Radaufhängungen beeinflusst. Die Körper der Radaufhängungen sind häufig mittels elastischer Lager miteinander verbunden [1]. Daher weisen die Radaufhängungen eine gewisse Nachgiebigkeit unter dem Einfluss äußerer Kräfte auf. Es ergeben sich zusätzliche Radstellungsänderungen, die sich der rein kinematischen Führung des Rads überlagern. Die Auslegung der Elastokinematik hat das Ziel, diese zusätzlichen Radstellungsänderungen entweder zu kompensieren oder in gewünschte Radstellungsänderungen umzuwandeln, um die Fahrdynamik des Fahrzeugs zu verbessern [1]. Neben Ansätzen zur objektiven Bewertung der Fahrdynamik durch Kenngrößen spielt die subjektive Wahrnehmung durch die Fahrerin oder den Fahrer eine entscheidende Rolle. Daher ist die Erprobung am Fahrsimulator ein wichtiges Werkzeug in der virtuellen Fahrdynamikentwicklung. Fahrdynamikmodelle für solche Echtzeitanwendungen sind meist stark vereinfacht, um die geforderten Rechenzeiten einzuhalten. Die Vereinfachungen betreffen häufig die elastokinematischen Eigenschaften der Radaufhängung. Um die Aussagekraft der Fahrsimulatoren und damit deren Einsetzbarkeit im Entwicklungsprozess zu erweitern, sind daher echtzeitfähige Mehrkörpersimulationsmodelle von Fahrzeug-Radaufhängungen ohne Verein-

DOI: 10.17185/duepublico/77401

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz.

fachung der Elastokinematik erstrebenswert.
Elastische Lager in Radaufhängungen weisen hohe Steifigkeiten und Dämpfungen auf. Dadurch ergeben sich hochfrequente und/oder stark gedämpfte Bewegungen der im Verhältnis leichten Körper der Radaufhängung. Im Gegensatz dazu ist die Dynamik der Einfederungsbewegung des Rads langsam. Dementsprechend weist das System Dynamik auf unterschiedlichen Zeitskalen auf. Aus numerischer Sicht bedeutet dies, dass die Bewegungsgleichung des Mehrkörpersimulationsmodells eine hohe numerische Steifigkeit aufweist. Daher ist die echtzeitfähige Mehrkörpersimulation von Fahrzeug-Radaufhängungen mit elastischen Lagern herausfordernd.
In der Literatur gibt es einige Ansätze für die echtzeitfähige Mehrkörpersimulation von Radaufhängungen mit besonderem Fokus auf ihrer Elastokinematik. Dazu gehören zum Beispiel die Beschreibung der Radaufhängung als „Makro-Gelenk“ [2], die quasi-statische Approximation der schnellen Bewegung der leichten Körper [3] oder eine Steifigkeitsreduktion der elastischen Lager durch Ersatzsteifigkeiten und -dämpfungen [4]. In diesen Ansätzen werden die Dynamik und/oder die Elastokinematik der Radaufhängung modifiziert beziehungsweise vereinfacht dargestellt. Eine Alternative ist die Verwendung linear-impliziter numerischer Integrationsverfahren. Sie können die echtzeitfähige Integration einer numerisch steifen Bewegungsgleichung ermöglichen, ohne dass Modellvereinfachungen notwendig sind. Beispiele solcher Integrationsverfahren sind die linear-implizite Euler-Methode, Rosenbrock-Wanner- beziehungsweise W-Methoden oder die nichtiterative HHT-α-Methode [5–7].
In diesem Beitrag präsentieren die Autoren ein Mehrkörpersimulationsmodell für die echtzeitfähige Simulation der Dynamik und Elastokinematik von Radaufhängungen. In diesem Modell werden nichtlineare Bushing-Kraftelemente verwendet, um die elastischen Gelenke in den Radaufhängungen zu modellieren. Für die Integration der numerisch steifen Bewegungsgleichung werden linearimplizite Verfahren eingesetzt, in diesem Fall das Verfahren LSRT2 [8]. Mit dem Modell werden die Dynamik und Elastokinematik der Radaufhängungen in Echtzeit berechnet, ohne dass Vereinfachungen der Elastokinematik erforderlich sind. Das Modell ist in Matlab/Simulink implementiert. Mit der Modellimplementierung lassen sich Radaufhängungen mit verschiedenen Topologien simulieren. Dazu muss lediglich die Bedatung des Modells angepasst werden. Rechenzeiten und Genauigkeit des Modells werden anhand einer Doppelquerlenkerachse und einer Mehrlenkerachse demonstriert.
Der Beitrag ist wie folgt strukturiert. In Abschnitt 2 werden die Mehrkörpersysteme der Radaufhängungen zusammen mit ihrer Bewegungsgleichung eingeführt. Danach wird in Abschnitt 3 auf die Herausforderungen bei der echtzeitfähigen Integration steifer Bewegungsgleichungen eingegangen und das hier verwendete linear-implizite Verfahren LSRT2 beschrieben. Anhand der Topologie der Radaufhängungssysteme wird ein Ansatz gezeigt, mit dem die linearen Gleichungssysteme bei der linear-impliziten Integration effizienter gelöst werden können. Für die linearimplizite Integration muss die Bewegungsgleichung in linearisierter Form vorliegen. Das Datenmodell und der Berechnungsablauf dieser Linearisierung werden in Abschnitt 4 beschrieben. In Abschnitt 5 werden die Ergebnisse des Modells in Form der Rechenzeiten und der Genauigkeit bei einem dynamischen Lastfall vorgestellt. Der Beitrag endet mit der Zusammenfassung in Abschnitt 6.

2 Mehrkörpersysteme von Radaufhängungen mit elastischen Lagern

In diesem Beitrag werden zwei unterschiedliche Radaufhängungssysteme betrachtet, eine Doppelquerlenkerachse und eine Mehrlenkerachse. **Bild 1** zeigt das vereinfachte Topologiediagramm der Doppelquerlenkerachse.

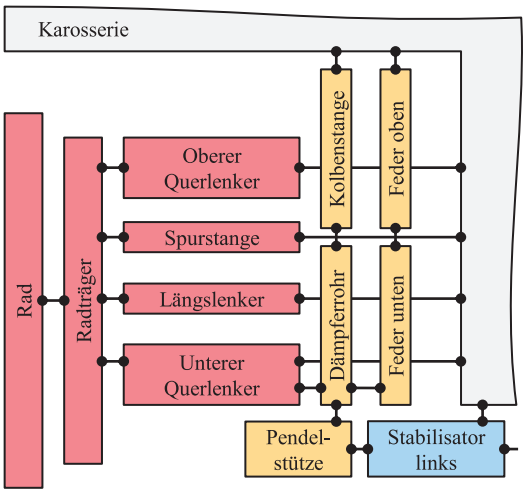


Bild 1 Vereinfachtes Topologiediagramm einer Doppelquerlenkerachse (nur linke Seite dargestellt)

Der Radträger ist über den oberen Querlenker, die Spurstange, den Längslenker und den unteren Querlenker mit der Karosserie verbunden. Die Feder/Dämpfer-Einheit besteht aus vier Körpern, der Kolbenstange, dem Dämpferrohr und der in eine obere und eine untere Hälfte geteilten Feder. Feder und Dämpfer sind am oberen Ende an die Karosserie angebunden und stützen sich am unteren Ende auf dem unteren Querlenker ab. Ein Stabilisator verbindet die linke und die nicht abgebildete rechte Seite der Achse. Er ist in eine linke und eine rechte Stabilisatorhälfte aufgeteilt. Die Stabilisatorhälften sind jeweils über die Pendelstütze mit der Kolbenstange verbunden. Insgesamt besteht das Modell aus 24 starren Körpern. Alle Körper sind ausschließlich durch Kraftelemente miteinander gekoppelt. Die Kopplungen sind in Bild 1 durch die schwarzen Linien repräsentiert, wobei eine Linie auch für mehrere Kraftelemente stehen kann. Die elastischen Lager in der Radaufhängung werden mit Bushing-Kraftelementen modelliert. Sie weisen lineare oder nichtlineare Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften in allen drei translatorischen und rotatorischen Richtungen auf und sind durch entsprechende Kennlinien parametriert. Auch das Radlager, das das Rad mit dem Radträger verbindet, ist elastisch durch

ein Bushing-Kraftelement modelliert. Die Radaufhängung weist nur wenige ideale Gelenke auf, zum Beispiel die Schubgelenke zwischen Kolbenstange und Dämpferrohr beziehungsweise zwischen den Federhälften. Diese Gelenke werden ebenfalls durch entsprechend parametrierte Bushing-Kraftelemente abgebildet. Die Kraftcharakteristiken der Aufbaufeder und des Aufbaudämpfers werden mittels beidseitig gelenkig gelagerter Kraftelemente, im Folgenden P2P-Kraftelemente (*point-to-point*) genannt, modelliert. Weiterhin wird der Federweg durch Bumpstops und Reboundstops begrenzt. Hierbei handelt es sich um P2P-Kraftelemente mit hoher, progressiver Steifigkeit, die erst ab einem bestimmten Federweg in Eingriff kommen. Insgesamt enthält das Modell 55 Kraftelemente.
Die Topologie der Mehrlenkerachse unterscheidet sich von der Doppelquerlenkerachse, siehe **Bild 2**. Radträger und die Lenker der Achse sind nicht direkt an die Karosserie angebunden, sondern an einen Achsträger. Ebenfalls unterscheiden sich die Anbindung des Dämpferrohrs und die Anbindung des Stabilisators über die Pendelstütze. Die Mehrlenkerachse besteht aus insgesamt 27 Körpern und 63 Kraftelementen.

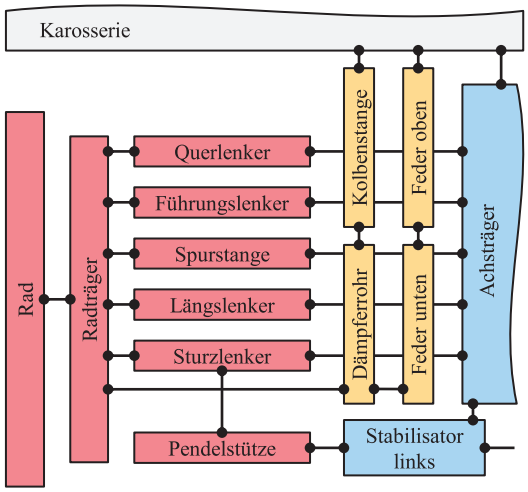


Bild 2 Vereinfachtes Topologiediagramm einer Mehrlenkerachse (nur linke Seite dargestellt)

Wie beschrieben sind alle Körper der Radaufhängungen ausschließlich durch Kraftelemente miteinander gekoppelt. Daher weist das Modell keine kinematischen Zwangsbedingungen auf, sodass die Bewegungsgleichung direkt als eine nichtlineare gewöhnliche Differentialgleichung in der Form

$$\dot{\mathbf{r}} = \mathbf{K}(\mathbf{r})\mathbf{v} \tag{1a}$$

$$\dot{\mathbf{v}} = \mathbf{q}(\mathbf{r}, \mathbf{v}, \mathbf{u}) \tag{1b}$$

formuliert werden kann. Hierbei bezeichnen $\mathbf{r}$ und $\mathbf{v}$ die Vektoren der generalisierten Koordinaten beziehungsweise Geschwindigkeiten. Sie setzen sich aus den Vektoren der einzelnen Körper gemäß

$$\mathbf{r} = \begin{pmatrix} \mathbf{r}_1^T & \cdots & \mathbf{r}_m^T \end{pmatrix}^T, \quad \mathbf{v} = \begin{pmatrix} \mathbf{v}_1^T & \cdots & \mathbf{v}_m^T \end{pmatrix}^T \tag{2}$$

zusammen, wobei m für die Anzahl der Körper steht. Die Vektoren eines einzelnen Körpers l sind definiert als

$$\mathbf{r}_l = \begin{pmatrix} {}^0x_l & {}^0y_l & {}^0z_l & \alpha_{z,l} & \alpha_{y',l} & \alpha_{x'',l} \end{pmatrix}^T \tag{3a}$$

$$\mathbf{v}_l = \begin{pmatrix} {}^0v_{x,l} & {}^0v_{y,l} & {}^0v_{z,l} & {}^K\omega_{x,l} & {}^K\omega_{y,l} & {}^K\omega_{z,l} \end{pmatrix}^T \tag{3b}$$

${}^0x_l$, ${}^0y_l$, ${}^0z_l$ and ${}^0v_{x,l}$, ${}^0v_{y,l}$, ${}^0v_{z,l}$ bezeichnen translatorische Verschiebungen und Geschwindigkeiten des Körpers im globalen Koordinatensystem. Die rotatorische Kinematik des Körpers wird durch die Euler-Winkel $\alpha_{z,l}$, $\alpha_{y',l}$ and $\alpha_{x'',l}$ und die Winkelgeschwindigkeiten ${}^K\omega_{x,l}$, ${}^K\omega_{y,l}$, ${}^K\omega_{z,l}$ im Körper-Koordinatensystem beschrieben. Insgesamt weist die Doppelquerlenkerachse somit 144 und die Mehrlenkerachse 162 Freiheitsgrade auf. Die Kinematikmatrix $\mathbf{K}(\mathbf{r})$ beschreibt die lineare Transformation der generalisierten Geschwindigkeiten zur Zeitableitung der generalisierten Koordinaten. Der Vektor der generalisierten Beschleunigungen $\mathbf{q}(\mathbf{r}, \mathbf{v}, \mathbf{u})$ ist die Zeitableitung der generalisierten Geschwindigkeiten und hängt von den generalisierten Koordinaten und Geschwindigkeiten sowie den äußeren Anregungen $\mathbf{u}$ in Form von zum Beispiel Radkräften ab.
Wegen der hohen Steifigkeiten und Dämpfungen der elastischen Lager weist die Bewegungsgleichung eine hohe numerische Steifigkeit auf. Ein Maß für die numerische Steifigkeit einer Differentialgleichung ist das Verhältnis $\max_{i,j}(|\lambda_i|/|\lambda_j|)$ der Eigenwerte λ der linearisierten Differentialgleichung. Bei einem numerisch steifen System sind die Realteile aller Eigenwerte kleiner als Null und das Verhältnis $\max_{i,j}(|\lambda_i|/|\lambda_j|)$ ist sehr viel größer als Eins [9]. Bei den hier betrachteten Radaufhängungssystemen ist dieses Verhältnis größer als 10^5, die Systeme weisen also eine hohe numerische Steifigkeit auf.

3 Linear-implizite Integration der Bewegungsgleichung

Numerisch steife Mehrkörpersysteme stellen eine Herausforderung in Bezug auf die echtzeitfähige numerische Zeitintegration dar. Bei Echtzeitanwendungen wie zum Beispiel in Fahrsimulatoren müssen Ausgabegrößen zu vorgebenen Zeitschritten mit konstantem zeitlichen Abstand zur Verfügung gestellt werden. Die Berechnung dieser Ausgabegrößen, sprich in dem hier betrachteten Fall die numerische Zeitintegration, muss daher zuverlässig innerhalb der vorgegebenen Schrittweite erfolgen. Implizite Integrationsverfahren können zwar die stabile numerische Integration numerisch steifer Mehrkörpersysteme ermöglichen, erfordern jedoch die Lösung nichtlinearer Gleichungssysteme. Diese Lösung erfolgt in der Regel iterativ und ist mit hohem Rechenaufwand verbunden. Je nach Zustand und Anregung des Mehrkörpersystems kann der Rechenaufwand zudem während der Simulation schwanken. Daher kann bei impliziten Verfahren nicht ohne Weiteres gewährleistet werden, dass die numerische Integration zuverlässig innerhalb der von der Echtzeitanwendung vorgegebenen Schrittweite abgeschlossen ist. Explizite Integrationsmethoden weisen häufig unzureichende Stabilitätseigenschaften auf, um numerisch steife Mehrkörpersysteme stabil zu integrieren.

Ein Ansatz für die echtzeitfähige Integration numerisch steifer Mehrkörpersysteme sind linear-implizite Integrationsverfahren [5]. Sie basieren auf impliziten Integrationsverfahren. Statt die nichtlineare Bewegungsgleichung direkt zu integrieren, wird hier die Bewegungsgleichung in linearisierter Form integriert. Dadurch werden die nichtlinearen Gleichungssysteme, die bei impliziten Integrationsverfahren gelöst werden müssen, in lineare Gleichungssysteme überführt. Diese lassen sich mit einem geringeren und während der gesamten Simulation konstanten Rechenaufwand lösen. Linear-implizite Integrationsverfahren sind daher sehr gut für Echtzeitanwendungen geeignet.
In der Literatur gibt es eine Vielzahl linear-impliziter Integrationsverfahren. Eine Auswahl wurde von den Autoren des vorliegenden Beitrags für die Simulation der hier betrachteten Doppelquerlenkerachse verglichen [10]. Einen guten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Recheneffizienz bietet das Verfahren LSRT2 [8]. Das Verfahren gehört zur Klasse der Rosenbrock-Wanner-Verfahren, einer linear-impliziten Version der Runge-Kutta-Methoden [7]. Es handelt sich um ein Einschrittverfahren mit $s = 2$ Stufen und hoher numerischer Dämpfung [8]. Dieses Verfahren wird auch im vorliegenden Beitrag verwendet. Es basiert auf einer Linearisierung der Bewegungsgleichung (1) gemäß

$$\begin{aligned}\mathbf{q}(\mathbf{r},\mathbf{v},\mathbf{u}) \approx \mathbf{q}_{\text{lin}} + \mathbf{J}_{\text{r,lin}}(\mathbf{r}-\mathbf{r}_{\text{lin}}) + \mathbf{J}_{\text{v,lin}}(\mathbf{v}-\mathbf{v}_{\text{lin}}) + \\ \mathbf{J}_{\text{u,lin}}(\mathbf{u}-\mathbf{u}_{\text{lin}})\end{aligned} \tag{4}$$

mit $\mathbf{q}_{\text{lin}} = \mathbf{q}(\mathbf{r}_{\text{lin}}, \mathbf{v}_{\text{lin}}, \mathbf{u}_{\text{lin}})$ und den Jacobi-Matrizen

$$\mathbf{J}_{\text{r,lin}} = \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{r}}\,,\quad \mathbf{J}_{\text{v,lin}} = \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{v}}\,,\quad \mathbf{J}_{\text{u,lin}} = \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{u}} \tag{5}$$

im Linearisierungszustand $\mathbf{r}_{\text{lin}}$, $\mathbf{v}_{\text{lin}}$ und $\mathbf{u}_{\text{lin}}$.
Ausgehend von den bekannten generalisierten Koordinaten $\mathbf{r}^k$ und Geschwindigkeiten $\mathbf{v}^k$ im Zeitschritt k ergeben sich die Werte im nächsten Zeitschritt $k+1$ gemäß

$$\mathbf{r}^{k+1} = \mathbf{r}^k + \Delta t_{\text{int}} \sum_{i=1}^{s} (b_i \Delta \mathbf{r}^{k,i}) \tag{6a}$$

$$\mathbf{v}^{k+1} = \mathbf{v}^k + \Delta t_{\text{int}} \sum_{i=1}^{s} (b_i \Delta \mathbf{v}^{k,i}) \tag{6b}$$

Dabei ist Δt_{int} die konstante Integrationsschrittweite. Zur Berechnung von $\Delta \mathbf{v}^{k,i}$ ist das lineare Gleichungssystem

$$\begin{aligned}&\left[\mathbf{E} - \Delta t_{\text{int}}\gamma_{ii}\mathbf{J}_{\text{v,lin}} - (\Delta t_{\text{int}}\gamma_{ii})^2 \mathbf{J}_{\text{r,lin}}\mathbf{K}_{\text{lin}}\right]\Delta \mathbf{v}^{k,i} = \\ &\quad \mathbf{q}(\tilde{\mathbf{r}}^{k,i}, \tilde{\mathbf{v}}^{k,i}, \tilde{\mathbf{u}}^{k,i}) + \Delta t_{\text{int}}\gamma_{ii}\mathbf{J}_{\text{u,lin}}\Delta \mathbf{u}^{k,i} + \\ &\quad \Delta t_{\text{int}} \begin{pmatrix}\mathbf{J}_{\text{r,lin}} & \mathbf{J}_{\text{v,lin}} & \mathbf{J}_{\text{u,lin}}\end{pmatrix} \sum_{j=1}^{i-1} \left(\gamma_{ij} \begin{pmatrix}\Delta \mathbf{r}^{k,j} \\ \Delta \mathbf{v}^{k,j} \\ \Delta \mathbf{u}^{k,j}\end{pmatrix}\right) + \\ &\quad \Delta t_{\text{int}}\gamma_{ii}\mathbf{J}_{\text{r,lin}}\mathbf{K}_{\text{lin}} \left[\tilde{\mathbf{v}}^{k,i} + \Delta t_{\text{int}} \sum_{j=1}^{i-1} \left(\gamma_{ij} \Delta \mathbf{v}^{k,j} \right) \right]\end{aligned} \tag{7}$$

zu lösen. Die Matrix $\mathbf{E}$ bezeichnet hierbei die Einheitsmatrix. Anschließend wird $\Delta \mathbf{r}^{k,i}$ mittels

$$\Delta \mathbf{r}^{k,i} = \mathbf{K}_{\text{lin}} \left[\tilde{\mathbf{v}}^{k,i} + \Delta t_{\text{int}}\gamma_{ii}\Delta \mathbf{v}^{k,i} + \Delta t_{\text{int}} \sum_{j=1}^{i-1} (\gamma_{ij} \Delta \mathbf{v}^{k,j}) \right] \tag{8}$$

berechnet. $\mathbf{K}_{\text{lin}}$ ist die Kinematikmatrix im Linearisierungszustand. Die in den obigen Gleichungen verwendeten Stufenvektoren $\tilde{\mathbf{r}}^{k,i}$, $\tilde{\mathbf{v}}^{k,i}$ and $\tilde{\mathbf{u}}^{k,i}$ sind definiert als

$$\tilde{\mathbf{r}}^{k,i} = \mathbf{r}^k + \Delta t_{\text{int}} \sum_{j=1}^{i-1} (a_{ij} \Delta \mathbf{r}^{k,j}) \tag{9a}$$

$$\tilde{\mathbf{v}}^{k,i} = \mathbf{v}^k + \Delta t_{\text{int}} \sum_{j=1}^{i-1} (a_{ij} \Delta \mathbf{v}^{k,j}) \tag{9b}$$

$$\tilde{\mathbf{u}}^{k,i} = \mathbf{u}(t^k + c_i \Delta t_{\text{int}})\,. \tag{9c}$$

Die Parameter s, b_i, c_i, a_{ij} and γ_{ij} der Methode sind in **Tabelle 1** aufgelistet.

Tabelle 1 Parameter der Methode LSRT2 [8]

s	b_1	b_2	c_1	c_2	a_{21}	$\gamma_{11} = \gamma_{22}$	γ_{21}
2	0	1	0	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$1 - \frac{\sqrt{2}}{2}$	$-(1 - \frac{\sqrt{2}}{2})$

In jeder Stufe $i = 1...s$ eines Integrationsschritts sind lineare Gleichungssysteme der Form

$$\mathbf{A}\mathbf{x} = \mathbf{b} \tag{10}$$

mit der Koeffizientenmatrix

$$\mathbf{A} = \left[\mathbf{E} - \Delta t_{\text{int}}\gamma_{ii}\mathbf{J}_{\text{v,lin}} - (\Delta t_{\text{int}}\gamma_{ii})^2 \mathbf{J}_{\text{r,lin}}\mathbf{K}_{\text{lin}}\right] \tag{11}$$

zu lösen (vergleiche (7)). Die Lösung erfolgt mittels LR-Zerlegung und anschließendem Vorwärts-/Rückwärtseinsetzen. Wegen $\gamma_{11} = \gamma_{22}$ ist die Koeffizientenmatrix in beiden Stufen gleich. Außerdem ändert sich die Koeffizientenmatrix nur, wenn die Linearisierung (4) und damit die Jacobi-Matrizen $\mathbf{J}_{\text{r,lin}}$ und $\mathbf{J}_{\text{v,lin}}$ sowie die Kinematikmatrix $\mathbf{K}_{\text{lin}}$ neu berechnet werden. Nur dann ist es auch notwendig, die LR-Zerlegung neu zu berechnen.
Aus (11) lässt sich schließen, dass sich die Besetzungsstruktur der Koeffizientenmatrix aus der Besetzungsstruktur der Jacobi-Matrizen $\mathbf{J}_{\text{r,lin}}$ und $\mathbf{J}_{\text{v,lin}}$ und der Kinematikmatrix $\mathbf{K}_{\text{lin}}$ ergibt. Sie ist daher eng mit der Topologie des betrachteten Radaufhängungssystems verbunden. **Bild 3** zeigt die Besetzungsstruktur für die Doppelquerlenkerachse (siehe Topologiediagramm in Bild 1) und die Mehrlenkerachse (siehe Topologiediagramm in Bild 2). Es sei angemerkt, dass die Besetzungsstruktur für die gesamte Achse, die Topologiediagramme jeweils nur für die halbe Achse dargestellt sind. Anhand von Bild 3 lässt sich erkennen, dass die Koeffizientenmatrix als Blockmatrix mit den farblich markierten Blöcken aufgefasst werden kann. Die farblichen Markierungen der Blöcke auf der Diagonalen entsprechen den eingefärbten Körpern in den Topologiediagrammen (Bilder 1 und 2).

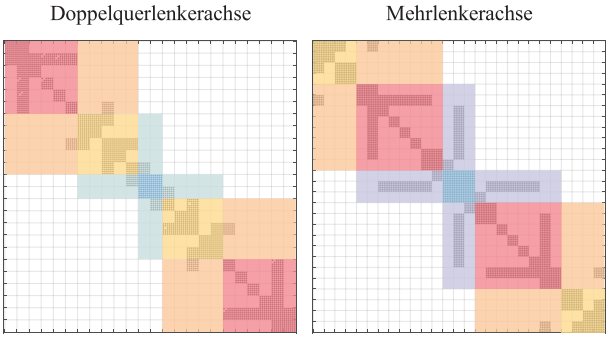


Bild 3 Besetzungsstruktur der Koeffizientenmatrix (11) für die Doppelquerlenkerachse und die Mehrlenkerachse

In Blau sind die Körper eingefärbt, die die beiden Hälften der Achse verbinden. Dies sind der Stabilisator und bei der Mehrlenkerachse zusätzlich der Achsträger. In Rot ist das Subsystem Rad, Radträger und Achslenker und in Gelb die Feder-Dämpfer-Einheit eingefärbt. Die Nichtnullelemente außerhalb der Diagonalen resultieren aus den Kopplungen dieser Subsysteme. Bei der Doppelquerlenkerachse ist der Stabilisator auf beiden Seiten mit den Feder-Dämpfer-Einheiten gekoppelt. Rad, Radträger und Lenker sind ebenfalls mit der Feder-Dämpfer-Einheit, jedoch nicht mit dem Stabilisator gekoppelt. Dementsprechend ist die Blockmatrix nur auf der Diagonalen und den Nebendiagonalen besetzt. Ähnliches gilt für die Mehrlenkerachse.
Diese Besetzungsstruktur kann ausgenutzt werden, um das Gleichungssystem effizienter zu lösen. Dazu wird das lineare Gleichungssystem mit der Koeffizientenmatrix als Blockmatrix aufgeschrieben:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{A}_{21} & \mathbf{A}_{22} & \mathbf{A}_{23} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_{32} & \mathbf{A}_{33} & \mathbf{A}_{34} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_{43} & \mathbf{A}_{44} & \mathbf{A}_{44} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_{54} & \mathbf{A}_{55} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \mathbf{x}_3 \\ \mathbf{x}_4 \\ \mathbf{x}_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{b}_1 \\ \mathbf{b}_2 \\ \mathbf{b}_3 \\ \mathbf{b}_4 \\ \mathbf{b}_5 \end{pmatrix} \tag{12}$$

Das Gleichungssystem wird nun in mehrere Gleichungssysteme aufgeteilt, die nacheinander gelöst werden. Zunächst wird das Gleichungssystem

$$\tilde{\mathbf{A}}_{33}\mathbf{x}_3 = \tilde{\mathbf{b}}_3 \tag{13}$$

mit den Koeffizientenmatrizen

$$\tilde{\mathbf{A}}_{33} = \mathbf{A}_{33} - \mathbf{A}_{32}\tilde{\mathbf{A}}_{22}^{-1}\mathbf{A}_{23} - \mathbf{A}_{34}\tilde{\mathbf{A}}_{44}^{-1}\mathbf{A}_{43} \tag{14a}$$

$$\tilde{\mathbf{A}}_{22} = \mathbf{A}_{22} - \mathbf{A}_{21}\mathbf{A}_{11}^{-1}\mathbf{A}_{12} \tag{14b}$$

$$\tilde{\mathbf{A}}_{44} = \mathbf{A}_{44} - \mathbf{A}_{45}\mathbf{A}_{55}^{-1}\mathbf{A}_{54} \tag{14c}$$

und den Vektoren auf der rechten Seite

$$\tilde{\mathbf{b}}_3 = \mathbf{b}_3 - \mathbf{A}_{32}\tilde{\mathbf{A}}_{22}^{-1}\tilde{\mathbf{b}}_2 - \mathbf{A}_{34}\tilde{\mathbf{A}}_{44}^{-1}\tilde{\mathbf{b}}_4 \tag{15a}$$

$$\tilde{\mathbf{b}}_2 = \mathbf{b}_2 - \mathbf{A}_{21}\mathbf{A}_{11}^{-1}\mathbf{b}_1 \tag{15b}$$

$$\tilde{\mathbf{b}}_4 = \mathbf{b}_4 - \mathbf{A}_{45}\mathbf{A}_{55}^{-1}\mathbf{b}_5 \tag{15c}$$

gelöst. Anschließend werden die Gleichungssysteme

$$\tilde{\mathbf{A}}_{22}\mathbf{x}_2 = \tilde{\mathbf{b}}_2 - \mathbf{A}_{23}\mathbf{x}_3 \tag{16a}$$

$$\tilde{\mathbf{A}}_{44}\mathbf{x}_4 = \tilde{\mathbf{b}}_4 - \mathbf{A}_{43}\mathbf{x}_3 \tag{16b}$$

und

$$\mathbf{A}_{11}\mathbf{x}_1 = \mathbf{b}_1 - \mathbf{A}_{12}\mathbf{x}_2 \tag{17a}$$

$$\mathbf{A}_{55}\mathbf{x}_5 = \mathbf{b}_5 - \mathbf{A}_{54}\mathbf{x}_4 \tag{17b}$$

gelöst. Voraussetzung ist hierbei, dass die Matrizen $\mathbf{A}_{ii}$ und $\tilde{\mathbf{A}}_{ii}$ invertierbar sind. Die Rechenzeitersparnis bei diesem Vorgehen ergibt sich dadurch, dass statt eines großen linearen Gleichungssystems mehrere kleine Gleichungssysteme gelöst werden. Dies ist mit einem geringeren Aufwand für die LR-Zerlegung und das Vorwärts-/Rückwärtseinsetzen verbunden. Der Rechenaufwand reduziert sich weiter dadurch, dass bei den Matrizenmultiplikationen mit den Nebendiagonalmatrizen $\mathbf{A}_{ij}$ in den Gleichungen (14-17) nur die Nichtnullelemente der Nebendiagonalmatrizen berücksichtigt werden müssen. Es sei angemerkt, dass die Aufteilung der Koeffizientenmatrix nach Bild 3 nicht zwangsläufig die recheneffizienteste Aufteilung ist. Sie ist jedoch entsprechend der Topologie der Achsen sehr anschaulich.

4 Datenmodell und Linearisierung der Bewegungsgleichung

Zur Anwendung des zuvor dargestellten Integrationsverfahrens müssen die generalisierten Beschleunigungen $\mathbf{q}_{\text{lin}}$, die Jacobi-Matrizen $\mathbf{J}_{\text{r,lin}}$, $\mathbf{J}_{\text{v,lin}}$, $\mathbf{J}_{\text{u,lin}}$ und die Kinematikmatrix $\mathbf{K}_{\text{lin}}$ berechnet werden. In diesem Abschnitt werden das dahinterliegende Datenmodell und die Berechnung dieser Größen beschrieben. **Bild 4** zeigt das Datenmodell zur Parametrierung eines Radaufhängungssystems.

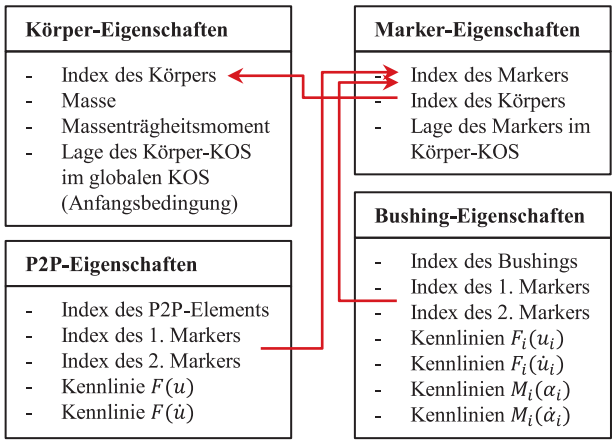


Bild 4 Vereinfachtes Datenmodell zur Parametrierung eines Radaufhängungssystems

In dem Datenmodell sind alle Modellelemente mit ihren Eigenschaften hinterlegt. Jedes Modellelement erhält neben den numerischen Parametern einen eindeutigen Index zur Identifikation. Über diese Indizes wird die Topologie der Radaufhängung im Datenmodell abgebildet. Jeder Marker ist ein lokales Koordinatensystem auf einem Körper, siehe **Bild 5**, und eindeutig diesem Körper zugeordnet. Der Index dieses Körpers ist dementsprechend in den Marker-Eigenschaften abgelegt. An den Markern sind die Kraftelemente angebunden, sodass einem Kraftelement genau zwei Marker zugeordnet werden. Die Indizes dieser

Marker sind daher in den Bushing- und P2P-Eigenschaften abgelegt. Um ein Radaufhängungssystem zu parametrieren, werden alle Elemente mit Indizes versehen und die Referenzierungen sowie die numerischen Parameter der Modellelemente wie beschrieben im Datenmodell hinterlegt. Auf diese Weise lassen sich beliebige Topologien zusammensetzen.

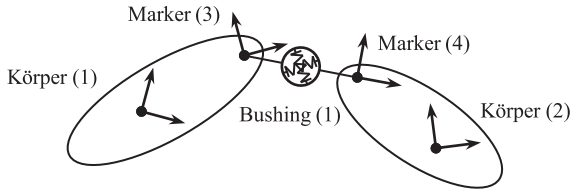


Bild 5 Kopplung zweier Körper durch ein Kraftelement

Die Eigenschaften aller Körper, Marker, Bushing- beziehungsweise P2P-Elemente aus Bild 4 werden in Tabellen gelistet. Diese Tabellen sind Grundlage zur Linearisierung der Bewegungsgleichung, das heißt der Berechnung der generalisierten Beschleunigungen, der Jakobi-Matrizen und der Kinematikmatrix. Der zugehörige Berechnungsablauf ist in **Bild 6** dargestellt.

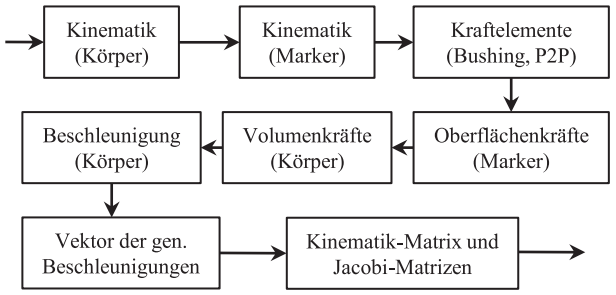


Bild 6 Berechnungsablauf zur Linearisierung der Bewegungsgleichung

Zunächst wird die Kinematik aller Körper berechnet. Die einzelnen Körper sind durch Kraftelemente gekoppelt, jedoch nicht kinematisch miteinander verbunden. Die Kinematik der Körper wird daher getrennt voneinander auf Basis der entsprechenden generalisierten Koordinaten und Geschwindigkeiten berechnet. Die Ergebnisse der Berechnung werden in einer Tabelle gelistet, in der jeder Körper einen Eintrag, versehen mit seinem Index, erhält. Danach erfolgt die Berechnung der Marker-Kinematik. Notwendige Größen der Körper-Kinematik werden entsprechend der Körper-Indizes aus der Tabelle der Körper-Kinematik ausgelesen. Auch die Ergebnisse der Marker-Kinematik werden in einer entsprechenden Tabelle gelistet. Nach gleicher Logik erfolgt die Berechnung der Kraftelemente, der Oberflächen- und der Volumenkräfte. Anschließend werden, für jeden Körper getrennt, die Newton/Euler-Gleichungen aufgestellt und die Beschleunigungen der Körper berechnet. Diese werden dann im globalen Vektor der generalisierten Beschleunigungen $\mathbf{q}_{\mathrm{lin}}$ zusammengefasst. Die Bestimmung der Jacobi-Matrizen $\mathbf{J}_{\mathrm{r,lin}}$, $\mathbf{J}_{\mathrm{v,lin}}$ und $\mathbf{J}_{\mathrm{u,lin}}$ erfolgt analytisch. In jedem Berechnungsblock in Bild 6 werden dazu alle benötigten partiellen Ableitungen der jeweiligen Ausgangsgrößen berechnet und mit ausgegeben. Diese werden im letzten Berechnungsblock zusammengefasst und in die entsprechende Stelle der Jacobi-Matrizen geschrieben. Ebenfalls wird im letzten Berechnungsblock die Kinematikmatrix des Gesamtsystems aufgestellt.

Dieser Berechnungsablauf und dessen Implementierung kann für beliebige Topologien verwendet werden. Auch die Rechenschritte zur Integration der Bewegungsgleichung (siehe Abschnitt 3) sind unabhängig von der Topologie, sofern auf die topologiespezifische Aufteilung und Lösung des linearen Gleichungssystems gemäß Bild 3 verzichtet wird. Um mit dem Modell unterschiedliche Topologien zu simulieren, muss daher lediglich die Parametrierung nach Bild 4 angepasst werden.

5 Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die mit dem Modell erzielten Ergebnisse in Form der Rechenzeiten und der Genauigkeit bei einem dynamischen Lastfall vorgestellt.

5.1 Rechenzeiten

Zur Bewertung der Rechenzeiten wird der sogenannte Echtzeitfaktor verwendet. Er ist das Verhältnis zwischen der benötigten Rechenzeit und der eingestellten Dauer einer Simulation, das heißt ein Wert unter Eins bedeutet Echtzeitfähigkeit. Zur Bestimmung der Echtzeitfaktoren wird das Simulink-Modell mit dem Simulink Coder kompiliert und C-Code generiert [11]. Um geringere Rechenzeiten zu erzielen, wird dabei optional die Intel oneAPI Bibliothek eingebunden [12]. Sie enthält Implementierungen der Programmbibliotheken BLAS (Basic Linear Algebra Subprograms) und LAPACK (Linear Algebra Package). Beim Kompilierungsprozess werden Lineare-Algebra-Berechnungen ab einer bestimmten Größe durch BLAS- bzw. LAPACK-Operationen ersetzt, die weniger Berechnungszeit benötigen. Die Ausführung des generierten C-Codes erfolgt auf einem PC mit einer Intel Core i7-3770 CPU mit 3,4 GHz. Als Integrationsschrittweite wird ein Wert von $\Delta t_{\mathrm{int}} = 1{,}0\,\mathrm{ms}$ eingestellt, die Linearisierung erfolgt in jedem Zeitschritt. Zwar ist es mit den Gleichungen aus Abschnitt 3 möglich, die Linearisierung erst nach einigen Integrationsschritten neu zu berechnen, doch in vorherigen Untersuchungen hat sich herausgestellt, dass eine Integrationsschrittweite von $\Delta t_{\mathrm{int}} = 1{,}0\,\mathrm{ms}$ mit Linearisierung in jedem Zeitschritt der beste Kompromiss aus Genauigkeit und Echtzeitfähigkeit ist [10]. **Tabelle 2** zeigt die erzielten Echtzeitfaktoren.

Tabelle 2 Erzielte Echtzeitfaktoren

	Doppelquerlenker-achse	*Mehrlenker-achse*
Ohne Ausnutzung der Besetzungsstruktur von (11):		
ohne BLAS/LAPACK	0,82	1,08
mit BLAS/LAPACK	0,71	0,91
Mit Ausnutzung der Besetzungsstruktur von (11):		
ohne BLAS/LAPACK	0,69	0,86
mit BLAS/LAPACK	0,59	0,73

Es werden die Ergebnisse ohne und mit Einbindung der Programmbibliotheken BLAS und LAPACK sowie ohne und mit Ausnutzung der Besetzungsstruktur der Koeffizientenmatrix (11) bei der Lösung des linearen Gleichungssystems (10) aufgelistet. Durch die Verwendung der Programmbibliotheken BLAS und LAPACK werden die Rechenzeiten um bis zu 15 % reduziert. Damit ist es möglich, für beide Radaufhängungen Echtzeitfaktoren von unter Eins zu erzielen. Wird außerdem die Besetzungsstruktur der Koeffizientenmatrix (11) ausgenutzt, werden die Echtzeitfaktoren um zusätzlich bis zu 20 % reduziert. Damit ergeben sich Echtzeitfaktoren von 0,59 beziehungsweise 0,73, die deutlich unter Eins liegen.

5.2 Simulation eines dynamischen Lastfalls

Um die Genauigkeit der Integrationsmethode zu zeigen, wird mit beiden Radaufhängungen ein dynamischer Lastfall simuliert. Hierbei handelt es sich um einen Kraftsprung der longitudinalen Radkraft gemäß

$$\mathbf{F}_x(t) = \begin{cases} 0\,\mathrm{N}, & t < 5{,}0\,\mathrm{s} \\ -2500\,\mathrm{N}, & t \geq 5{,}0\,\mathrm{s} \end{cases} \tag{18}$$

wobei die positive Koordinatenrichtung in Fahrtrichtung zeigt. Die nach oben gerichtete vertikale Radkraft beträgt konstant $\mathbf{F}_z(t) = 5000\,\mathrm{N}$. Die Radkräfte greifen an beiden Rädern am Radmittelpunkt an.

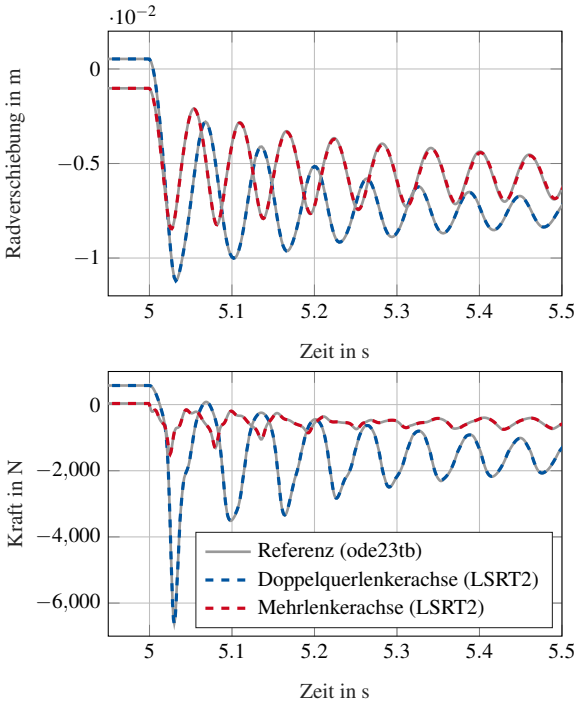


Bild 7 Longitudinale Radverschiebung und Kraft im Bushing zwischen Längslenker und Karosserie beziehungsweise Achsträger (linke Achsseite)

Die Integration der Bewegungsgleichung erfolgt wie bei der Bestimmung der Echtzeitfaktoren mit dem LSRT2-Verfahren bei einer Integrationsschrittweite von $\Delta t_{\mathrm{int}} = 1{,}0\,\mathrm{ms}$ und Linearisierung in jedem Zeitschritt. Außerdem werden Simulationen mit dem Matlab/Simulink Solver ode23tb durchgeführt [13]. Dabei handelt es sich um einen impliziten Solver für numerisch steife Systeme. Die Simulationen mit diesem Solver benötigen Rechenzeiten, die weit weg von Echtzeitfähigkeit sind, dienen aber als Referenz zur Bewertung der Genauigkeit.

Bild 7 zeigt die Simulationsergebnisse für die Doppelquerlenker- und die Mehrlenkerachse. Es werden die Verschiebung des Radmittelpunkts sowie die Kraft im Bushing zwischen Längslenker und Karosserie beziehungsweise Achsträger in longitudinaler Richtung dargestellt. Nach dem Kraftsprung ergibt sich eine schwach gedämpfte Schwingung der Radverschiebung und der Kraft. Entsprechend der Elastokinematik der Radaufhängungen pendelt sich die Radverschiebung auf einen Wert von einigen Millimetern ein.

In **Tabelle 3** stehen die normierten mittleren Fehlerquadrate der mit dem LSRT2-Verfahren erzielten Ergebnisse in Bezug auf die Referenzergebnisse. Die Werte beziehen sich auf den in Bild 7 dargestellten Zeitbereich und sind auf den Mittelwert der Referenzergebnisse normiert.

Tabelle 3 Auf den Mittelwert normierte mittlere Fehlerquadrate für den in Bild 7 dargestellten Zeitbereich

	Doppelquerlenker-achse	*Mehrlenker-achse*
Radverschiebung	0,00243	0,01286
Kraft	0,00751	0,01545

Der Vergleich mit der Referenz zeigt, dass die Integration mit dem LSRT2-Verfahren eine hohe Genauigkeit aufweist. Die Fehlerwerte betragen bei der Doppelquerlenkerachse weniger als 1 % und bei der Mehrlenkerachse etwas mehr als 1 %. In Bild 7 liegen die Abweichungen im Rahmen der Linienstärke.

6 Zusammenfassung

Der vorliegende Beitrag präsentiert die echtzeitfähige Simulation numerisch steifer Mehrkörpersysteme am Beispiel von Fahrzeug-Radaufhängungen. Die hohe numerische Steifigkeit resultiert hier aus elastischen Lagern, die zur elastokinematischen Auslegung der Radaufhängungen eingesetzt werden. Der Ansatz für die echtzeitfähige Integration der numerisch steifen Bewegungsgleichung liegt in der Verwendung linear-impliziter Integrationsverfahren, in diesem Fall des Verfahrens LSRT2. Diese Verfahren überführen die nichtlinearen Gleichungssysteme, die bei impliziten Integrationsverfahren gelöst werden müssen, in lineare Gleichungssysteme. Es wird gezeigt, wie die Topologie der Radaufhängung in der Lösung dieser linearen Gleichungssysteme berücksichtigt werden kann, um den Rechenaufwand zu reduzieren. Mit dem dahinterliegenden Datenmodell lassen sich Radaufhängungen mit beliebigen Topologien aufbauen. Auch das Berechnungsmodell der Linearisierung erlaubt es, die für die Integration benötigten Größen für beliebige Topologien zu berechnen. Voraussetzung dafür ist, dass die Körper durch elastische Lager miteinander verbunden sind. Die Anwendbarkeit des Ansatzes wird anhand zweier Radaufhängungen mit un-

terschiedlicher Topologie, einer Doppelquerlenker- und einer Mehrlenkerachse, nachgewiesen. Mit Echtzeitfaktoren von 0,59 für die Doppelquerlenkerachse beziehungsweise 0,73 für die Mehrlenkerachse lassen sich beide Radaufhängungen in Echtzeit simulieren. Die Simulationsergebnisse beim hier untersuchten dynamischen Lastfall weisen eine hohe Genauigkeit auf.
Neben elastischen Lagern beeinflussen auch elastische Bauteilverformungen die Elastokinematik von Fahrzeug-Radaufhängungen. Die weiteren Untersuchungen werden sich daher mit der Einbindung flexibler Körper in das vorliegende Modell befassen.

7 Literatur

[1] Matschinsky, W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2007, ISBN 978-3-540-71197-1.

[2] Eichberger, A.; Rulka, W.: *Process Save Reduction by Macro Joint Approach: The Key to Real Time and Efficient Vehicle Simulation*. Vehicle System Dynamics, 41 (2004) 5, S. 401-413, DOI 10.1080/00423110412331300354.

[3] Burgermeister, B.; Arnold, M.; Eichberger, A.: *Smooth velocity approximation for constrained systems in real-time simulation*. Multibody System Dynamics, 26 (2011) 1, S. 1-14, DOI 10.1007/s11044-011-9243-1.

[4] Kracht, F. E.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik und Elastokinematik von Radaufhängungen für Echtzeitanwendungen*. Dissertation, University of Duisburg-Essen, Germany, 2020, DOI 10.17185/DUEPUBLICO/71445.

[5] Arnold, M.; Burgermeister, B.; Eichberger, A.: *Linearly implicit time integration methods in real-time applications: DAEs and stiff ODEs*. Multibody System Dynamics, 17 (2007) , S. 99-117, DOI 10.1007/s11044-007-9036-8.

[6] Kim, M.; Song, H.; Kim, S.-S.: *A non-iterative implicit integration method using a HHT-α integrator for real-time analysis of multibody systems*. Journal of Mechanical Science and Technology, 33 (2019) 3, S. 1087-1096, DOI 10.1007/s12206-019-0208-2.

[7] Rang, J.: *Improved traditional Rosenbrock-Wanner methods for stiff ODEs and DAEs*. Journal of Computational and Applied Mathematics, 286 (2015) , pp. 128?144, DOI 10.1016/j.cam.2015.03.010.

[8] Bursi, O. S.; Gonzalez-Buelga, A.; Vulcan, L.; Neild, S. A.; Wagg, D. J.: *Novel coupling Rosenbrock-based algorithms for real-time dynamic substructure testing*. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 37 (2008) 3, S. 339-360, DOI 10.1002/eqe.757.

[9] Dahmen, W.; Reusken, A.: *Numerik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2008, ISBN 978-3-540-76493-9.

[10] Archut, J.-L.; Corves, B.: *Comparison of Integration Methods for Real-Time Capable Multibody Simulation of an Elastokinematic Wheel Suspension System*. In: Joint International Conference on Multibody System Dynamics 2022. 16.-20. Oktober 2022 New Delhi.

[11] MathWorks: *Simulink Coder Documentation*. https://de.mathworks.com/help/rtw/

[12] Intel: *Accelerate Fast Math with Intel oneAPI Math Kernel Library*. https://software.intel.com/oneapi/onemkl

[13] MathWorks: *Solve stiff differential equations - trapezoidal rule + backward differentiation formula - MATLAB ode23tb*. https://de.mathworks.com/help/matlab/ref/ode23tb.html

Preliminary Design of a Thermally Actuated Three-finger Compliant Gripper Based on Topology Optimization

Estefania Hermoza Llanos*, Prof. Dr.- Ing. Mathias Hüsing*, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Burkhard Corves*, Prof. Anupam Saxena**
* Institute of Mechanism Theory, Machine Dynamic and Robotics, 52062 Aachen, Germany. {hermoza-llanos, huesing, corves}@igmr.rwth-aachen.de
** Indian Institute of Technology Kanpur, 208016, India. anupams@iitk.ac.in

Abstract

The task of grasping has always been important in the daily life of human beings, in medicine, in production lines and even in nature. There has been an interest to replicate or even improve the tasks that human beings can do naturally with their hands, but through new machines and mechanisms. At the same time, compliant mechanisms are a technology that has been developed and is being improved in recent years to design precise, monolithic and functional mechanisms. Therefore, it is appropriate to think about the design of a gripper based on flexible mechanisms, which allows us to grasp objects with different shapes in different ways.
We design a spatial, compliant gripper (**Figure 1**.a), considering the best arrangement, number of units, degrees of freedom, flexibility in terms of the types of objects that can be grasped and manipulated, and ease in fabrication according to previous researches [1, 2, 3, 4]. We reckon that a symmetrically positioned three finger unit gripper makes the design versatile, allowing for objects with different geometries to be grasped, as a three finger gripper closes toward the central axis of the object [3, 5]. The 3-finger configuration is chosen because it is intended to design a gripper that has the ability to not only perform assembly, pick and place and simple manipulation tasks, but also to have more accuracy and precision in its work [4]. This statement is also validated through the experiments conducted by Hershkovitz, M. *et al* [6], in which three quality measures were analyzed for a two and a three-finger gripper grasping a planar trapezoidal object:

- Energy-like grasping quality: Effort made when performing force closures.
- Minmax grasping quality: Minimum force required to obtain a good firm grip.
- Entropy grasping quality: Uniformity of the distribution of gripping forces.

In this study the three-finger gripper demonstrated a higher quality of grip on two of the three measurements mentioned above.
As for the configuration of the gripper fingers, the units are positioned symmetrically and each unit is a replica of the other (Figure 1.a). Each unit is capable of achieving contact at several points with some circular or prismatic object in its corresponding deformation plane, so that the spatial gripper is capable of gripping objects with curved or prismatic surfaces. To eliminate/minimize parasitic motion (perpendicular to the plane of deformation), each unit is a paired setup of two flexible, monolithic optimized fingers, connected in the perpendicular direction to the cross section via rigid, cylindrical rods. It should be noted that a three-finger gripper is efficient if the configuration of its fingers can be modified, so that it can adapt to the shape of the objects to be gripped; therefore a compliant base was designed, which allows the rotation of each finger unit about an axis perpendicular to the base that pass through the center of the whole gripper (**Figure 2**), this compliant base allows the independent rotation of each unit finger due to the large deflection of a cantilever beam.

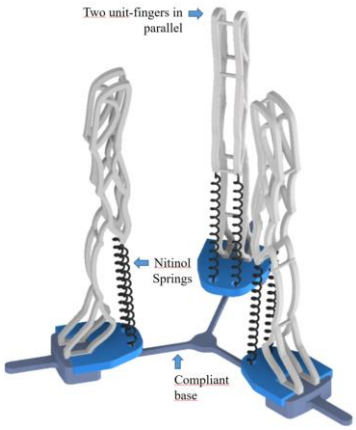


Figure 1.a - Three-finger Compliant Gripper parts

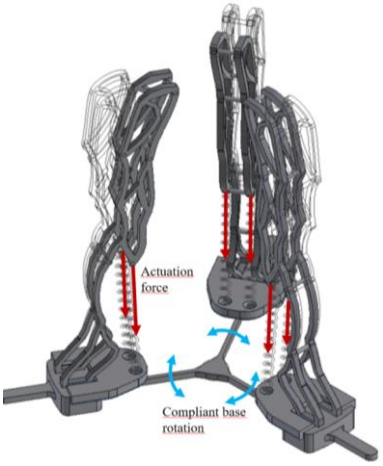
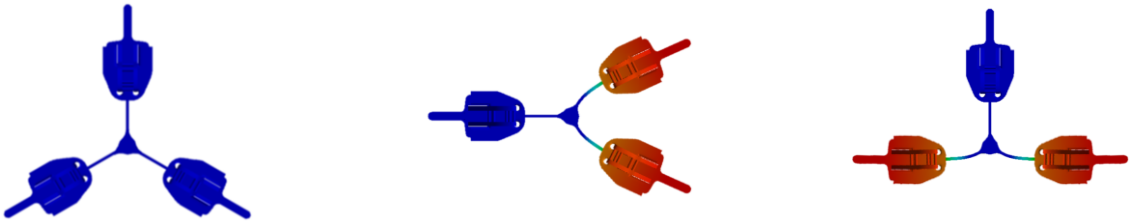


Figure 1.b - Three-finger Compliant Gripper actuated

DOI: 10.17185/duepublico/77385

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International License.



(a) (b) (c)

Figure 2 – Configurations of the gripper

The independent actuation of each finger is accomplished via a Nitinol spring configuration. This special metal is a non-magnetic alloy composed of titanium and nickel. It has the ability to return to its original shape, after being deformed, by being heated up [7]. The idea is that the spring configuration is deformed when the system is "at rest position". As soon as the system needs to deform to achieve contact with the object, the springs will be heated through joule heating and contract, exerting the necessary force for the fingers gripper to deform. The activation temperature of Nitinol springs has a range of 30°C up to 130°C, depending on the exact chemical composition of the metal used. This must be taken into account when designing and heating them, as they will be in contact with the fingers, which, being made of PLA, have a glass transition temperature between 50°C and 80°C [8]. The controlled actuation of each finger allows for control of the force required for the contact points between the finger and the object to be gripped, since the force requirements may vary according to the object. The actuation through Nitinol springs is one candidate mode that allows the system to be monolithic and to explore the option of including shape memory alloys (SMA) into the design of compliant mechanism. Nevertheless, it is important to consider that there could be other actuations methods that need to be explored and compared.

The design of each single compliant finger is accomplished via a significantly revised topology optimization process compared to our previous endeavor [9]. The algorithm designs a compliant finger based on topology optimization method through Hill Climber stochastic search. Each candidate design can have initial curvature in each beam and the coordinates of its nodes are posed as design variables in a way that overlapping members can be ideally avoided. Considering various actuation possibilities, one with guided force is incorporated. For instance, when an actuating tether is pulled over a roller/pulley, the input force points to a prescribed/stationary point, and its direction depends on the deformation of the finger. We also consider penalizing and thus eliminating candidate designs in which at least one of their beams has stress higher than the maximum allowed, which is calculated via the yield stress and a user-defined safety factor. To render the flexible finger capability of grasping objects of various shapes, we facilitate the study of contact with two surfaces: one circular and the other flat (**Figure 3**.a. and Figure 3.b.). The algorithm tests each candidate design and submits it to contact with each surface separately, considering the number of contact points and magnitudes of the contact forces as the outcomes for the optimization to be maximized. This new finger design (Figure 3.c.) can have multiple points of contact with the object to be gripped. The mechanical advantage, which is the ratio between the contact forces and the input force is increased. The possibility of varying end slopes have helped render different curvatures to members of the finger so that the latter is versatile and can have a good contact with both flat and curved objects (or objects with finite curvature). Furthermore, stress concentration is reduced, due the fact that there are no abrupt changes in the connection of beams.

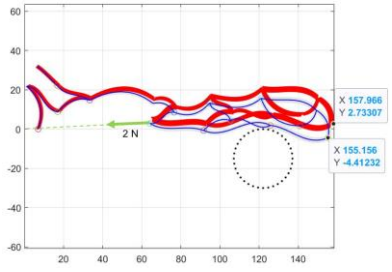


Figure 3.a.- Contact with a circular surface of a unit finger based on topology optimization

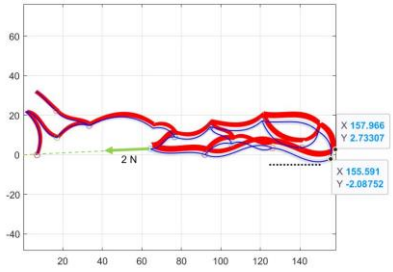


Figure 3.b.- Contact with a flat surface of a unit finger based on topology optimization

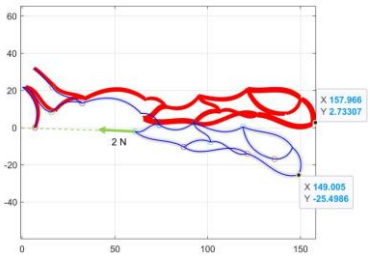


Figure 3.c.- Deformation of a unit finger based on topology optimization

To conclude, this work provides a new design process for a three-finger gripper in two aspects: design and optimization of the topology of a monolithic finger by analyzing large and contact deformations with user-defined surfaces, as well as feature of the compliant mechanism on the base that allows to change the configuration of the fingers of the gripper.

References

[1] R. BALASUBRAMANIAN and V. SANTOS, in *The Human Hand as an Inspiration for Robot Hand Development*, Springer, 2014, pp. 219-246.

[2] I. STARETU and S. JITARU, "Reconfigurable Anthropomorphic Gripper with Three Fingers: Synthesis, Analysis, and Simulation," *Applied Mechanics and Materials,* 2015.

[3] J. SHINTAKE, V. CACUCCIOLO, D. FLOREANO and H. SHEA, "Soft Robotic Grippers," *ADVANCED MATERIALS,* p. 33, 24 May 2018.

[4] Z. SAMADIKHOSHKHO, K. ZAREINIA and F. JANABI-SHARIFI, "A Brief Review on Robotic Grippers Classifications," *IEEE Canadian Conference of Electrical and Computer Engineering (CCECE),* 2019.

[5] T. BELYTSCHKO and B. HSIEH, in *Non-Linear Transient Finite Element Analysis with Convected Coordinates*, 1973, pp. 255-271.

[6] M. HERSHKOVITZ, U. TASCH and M. TEBOULLE, "Toward a Formulation of the Human Grasping Quality Sense," *Journal of Robotic Systems 12(4),* pp. 249-256, 1994.

[7] C. ZANOTTI, A. GIULIANI, A. TUISSI, S. ARNABOLDI and R. CASATI, "Response of NiTi SMA wire electrically heated," in *European Symposium on Martensitic Transformations (ESOMAT)*, Prague, Czech Republic, 2009.

[8] C. P. S.N. Vouyiouka, "Mechanistic Aspects of Solid-State Polycondensation," in *Polymer Science: A Comprehensive Reference*, Elsevier B.V., 2012, pp. 857-874.

[9] E. HERMOZA, M. HUESING, B. CORVES and A. SAXENA, "Compliant Finger gripper based on topology optimization," in *Microactuators, Microsensors and Micromechanisms (MAMM 2022)*, Hyderabad, India, 2022.

[10] M. CRISFIELD, Nonlinear Finite Element Analysis of Solids and Structures, New York: John Wiley and Sons Inc., 1991.

[11] Z. HONGYING, S. KUMAR, F. CHEN, J. Y. H. FUH and M. YU WANG, "Topology Optimized Multimaterial Soft Fingers for Applications on Gripper, Rehabilitation, and Artificial Hands," in *IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS 2019*, 2019.

[12] L. HOWELL, S. MAGLEBY and B. OLSEN, Handbook of Compliant Mechanisms, United Kingdom: WILEY, 2013.

[13] C. LIU, Y. CHEN and S. YANG, "Topology Optimization and Prototype of a Multimaterial-Like Compliant Finger by varying the Infill Density in 3D Printing," in *Mary Ann Liebert, Inc*, Taiwan, 2021.

[14] T. BELYTSCHKO and L. GLAUM, in *Applications of Higher Order Corotational Stretch Theories to Nonlinear Finite Element Analysis*, 1979, pp. 175-182.

[15] Z. CHEN, H. RAHIMI NOHOOJI and C. CHEW , "Development of Topology Optimized Bending-twisting Sof Finger," in *Journal of Mechanisms and Robotics*, Singapore, 2022.

[16] D. PETKOVIC and N. PAVLOVIC, "Compliant Multi-Fingered Adaptative Robotic Gripper," in *Kolloquium Getriebetechnik - Ilmenau 2013*, Ilmenau, Germany, 2013.

[17] D. LAVAYEN-FARFAN, M. BOADA and J. RODRIGUEZ-HERNANDEZ, "Bending collapse analysis for thin and medium-thin-walled square and rectangular hollow shapes," in *Thin-Walled Structures*, 2021.

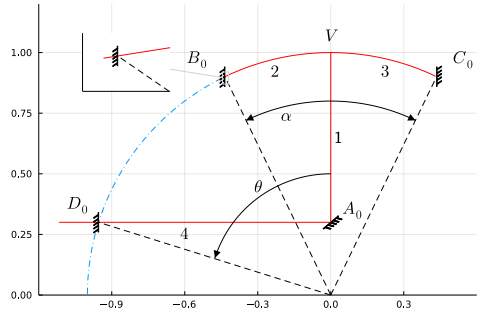
Ein nachgiebiger Mechanismus mit einstellbarer charakteristischer Kennlinie durch Bistabilität

A compliant mechanism with an adjustable characteristic curve through bistability

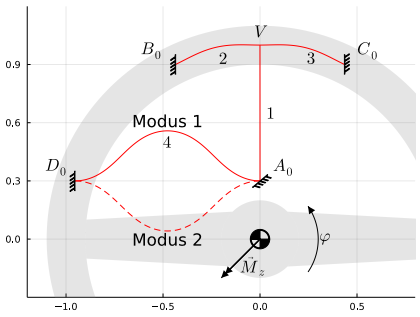
M.Sc. Marten Zirkel[1], marten.zirkel@tu-ilmenau.de
M.Sc. Yinnan Luo[2], yinnan.luo@kit.edu
Dr.-Ing. Ulrich Römer[2], ulrich.roemer@kit.edu
Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Fidlin[2], alexander.fidlin@kit.edu
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Lena Zentner[1], lena.zentner@tu-ilmenau.de
1: Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Nachgiebige Systeme, 98693 Ilmenau, Deutschland
2: Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Technische Mechanik, 76131 Karlsruhe, Deutschland

Kurzfassung

Nachgiebige Mechanismen (NM) speichern durch elastische Formänderung potenzielle Energie und können diese auch wieder freisetzen. Werden sie als Gelenke zwischen den Gliedern zweibeiniger Roboter eingesetzt, können diese möglichst effizient gehen. Nachteil dabei ist eine Spezialisierung auf beispielsweise eine Geschwindigkeit. Um diese Spezialisierung zu verhindern, sind NM mit unterschiedlichen/umschaltbaren charakteristischen Kennlinien (CK) (Kraft - Weg oder Moment - Winkel) vorteilhaft. [4]
In [3] wird der Prozess für den Erhalt der optimalen CK des Gelenks zwischen den Oberschenkeln eines zweibeinigen Roboters beschrieben, vergleiche Bild 2b in blau. Durch geschickte Kombination verschiedener Mechanismen (mono-, bistabile) lassen sich diverse CK abbilden. So können beispielsweise Zero - Stiffness [2] oder multistabile Mechanismen erstellt werden [1, 5]. Daher wird in diesem Beitrag ein verzweigter NM mit einem bistabilen Mechanismus kombiniert, siehe Bild 1, und mit der Euler-Bernoulli Theorie untersucht.
In Bild 1a ist die Anordnung der nachgiebigen Balken mit ihrer natürlichen Krümmung dargestellt. In Bild 1b ist der Mechanismus in Vorspannung dargestellt, wobei Oberschenkel 1 mit dem Koordinatenursprung und Oberschenkel 2 mit dem Starrkörper verbunden ist. Der verzweigte Mechanismus besteht aus den Balken 1, 2 und 3 und der bistabile Teil des Mechanismus ist der Balken 4. Die Knoten B_0, C_0 und D_0 verbinden die Balken 2, 3 und 4 mit dem Starrkörper und rotieren um den Winkel φ mit ihm gemeinsam um den Koordinatenursprung. Der Knoten A_0 ist mit dem Koordinatensystem verbunden und nimmt die Balken 1 und 4 auf. Der Knoten V ist eine Verzweigung und verbindet die Balken 1 bis 3. Durch den vorgespannten Balken 4 und durch die Auslenkung φ resultiert die CK $\vec{M}_z(\varphi)$ um den Nullpunkt des Koordinatensystems. Durch die Bistabilität des Balkens 4 besitzt der Mechanismus zwei Modi und hat dadurch einen Einfluss auf die CK $\vec{M}_z(\varphi)$. Die Balken besitzen die Längen l_i, Höhen h_i, Krümmung κ_i mit $i = 1,2,3,4$ und die Breite b sowie das E-Modul E.



(a) Mechanismus mit entspannten nachgiebigen Balken. Die Lagen von B_0, C_0 und D_0 werden über die Winkel α und θ bestimmt. Die Balken 2 und 3 sind um 1% sowie 4 um 17% länger als von den Einspannungen vorgegeben.



(b) Mechanismus mit vorgespannten Balken. Durch Drehung des grauen Starrkörpers um den Winkel φ resultiert das Moment $\vec{M}_z$. Durch 4 erhält der Mechanismus zwei Modi.

Bild 1 Anordnung der nachgiebigen Balken $1-4$:(a) im entspannten und (b): im vorgespannten Zustand. Die Knoten A_0 bis D_0 stellen Einspannungen dar. Der Knoten V ist eine Verzweigung.

Zur Ermittelung der charakteristischen Kennlinie werden die Balken mit der Euler-Bernoulli-Balkentheorie [6] modelliert

DOI: 10.17185/duepublico/77388

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Nicht-kommerziell - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz.

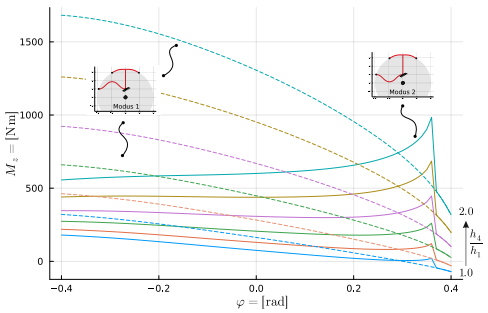
und die geometrischen Parameter, Kräfte und Momente normiert:

$$\tilde{x}_i = \frac{x_i}{l_i};\ \tilde{y}_i = \frac{y_i}{l_i};\ \tilde{F}_{D,0,i} = \frac{F_{D,0,i}\, l_i^2}{E\, I_z} \ \text{ mit } \ D = x, y;\ \tilde{M}_{z,0,i} = \frac{M_{z,i}\, l_i}{E\, I_z}.$$

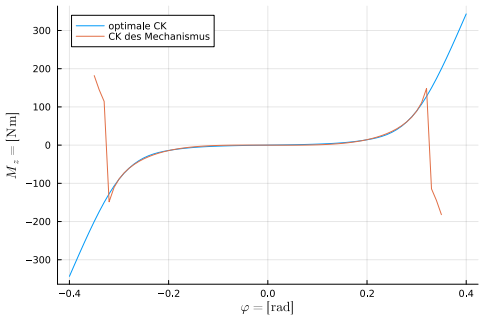
Das Balkenmodell wird mit einem Runge-Kutta-Verfahren integriert. Die geometrische Lage der Balkenenden wird durch die Randbedingungen vorgegeben, welche durch die Knoten repräsentiert werden. Dabei werden die Knoten als Einspannungen bzw. als Verzweigung (Knoten V) betrachtet. Die Kräfte $\tilde{F}_{x,0,i}$, $\tilde{F}_{y,0,i}$ und Momente $\tilde{M}_{z,0,i}$ werden durch eine Trust-Region Methode erhalten und allgemein mit 0 initialisiert. Die Initalisierungskräfte und das -moment des Balkens 4 können durch den vierten Knickfall Eulers angenähert werden:

$$\tilde{F}_{x,0,4} = 4\pi^2;\ \tilde{F}_{y,0,4} = 0.;\ \tilde{M}_{z,0,4} = \pm 2\pi^2 \hat{h};\ \hat{h} = \left(\sqrt{\frac{1}{4 l_f} - \frac{1}{4 l_f^2}} + \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{4} - \frac{1}{4 l_f^2}} \right) \ \text{ mit } \ l_f = \frac{l_4}{\overline{A_0 D_0}},$$

wobei $\hat{h}$ die angenäherte Amplitude der idealen Knickfigur des vierten Knickfalls und l_f das Verhältnis zwischen l_4 und $\overline{A D_0}$ ist. Mit der Wahl des Vorzeichens von $\tilde{M}_{z,0,4}$ kann zwischen den Modi gewechselt werden. Durch Variation verschiedener Parameter (θ, α, $\overline{0A_0}$, h_i, l_f) können die CK angepasst werden. Der Einfluss des Verhältnisses $h_4/h_1 = 1;\ 1{,}2;\ \ldots;\ 2$ mit den Höhen $h_1 = h_2 = h_3$ auf den qualitativen Verlauf ist als Beispiel in Bild 2a gezeigt. Während in Modus 1 ein nichtlinearer Abfall des Momentes mit steigendem Auslenkungswinkel φ erreicht wird, ist die Kennlinie für den Modus 2 weitestgehend gleichbleibend bis sich ein asymptotisches Verhalten bei $\varphi \approx 0.35$ einstellt und der Mechanismus von Modus 2 in Modus 1 springt. Durch Optimierung der Parameter und der Parallelschaltung zweier gespiegelter Mechanismen, sowie Wechsel der Oberschenkel (OB 1 $\widehat{=}$ Starrkörper, OB 2 $\widehat{=}$ Ursprung) aus Bild 1 wird die gewünschte CK aus [3] angenähert, siehe Bild 2b.



(a) Beispielhafte charakteristische Kennlinien beider Modi in Abhängigkeit des Parameters $\frac{h_4}{h_1}$. In Modus 2 springt der Mechanismus bei $\varphi \approx 0.35$ in Modus 1.



(b) Charakteristische Kennlinie einer Parallelschaltung gespiegelter Mechanismen in Modus 2. Die Parameter θ, α, $\overline{0A_0}$, h_i und l_f wurden dafür optimiert.

Bild 2 Charakteristische Kennlinien des Mechanismus in beiden Modi und als Anwendung in einer Parallelschaltung um eine gewünschte CK mit optimierten Parametern anzunähern.

Danksagung: Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für Ihre Unterstützung. Die Zuschussnummern lauten: **FI 1761/4-1** und **ZE 714/16-1**.

Literatur

[1] Guimin Chen, Yanjie Gou und Aimei Zhan. „Synthesis of Compliant Multistable Mechanisms Through Use of a Single Bistable Mechanism“. In: *Journal of Mechanical Design* (2011). DOI: 10.1115/1.4004543.

[2] P. R. Kuppens u. a. „Monolithic binary stiffness building blocks for mechanical digital machines“. In: *Extreme Mechanics Letters* 42 (2021), S. 101120. ISSN: 2352-4316. DOI: 10.1016/j.eml.2020.101120.

[3] Yinnan Luo u. a. „Improving Energy Efficiency of a Bipedal Walker with Optimized Nonlinear Elastic Coupling“. In: *Advances in Nonlinear Dynamics*. 2022, S. 253–262. DOI: 10.1007/978-3-030-81166-2_23.

[4] Ulrich J. Römer u. a. „Simultaneous optimization of gait and design parameters for bipedal robots“. In: *IEEE Int. Conf. Robot. Autom.* 2016, S. 1374–1381. DOI: 10.1109/icra.2016.7487271.

[5] Mohamed Zanaty, Ilan Vardi und Simon Henein. „Programmable multistable mechanisms: Synthesis and modeling“. In: *Journal of Mechanical Design* 140.4 (2018), S. 042301. ISSN: 1050-0472.

[6] Lena Zentner und Sebastian Linß. *Compliant systems: Mechanics of flexible mechanisms, actuators and sensors*. Berlin und Boston: De Gruyter Oldenbourg, 2019. ISBN: 978-3110479751.

Voruntersuchung einer vorgespannten nachgiebigen Struktur für den Einsatz in dynamischen Handorthesen

Preliminary investigation of a prestressed compliant structure for use in dynamic hand orthoses

Leon Schaeffer, OTH Regensburg, Fakultät Maschinenbau, 93053 Regensburg, leon.schaeffer@oth-regensburg.de
David Herrmann, OTH Regensburg, Fakultät Maschinenbau, 93053 Regensburg, david.herrmann@st.oth-regensburg.de
Valter Böhm, OTH Regensburg, Fakultät Maschinenbau, 93053 Regensburg, valter.boehm@oth-regensburg.de

Kurzfassung

In diesem Beitrag erfolgt die theoretische Untersuchung einer zweidimensionalen nachgiebigen Tensegrity-Struktur in Hinsicht auf ihre potenzielle Eignung als Basisstruktur für eine dynamische Handorthese. Translatorische und rotatorische relative Bewegungsmöglichkeiten zwischen den Drucksegmenten der Struktur sind möglich, da diese Segmente durch nachgiebige Zugsegmente miteinander verbunden sind. Die Form der Struktur und ihre Vorspannung in einer statisch stabilen Gleichgewichtskonfiguration werden mit Hilfe der Minimierung des Kräfte- und Momentenungleichgewichts, der Betrachtung der potentiellen Energie der Struktur und einem Ansatz mittels statischer Finite-Elemente-Methode (FEM) in Abhängigkeit der Segmentparameter untersucht.

Abstract

This paper presents a theoretical investigation of a two-dimensional compliant tensegrity structure with respect to its potential suitability as a base structure for a dynamic hand orthosis. Translational and rotational relative motion possibilities between the pressure segments of the structure are possible, as these segments are connected by compliant tension segments. The shape of the structure and its preload in a static stable equilibrium configuration are investigated using minimization of force and moment imbalance, consideration of the potential energy of the structure, and a static finite element method (FEM) approach as a function of segment parameters.

1 Einleitung

Die menschliche Hand zeichnet sich durch ein hohes Maß an Beweglichkeit und Anpassungsfähigkeit aus. Zugleich handelt es sich bei der Hand um eine der komplexesten Bereiche des menschlichen Körpers. Diese Eigenschaft ist auf die komplexe Struktur der Knochen, Gelenken, Sehnen und Bändern, die in einem sehr begrenzten Raum filigran miteinander verbunden sind, zurückzuführen. Die Hand setzt sich aus den drei Bereichen Handwurzel (carpus), Mittelhand (metacarpus) und Finger (digiti manus) zusammen und besteht aus 27 Einzelknochen. Die Handwurzel besteht aus zwei Reihen von Gelenkknochen. Die Anordnung der Gelenkknochen in diesem Bereich erlaubt die Rotation der Hand um zwei Achsen. Diese sind exzentrisch zueinander und ändern ihre Lage mit der Handbewegung [1]. Nach [2] beträgt der Abstand der Rotationsachsen zwischen 5 mm und 20 mm.

Die Hand ist einer hohen Belastung und Verletzungsrisiko im Alltag ausgesetzt. Verletzungen der Hand, der Finger und des Handgelenks machen etwa ein Viertel aller Notfälle aus [3]. Diese treten in den drei Bereichen zu Hause, bei der Arbeit oder bei sportlichen Aktivitäten am wesentlich auf [4], [5].

Die häufigsten Verletzungsarten hierbei sind Risswunden (38,1 % - 45 %), Frakturen (19,3 % - 42 %), Weichteilverletzungen (28,7 % - 33,3 %) und Zerrungen (8 - 20 %) [5], [6]. Handverletzungen müssen mit geeigneten Therapien behandelt werden, um die volle Funktionalität der Hand wiederherzustellen.

2 Handorthesen

Bei der Behandlung von Handverletzungen werden nicht bewegliche (statische) und bewegliche (dynamische) Handorthesen eingesetzt. Die ärztliche Therapie legt die verwendete Art der Orthese und somit die mögliche Beweglichkeit während der Therapie fest. Die Therapie wird wesentlich unterstützt, wenn die Orthese so früh wie möglich getragen werden kann. Eine frühzeitige Anwendung von Therapien mit bewegungsorientiertem Ansatz kann den Heilungsprozess in vielen Fällen zusätzlich verbessern [7], [8]. Bei Therapien, die die Beweglichkeit der Hand in gezielten Richtungen erlauben, werden dynamischen Handorthesen eingesetzt. Ein großer Nachteil der dynamischen Handorthesen ist, dass die geforderte Beweglichkeit in der Regel durch konventionelle Gelenke wie Scharniergelenke realisiert wird. Da diese nur eine rotatorische Bewegungsmöglichkeit zulassen, kann die mehrachsige Bewegungsmöglichkeit des Handgelenks nur bedingt nachgebildet werden. Viele dynamische Handorthesen sind daher nur bedingt sinnvoll einsetzbar. Aus diesem Grund besteht ein großes Potenzial für die Entwicklung neuer dynamischer Handorthesen, die in anatomischer Hinsicht Handgelenkbewegungen besser als bekannte Lösungen erlauben. Zudem wäre es vorteilhaft, wenn die Beweglichkeit der

DOI: 10.17185/duepublico/77392

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Nicht kommerziell - Keine Bearbeitungen 4.0 International Lizenz.

Hand durch gezielte Änderung der Steifigkeit der Orthese an die individuellen Bedürfnisse der Patienten angepasst werden könnte.

3 Vorgespannte nachgiebige Strukturen

Ein möglicher Lösungsansatz ist die Verwendung von mechanisch vorgespannten nachgiebigen Strukturen, die auf dem Tensegrity-Prinzip basieren. Mechanisch nachgiebige Tensegrity-Strukturen bestehen aus Zug und Druck belasteten Segmenten, wobei die druckbelasteten Segmente untereinander nur indirekt, durch nachgiebige Zugsegmente mit hoher Elastizität verbunden sind [9]. Aufgrund ihrer vorteilhaften Eigenschaften, wie Leichtbauweise oder stoß dämpfende Eigenschaften werden Tensegrity-Strukturen immer mehr in der Robotik, im Bauwesen sowie der Medizintechnik eingesetzt [10]–[15]. Die Form dieser Strukturen sowie die globale mechanische Steifigkeit wird durch den Vorspannungszustand definiert. Dieser ergibt sich aus der Konnektivität (Topologie) und den Eigenschaften (Steifigkeit und Ausgangslänge) der Segmente. Durch Anpassung der Vorspannung ist die gewünschte Steifigkeit einstellbar und gegebenenfalls reversibel veränderbar. Unter Anwendung dieser Strukturen lassen sich somit folgende Vorteile, für die Entwicklung von dynamischen Handorthesen ableiten:

- Bei geeigneter Konstruktion können diese Strukturen mehrere Gelenkachsen aufweisen. Die Realisierung von Mechanismen ohne herkömmliche Gelenke ist möglich.
- Durch geeignete Wahl der Topologie (Segmentanzahl, -typ) sowie der Segmentparameter können gelenkige Verbindungen mit definierten Drehachsen entsprechend anatomisch bedingten Vorgaben realisiert werden.
- Die Gesamtsteifigkeit dieser Strukturen kann durch geeignete Wahl der mechanischen Vorspannung eingestellt werden. Mit einer reversiblen Änderung der Vorspannung kann auch die gewünschte Steifigkeit dieser Strukturen reversibel verändert werden, ohne dass die Form der Strukturen verändert wird.
- Durch die Leichtbauweise und der Verwendung von nur wenigen Strukturelemente kann die zu behandelnde Gelenkstelle der Orthese für den Arzt weiterhin frei zugänglich bleiben.

4 Formfindung

Ein Hauptaspekt bei der Entwicklung von vorgespannten nachgiebigen Strukturen ist die Bestimmung der Gleichgewichtslage des Systems bei gegebener Topologie und Zugsegmentparametern. Dieser Prozess wird als Formfindung bezeichnet [16]. Im Folgenden werden drei Methoden zur Bestimmung der Gleichgewichtslage von Orthesenstrukturen auf Basis des beschriebenen Konzepts kurz vorgestellt: die Minimierung der Kräfteungleichgewichts, die Minimierung der potentiellen Energie der Struktur und ein Ansatz auf Basis der statischen Finite-Elemente-Methode (FEM).

4.1 Modellierungsansatz unter Verwendung des Kräfteungleichgewichts

Bei dieser Methode werden das Kräfte- und Momentengleichgewicht auf jedem einzelnen starren Druckstab betrachtet. Die Kräfte der gespannten Zugsegmente an den Anschlusspunkten der starren Druckstäbe können ausgedrückt werden durch:

$$\vec{F}_j = k_j \cdot (|\vec{L}_j| - \vec{L}_{0_j}) \cdot \frac{\vec{L}_j}{|\vec{L}_j|} \quad j = 1,2,...,n \tag{1}$$

Die Struktur befindet sich im statischen Gleichgewicht, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

$$\vec{F_{res}} = \sum \vec{F}_j = \vec{0}, \quad \vec{M_{res}} = \sum \vec{M} = \vec{0} \tag{2}$$

Mit dieser Lösungsmethode kann keine Aussage über die statische Stabilität der ermittelten Gleichgewichtslage getroffen werden.

4.2 Modellierungsansatz der minimalen potentiellen Energie

Die Bestimmung der statisch stabilen Gleichgewichtslage des beweglichen Orthesenteils kann auch mit energetischen Betrachtungen durchgeführt werden. Bei dieser Methode wird davon ausgegangen, dass die potentielle Energie der Struktur (E_p) in der stabilen Gleichgewichtslage minimal ist. Es wird nur die potentielle Energie der elastischen Zugsegmente berücksichtigt, die Druckstäbe werden als starr angenommen. Der Einfluss der Gewichtskraft wird vernachlässigt. Die potentielle Energie der Struktur

$$E_p = \sum_i k_j \cdot (|\vec{L}_j| - \vec{L}_{0_j})^2 \quad j = 1,2,...,n \tag{3}$$

entspricht der Summe der potentiellen Energien der gespannten Stäbe.

4.3 Modellierungsansatz mit der Finite-Elemente-Methode

Die Bestimmung der Gleichgewichtskonfiguration der Orthese erfolgt in einem dritten Modellierungsansatz unter Verwendung eines Formfindungsalgorithmus von [11]. Der Formfindungsalgorithmus ist eine modifizierte Version der von [17] vorgestellten Methode, die auf der geometrisch nichtlinearen statischen FEM basiert und in Matlab® implementiert ist. Entsprechend dieser Methode erfolgt die Vorspannung der Struktur durch die Veränderung der Ausgangslängen der Segmente, beginnend mit ihrer Länge in einer beliebig gewählten Ausgangskonfiguration und endend mit ihrer tatsächlichen undeformierten Ausgangslänge in einem inkrementell-iterativen Verfahren.

5 Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden drei Modellierungsansätze vorgestellt, mit denen eine grundlegende Charakterisierung

der mechanischen Eigenschaften verschiedener nachgiebiger Tensegrity Strukturen untersucht werden können. Die Ergebnisse zugehörig zu einer Tensegrity Struktur mit einer einfachen 2-dimensionalen Topologie zeigen die prinzipielle Anwendbarkeit dieser Strukturen in Orthesen. In zukünftigen Untersuchungen erfolgt die Realisierung eines ersten Demonstrators für eine Handorthese.

Literatur

[1] N. Rijnveld and H. I. Krebs, "Passive wrist joint impedance in flexion - extension and abduction - adduction," in *2007 IEEE 10th International Conference on Rehabilitation Robotics*, 2007, pp. 43–47, ISBN: 1945-7901. DOI: 10.1109/ICORR.2007.4428404.

[2] Gopura, R. A. R. C. and K. Kiguchi, "Development of an exoskeleton robot for human wrist and forearm motion assist," in *2007 International Conference on Industrial and Information Systems*, IEEE, 2007. DOI: 10.1109/iciinfs.2007.4579235.

[3] S. Nieminen, M. Nurmi and U. Isberg, "Hand injuries in finland," *Scandinavian journal of plastic and reconstructive surgery*, vol. 15, no. 1, pp. 57–60, 1981, ISSN: 0036-5556. DOI: 10.3109/02844318109103413.

[4] M. Smith, J. Auchincloss and M. Ali, "Causes and consequences of hand injury," *Journal of Hand Surgery*, vol. 10, no. 3, pp. 288–292, 1985, ISSN: 0266-7681. DOI: 10.1016/S0266-7681(85)80045-0.

[5] R. Vadivelu, J. J. Dias, F. D. Burke and J. Stanton, "Hand injuries in children: A prospective study," *Journal of Pediatric Orthopaedics*, vol. 26, no. 1, pp. 29–35, 2006, ISSN: 0271-6798. DOI: 10.1097/01.bpo.0000189970.37037.59.

[6] P. Angermann and M. Lohmann, "Injuries to the hand and wrist. a study of 50,272 injuries," *Journal of Hand Surgery*, vol. 18, no. 5, pp. 642–644, 1993, ISSN: 0266-7681. DOI: 10.1016/0266-7681(93)90024-A.

[7] D. W. Smith, K. E. Brou and M. H. Henry, "Early active rehabilitation for operatively stabilized distal radius fractures," *Journal of Hand Therapy*, vol. 17, no. 1, pp. 43–49, 2004, ISSN: 0894-1130. DOI: 10.1197/j.jht.2003.10.006.

[8] H. Gutiérrez-Espinoza, F. Araya-Quintanilla, C. Olguín-Huerta, R. Gutiérrez-Monclus, R. Jorquera-Aguilera and C. Mathoulin, "Effectiveness of early versus delayed motion in patients with distal radius fracture treated with volar locking plate: A systematic review and meta-analysis," *Hand surgery & rehabilitation*, vol. 40, no. 1, pp. 6–16, 2021. DOI: 10.1016/j.hansur.2020.10.007.

[9] J. Y. Zhang and M. Ohsaki, *Tensegrity Structures: Form, Stability, and Symmetry* (Mathematics for Industry). s.l.: Springer, 2015, vol. 6, ISBN: 978-4-431-54812-6. DOI: 10.1007/978-4-431-54813-3.

[10] V. Bohm and K. Zimmermann, "Vibration-driven mobile robots based on single actuated tensegrity structures," in *2013 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 2013)*, Piscataway, NJ: IEEE, 2013, pp. 5475–5480, ISBN: 978-1-4673-5643-5. DOI: 10.1109/ICRA.2013.6631362.

[11] V. Böhm, S. Sumi, T. Kaufhold and K. Zimmermann, "Compliant multistable tensegrity structures," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 115, pp. 130–148, 2017, ISSN: 0094-114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.04.013.

[12] D. Zappetti, S. Mintchev, J. Shintake and D. Floreano, "Bio-inspired tensegrity soft modular robots," Springer, Cham, 2017, pp. 497–508. DOI: 10.1007/978-3-319-63537-8_42.

[13] J. Rieffel and J.-B. Mouret, "Adaptive and resilient soft tensegrity robots," *Soft robotics*, vol. 5, no. 3, pp. 318–329, 2018. DOI: 10.1089/soro.2017.0066.

[14] P. Schorr, F. Schale, J. M. Otterbach, L. Zentner, K. Zimmermann and V. Bohm, "Investigation of a multistable tensegrity robot applied as tilting locomotion system," in *2020 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Piscataway, NJ: IEEE, 2020, pp. 2932–2938, ISBN: 978-1-7281-7395-5. DOI: 10.1109/ICRA40945.2020.9196706.

[15] V. Böhm, P. Schorr, F. Schale, T. Kaufhold, L. Zentner and K. Zimmermann, "Worm-like mobile robot based on a tensegrity structure," in *2021 IEEE 4th International Conference on Soft Robotics (RoboSoft)*, 2021, pp. 358–363. DOI: 10.1109/RoboSoft51838.2021.9479193.

[16] S. H. Juan and J. M. Mirats Tur, "Tensegrity frameworks: Static analysis review," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 43, no. 7, pp. 859–881, 2008, ISSN: 0094-114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2007.06.010.

[17] L.-Y. Zhang, Y. Li, Y.-P. Cao and X.-Q. Feng, "Stiffness matrix based form-finding method of tensegrity structures," *Engineering Structures*, vol. 58, pp. 36–48, 2014, ISSN: 0141-0296. DOI: 10.1016/j.engstruct.2013.10.014.

Entwicklung nachgiebiger Greifer mittels Topologieoptimierung
Development of compliant grippers by means of topology optimization

Tobias Grüble, Michael Winkler, Christoph Dietenberger
RWU Hochschule Ravensburg-Weingarten University of Applied Sciences, Fakultät Maschinenbau, Doggenriedstraße, 88250 Weingarten, Deutschland
tobias.grueble@rwu.de, michael.winkler@rwu.de, christoph.dietenberger@rwu.de

Kurzfassung

Technische Probleme der heutigen Zeit sind oftmals so komplex, dass sie nicht mehr durch Intuition oder analytische Berechnungsverfahren gelöst werden können. Vielfach kommen rechnergestützte Optimierungsverfahren zum Einsatz, um einer wachsenden Anzahl an Anforderungen gerecht zu werden. Im mechanischen Strukturentwurf kann mittels Finite-Elemente-Methode (FEM) eine Topologieoptimierung durchgeführt werden, wodurch algorithmisch (nicht-intuitiv) eine lastgerechte und effiziente Verteilung von Material innerhalb eines Bauraums erreicht wird [1]. Ein vielversprechender Anwendungsbereich sind Pick-and-Place-Robotergreifer, da diese großes Optimierungspotential hinsichtlich Gewicht und Anschaffungs- bzw. Betriebskosten bieten.
In Verbindung mit nachgiebigen Mechanismen kann durch Funktionsintegration zusätzlich Gewicht eingespart werden. Hierbei wird Verformbarkeit gezielt eingesetzt, wodurch die Struktur selbst in der Lage ist, Kräfte und Bewegungen zu transformieren [2]. Die Vorteile dieser Mechanismen reichen von reduzierter Teilezahl - und damit Leichtbaupotential und geringerem Montageaufwand - bis hin zur Abwesenheit äußerer Reibung und Verschleiß, was zu einer höheren Wiederholgenauigkeit bei der Betätigung führt. Ein großer Nachteil ist jedoch der wesentlich komplexere Entwurfsprozess. Nachgiebige Mechanismen mit Festkörpergelenken (konzentrierte Nachgiebigkeit) lassen sich analytisch auslegen [3], für solche mit verteilter Nachgiebigkeit existieren zwar einige Matlab-Codes zur Topologieoptimierung [4], allerdings kaum detaillierte Beschreibungen eines Entwicklungsprozesses. In dem hier vorliegenden Beitrag wird zunächst der simulationsbasierte Entwicklungsprozess eines nachgiebigen Zentrischgreifers mit marktüblicher Topologieoptimierungssoftware [5] beschrieben und anschließend die Automatisierung des Entwurfsprozesses erläutert.

Folgende Anforderungen werden an der Greifer gestellt:

- Handhabung von Objekten mit Durchmessern d_o von 6 mm bis 12 mm, größte Bauraumabmessung $\leq 10 \cdot d_o$
- Pneumatische Aktuation, Betriebsdruck ≤ 4 bar
- Fertigung aus PA12 ($E = 1900\,\mathrm{N/mm^2}$, $\nu = 0{,}3$ [6], zul. Dehnung $\varepsilon_{max} < 10\,\%$) durch selektives Lasersintern

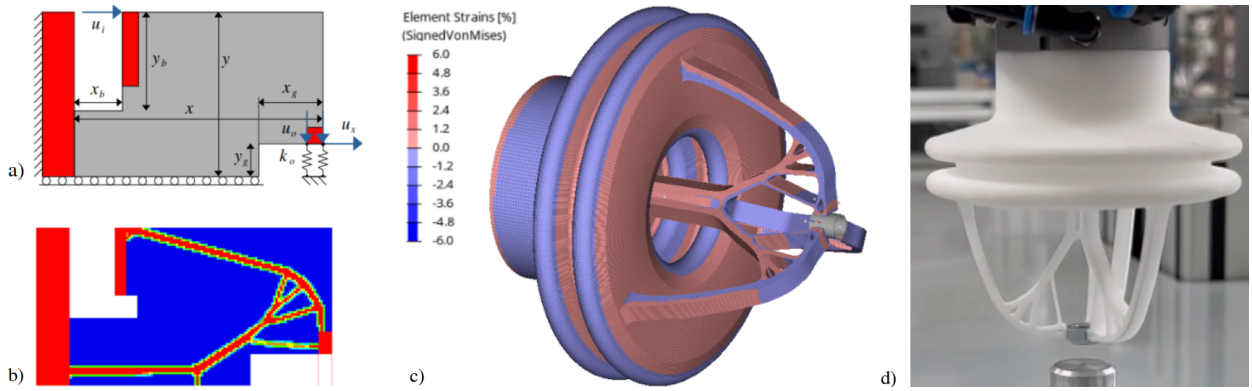


Bild 1 a) Bauraumdefinition b) Topologieoptimierter Greiferfinger c) 3D-FEM-Simulation des Greifers d) Gefertigter Greifer

Zunächst wird aus den Anforderungen der zweidimensionale Bauraum für die Topologieoptimierung eines einzelnen Greiferfingers definiert (siehe **Bild 1**a). Dieser besteht aus einem Rechteck ($x = 58\,\mathrm{mm}$, $y = 35\,\mathrm{mm}$) mit Aussparungen für den Pneumatikaktor links oben ($x_b = 10\,\mathrm{mm}$, $y_b = 20\,\mathrm{mm}$) und das Greifobjekt rechts unten ($x_g = 18\,\mathrm{mm}$, $y_g = 7\,\mathrm{mm}$). Bereiche der Lasteinleitung, Einspannung und der Greiferbacke (rot in **Bild 1**a) stehen für die Topologieoptimierung nicht zur Verfügung (Non-Design-Bereiche). Die Federn an der Greiferbacke ($k_o = 60\,\mathrm{N/mm}$) dienen zur Transformation der Ausgangsbewegung in eine Ausgangskraft. Über Beschränkung der Freiheitsgrade wird die untere Kante mit einer Symmetrierandbedingung versehen. Die Knotenverschiebungen der linken Kanten werden vollständig eingeschränkt. Ferner wird eine Eingangsverformung von $u_i = 3\,\mathrm{mm}$ eingebracht. Anschließend erfolgt eine Optimierung hinsichtlich betragsmäßig maximaler Ausgangsverformung u_o mit den Beschränkungen, dass lediglich 15 % des Bauraumvolumens ausgefüllt sein dürfen. Durch weitere Restriktionen wird verhindert, dass die Greiferbacke zu sehr verkippt oder die horizontale Verschiebung zu groß wird. Die optimierte Struktur mit verteilter Nachgiebigkeit ist in **Bild 1**b gezeigt.

DOI:10.17185/duepublico/77393

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz.

Da die Topologieoptimierung linear durchgeführt wurde, muss zur Validierung eine FEM-Analyse (geometrisch-nichtlinear, Kontakt) des zweidimensionalen Greiferfingers mit unterschiedlichen Greifobjektdurchmessern erfolgen. Parameter zur Beurteilung sind, neben der zulässigen Dehnung, Wegübersetzung u_o/u_i und Kraftübersetzung F_o/F_i.
Im anschließenden dreidimensionalen CAD-Entwurf sind drei der zuvor ausführlich untersuchten Finger im 120°-Winkel angebracht. Der Pneumatikaktor ist torusförmig ausgeführt, wodurch viel Fläche und damit viel Aktuationskraft bei niedrigen Drücken realisiert werden kann. Für ein schnelles An- und Abdocken ist die mechanische und pneumatische Schnittstelle zum Roboter über eine Schnellwechselkupplung (Schunk SWK-005 [7]) realisiert. Eine finale FEM-Analyse (3D, geometrisch-nichtlinear, Kontakt, siehe **Bild 1**c) ergab bei einem Druck von 4 bar eine Greifkraft von etwa 50 N für Greifobjekte mit $d_o = 6\,\text{mm}$ bzw. 200 N bei $d_o = 12\,\text{mm}$. Ein Alleinstellungsmerkmal des entwickelten Greifers (siehe **Bild1**d) im Vergleich zu aktuell in Serie erhältlichen Greifern stellt die servopneumatische Ansteuerbarkeit dar, wodurch sich die Greifkraft steuern lässt. Neben der Einsparung von Druckluft führt auch die geringe Masse von 87 g zu einer Reduktion von Betriebskosten, da weniger Energie beim Abbremsen oder Beschleunigen aufgewendet werden muss.

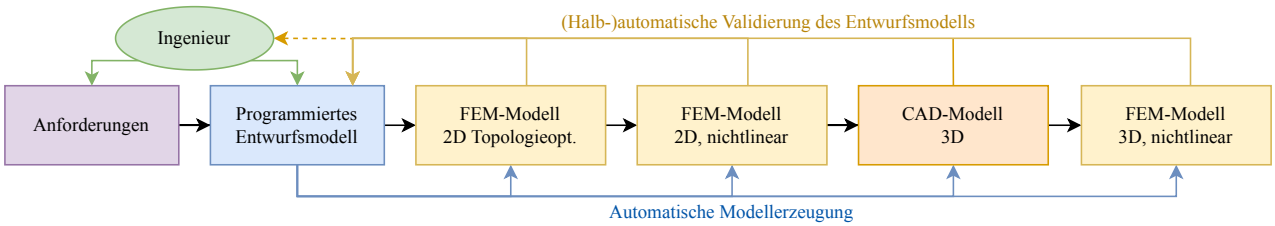


Bild 2 Übersicht über den automatisierten Entwicklungsprozess

Für ähnliche Bauweisen kann der vorgestellte Entwicklungsprozess vor allem hinsichtlich der Ableitung des Bauraums aus den Anforderungen und der Erzeugung von FEM-Modellen automatisiert werden. Ein an den Systementwurf der VDI 2206 (V-Modell, vgl. [8]) angelehnter Prozess ist in **Bild 2** gezeigt. Der Ingenieur beschäftigt sich hierbei nicht mehr direkt mit der Erzeugung einzelner Domänenmodellen (FEM, CAD, ...), sondern programmiert aus den Anforderungen ein Entwurfsmodell. Dieses beinhaltet neben den Modellierungsparametern auch das Modellierungswissen der entsprechenden Domäne (Ontologie). Hiermit lassen sich bei Ausführung des Entwurfsmodells sequenziell einzelne Domänenmodelle erzeugen und anschließend automatisch mit den Anforderungen abgleichen. Sind diese erfüllt, wird die Erzeugung des nächsten Modells eingeleitet. Somit können ohne viel Mehraufwand beliebig große Parameterstudien zur Erforschung des Entwurfsraums automatisch generiert und ausgewertet werden. Der Prozess ermöglicht ebenfalls eine manuelle Validierung durch den Ingenieur, falls sich dies z.B. für CAD-Modelle schlecht automatisieren lässt. Neben einer schnelleren Anpassung des Produkts an individuelle Einsatzzwecke (z.B. Greifobjektgeometrie) lassen sich aufgrund des zentralen Datenmodells Inkonsistenzen im Entwurfsprozess vermeiden. Ferner lässt sich das Entwurfsmodell problemlos auf weitere Domänen erweitern oder in einen übergeordneten Entwurfsprozess einbetten.

Danksagung: Ein Teil der vorliegenden Untersuchungen wurde gefördert vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) im Rahmen des Vorhabens „Automatisierter Entwurf eines geometrischen und kinetischen digitalen Zwillings einer Rohbaufertigungsanlage für die Virtuelle Inbetriebnahme (TWIN)“ .

Literatur

[1] Xianmin Zhang und Benliang Zhu: *Topology Optimization of Compliant Mechanisms*. Singapur: Springer-Verlag, 2018. ISBN: 978-981-13-0431-6. S. 10f.

[2] Luzhong Yin, G.K. Ananthasuresh *Design of Distributed Compliant Mechanisms* Mechanics Based Design of Structures and Machines Vol. 31, No.2, 2003, S. 152

[3] H. Jahn, S. Henning, and L. Zentner: *CoMSys - ein GUI-basiertes Berechnungstool zur Analyse und Optimierung nachgiebiger Mechanismen*. Achte IFToMM D-A-CH Konferenz 2022: 24./25. Februar 2022, Online-Konferenz, doi: 10.17185/duepublico/75432.

[4] Benliang Zhu, Xianmin Zhang, Hongchuan Zhang, Junwen Liang, Haoyan Zang, Hai Li, Rixin Wang: *Design of compliant mechanisms using continuum topology optimization: A review,*. Mechanism and Machine Theory, Volume 143, 2020, 103622, ISSN 0094-114X. S. 9.

[5] *Altair® OptiStruct®* URL: `https://www.altair.com/optistruct` (besucht am 01.12.2022)

[6] thinkTEC 3D: *Datenblatt PA12*. URL: `https://die-3d-drucker.com/wp-content/uploads/2019/03/Datenblatt_PA12.pdf` (2017), (besucht am 27.11.2022)

[7] SCHUNK GmbH & Co. KG *Schnellwechselsystem SWS* URL: `https://schunk.com/de/de/automatisierungstechnik/wechselsysteme/sws/c/PGR_1135` (besucht am 01.12.2022)

[8] VDI/VDE 2206: *Entwicklung mechatronischer und cyber-physischer Systeme*, Stand: 2021-11

Soziale Verhaltensprädiktion für automatisierte Fahrzeuge durch Contrastive Learning

Social Behavior Prediction for Automated Vehicles Using Contrastive Learning

Timo Osterburg*, timo.osterburg@tu-dortmund.de
Christopher Diehl*, christopher.diehl@tu-dortmund.de
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Bertram*, torsten.bertram@tu-dortmund.de
* Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland

Kurzfassung

Die zeitliche Vorhersage der aktuellen Umgebungssituation spielt bei automatisierten Fahrzeugen eine wichtige Rolle, um eine sichere Bewegungsplanung durchzuführen [1]. In den vergangenen Jahren haben sich *Deep Learning* basierte Lösungsverfahren für das Problem der Szenenprädiktion durchgesetzt. In der Regel enthalten die für das Training verwendeten Datensätze nur Szenen von menschlichem Verhalten in sicheren Bereichen. Das neuronale Netz wird trainiert, diese *positiven* Beispiele so gut wie möglich zu reproduzieren. Menschliche Fahrer hingegen führen auf Grundlage der verfügbaren Daten Gedankenexperimente durch und versuchen *negative* Entwicklungen besonders zu verhindern, während sie eine optimale Entwicklung anstreben. So werden beispielsweise Kollisionen stets und unter allen Umständen vermieden. Durch die Demonstration von rein positiven Beispielen, ist es Lernalgorithmen aber schwer möglich zu erfassen, welche negativen Entwicklungen der Szene besonders abzuwenden sind. Dies führt in der Anwendung, insbesondere in wichtigen Szenarien, die außerhalb der Trainingsverteilung liegen, zu Fehlverhalten des automatisierten Fahrzeugs.
Verfahren des *Contrastive Learnings* lösen dieses Problem durch eine Verlustfunktion, welche sowohl positive als auch negative Beispiele berücksichtigt [2]. Die Autoren von [3] wenden dieses Verfahren auf die Prädiktion von Fußgängern an. Hierbei wird ein Samplingverfahren vorgeschlagen, welches Negativbeispiele aus sozialen Interaktionen generiert. Die vorgeschlagene Verlustfunktion wird daher als Social-*Noise-Contrastive Estimation* (SNCE) bezeichnet. Die Annahme ist hierbei, dass Fußgänger Kollisionen vermeiden und einen komfortablen Abstand zu einander einhalten. Die Arbeiten von [3] finden in der Literatur vorwiegend Anwendung in der Vorhersage von Fußgängertrajektorien, während verwandte Prädiktionsprobleme bislang kaum betrachtet werden.
In diesem Beitrag wird die Anwendung der SNCE-Verlustfunktion auf die Vorhersage von Fahrzeugtrajektorien aus dem *Argoverse 1*(Argo)-Datensatz [4] betrachtet. Das verwendete neuronale Netz ist in **Bild 1** schematisch dargestellt. Die Implementierung folgt dem in [5] verwendeten Basisnetz. Das Prädiktionsnetz ist während des Trainings um einen Zweig für das *Contrastive Learning* erweitert. Aus den Daten werden positive und negative Beispiele extrahiert und durch ihre Position $\mathbf{s}_t^k = [x_t^k, y_t^k]$, mit longitudinaler ($x_t^k$) und lateraler ($y_t^k$) Position bezüglich des Ego-Fahrzeugkoordinatensystems zum diskreten Zeitpunkt t für jeden Verkehrsteilnehmer k, beschrieben. Der lernbare Beispielenkodierer $\phi(\mathbf{s}_{T+\delta t}^k, \delta t)$ überführt die zum Prädiktionszeitpunkt T zukünftigen Zustände an diskreten Zeitpunkten $T+\delta t$ auf dem Prädiktionshorizont N_P zeitabhängig in eine latente Repräsentation. Eine weitere lernbare Funktion $\psi(\mathbf{h}_\mathrm{a}^0)$ überführt die latente Beschreibung des Ego-Fahrzeugs $\mathbf{h}_\mathrm{a}^0$ vor dem Trajektoriendekodierer in denselben latenten Raum wie die negativen und positiven Beispiele. Die mit gaußschem Rauschen $\mathbf{n}$ überlagerten zukünftigen Positionen der anderen Verkehrsteilnehmer bilden die negativen und die verrauschten eigenen zukünftigen Positionen die positiven Beispiele. Das Rauschen verhindert hierbei eine Überanpassung der lernbaren Funktionen ϕ und ψ. Für das Training wird die SNCE-Verlustfunktion

$$\mathscr{L}_\mathrm{SNCE} = -\log \sum_{\delta t=1}^{N_\mathrm{P}} \frac{\exp(\psi(\mathbf{h}_\mathrm{a}^0)\cdot\phi(\mathbf{s}_{T+\delta t}^0+\mathbf{n},\delta t)/\tau)}{\sum_{k=1}^{A}\exp(\psi(\mathbf{h}_\mathrm{a}^0)\cdot\phi(\mathbf{s}_{T+\delta t}^k+\mathbf{n},\delta t)/\tau)} \tag{1}$$

als Hilfverlust verwendet, um die latente Beschreibung des Ego-Fahrzeugs $\mathbf{h}_\mathrm{a}^0$ möglichst distinktiv zu den negativen und mögichst identisch zu den positiven Beispielen abzubilden. Die endgültige Verlustfunktion für das Training setzt sich aus einer gewichteten Addition des L2-Verlusts für die Trajektorienprädiktion und dem SNCE-Verlust zusammen: $\mathscr{L} = \mathscr{L}_\mathrm{L2} + \lambda\mathscr{L}_\mathrm{SNCE}$. Durch die Rückpropagation der Ableitung des Verlusts durch die Abbildungsfunktion wird bereits der Enkodierer lernen, möglichst distinktive, latente Variablen für das Ego-Fahrzeug zu berechnen. Während der Inferenz wird nur noch der Netzpart für die Prädiktion verwendet, sodass keine Erhöhung des Rechenaufwands bei der Anwendung stattfindet. Dies ermöglicht ebenfalls einen fairen Vergleich der Prädiktionsgüte, da beide Modelle dieselbe Netzstruktur und Anzahl an Parametern aufweisen.
Zur Untersuchung der Auswirkungen auf die Distanz zu anderen Verkehrsteilnehmern wird die Pseudo-Kollisionsrate über alle N_S Evaluationsbeispiele berechnet: $R_\mathrm{col} = \sum_{n=0}^{N_\mathrm{S}-1} \mathrm{I}(\mathbf{d} \le d_\mathrm{crit})/N_\mathrm{S}$, wobei $\mathrm{I}(\mathbf{d} \le d_\mathrm{crit}) = 1$, falls eine Distanz d in

Diese Forschung wurde im Rahmen des Projektes KISSaF durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

DOI: 10.17185/duepublico/77390

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz.

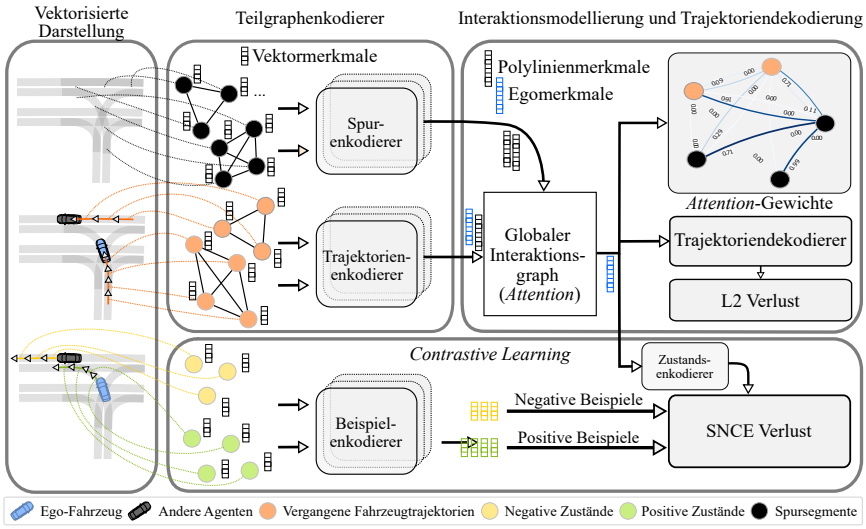


Bild 1 Schematische Darstellung des für die Trajektorienprädiktion verwendeten neuronalen Netzes. Der *Contrastive Learning*-Block ist dabei nur während des Trainings aktiv.

Tabelle 1 Quantitative Gegenüberstellung des Modells mit und ohne SNCE-Hilfverlust mittels ADE, FDE und Pseudo-Kollisionsrate R_{col}. Fette Einträge markieren das beste Ergebnis.

Verlustfunktion	ADE [m]	FDE [m]	R_{col} [%]
L2	1.596	3.624	6.422
L2 + S-NCE	**1.505**	**3.355**	**5.885**

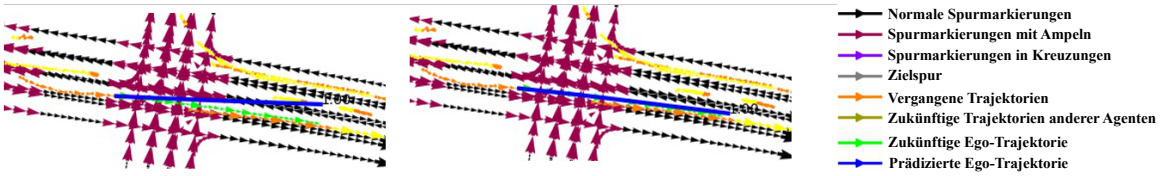


Bild 2 Qualitative Prädiktionsergebnisse des ohne (links) und mit (rechts) Social-NCE-Hilfverlust trainierten Modells.

den Distanzen **d** aller Verkehrsteilnehmer zum Ego-Fahrzeug zu jedem Prädiktionszeitpunkt kleiner gleich d_{crit} ist und 0 sonst. Da der Argo-Datensatz keine Ausmaße der Objekte beinhaltet, werden alle Verkehrsteilnehmer die sich innerhalb eines Kreises mit Radius $d_{\text{crit}} = 2.5\,\text{m}$ um das Ego-Fahrzeug befinden als Pseudo-Kollision betrachtet. Die Pseudo-Kollisionsrate ist somit ein approximatives Maß für den eingehaltenen Abstand zu allen anderen Verkehrsteilnehmern.
Die Verwendung des SNCE-Hilfverlusts führt zu einer Reduktion der Pseudo-Kollisionsrate sowie der für die Trajektorienprädiktion gängigen Metriken *average displacement error* (ADE) und *final displacement error* (FDE) (**Tabelle 1**). Somit sorgt der Hilfverlust nicht nur für einen höheren Abstand zu anderen Verkehrsteilnehmern, sondern führt ebenfalls zu einer verbesserten Abbildung des menschlichen Fahrverhaltens in der Vorhersage. **Bild 2** zeigt ein qualitatives Prädiktionsbeispiel beider Modelle. Während ohne SNCE-Hilfverlust eine sicherheitskritische Prädiktion in den Gegenverkehr erfolgt, verlässt die Vorhersage des mit Hilfverlusts trainierten Netzes nicht die eigene Spur.
Mithilfe des *Constrastive Learnings* ist es möglich, Domänenwissen in Form von positiven und negativen Beispielen in den Trainingsprozess zu integrieren. Dabei ist eine Vorhersage der seltenen, aber wichtigen negativen Entwicklungen einer Szene weiterhin möglich, da sie nicht explizit ausgeschlossen werden. In zukünftigen Arbeiten soll das Samplingverfahren für positive und negative Zustände erweitert werden, um Karteninformationen der Umgebung stärker in die Trajektorienprädiktion einfließen zu lassen. So ist es beispielsweise denkbar, kollisionsfreie Positionen auf Spurmitten als positive Beispiele und das Überqueren durchgezogener Spurmarkierungen als negative Beispiele zu verwenden.

Literatur

[1] Diehl, C.; et al.: *UMBRELLA: Uncertainty-Aware Model-Based Offline Reinforcement Learning Leveraging Planning*. In: arXiv preprint. 2021. arXiv:2111.11097.

[2] Oord, A. V. D.; Li, Y.; Vinyals, O.: *Representation learning with contrastive predictive coding*. In: arXiv preprint. 2018. arXiv:1807.03748.

[3] Liu, Y.; Yan, Q.; Alahi, A.: *Social nce: Contrastive learning of socially-aware motion representations*. In: Proceedings of the IEEE/CVF Internationale Conference on Computer Vision. 2021. S. 15119-15129.

[4] Chang, M. F.; et al.: *Argoverse: 3d tracking and forecasting with rich maps*. In: Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2019. S. 8748-8757.

[5] Diehl, C.; et al.: *Conditional Behavior Prediction for Automated Driving on Highways*. In: Proceedings of the 32. Workshop Computational Intelligence. 2022 (accepted).

Effiziente parametrisierte Fahrzeugarchitekturauslegung in der frühen Konzeptphase

M.Sc. Maximilian Schmitz, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Nachgiebige Systeme, 98693 Ilmenau, Deutschland, maximilian.schmitz@tu-ilmenau.de
Dr. Jochen Bisinger, Mercedes-Benz AG, 71063 Sindelfingen, Deutschland, jochen.bisinger@mercedes-benz.com
Prof. Lena Zentner, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Nachgiebige Systeme, 98693 Ilmenau, Deutschland, lena.zentner@tu-ilmenau.de

Kurzfassung

Der Übergang von klassischen Verbrennungsmotoren zu alternativen Antriebsarten für den motorisierten Individualverkehr (MIV) eröffnet Fahrzeugherstellern die Möglichkeit, neue Bauweisen und Architekturen zu erschließen. Durch die aktuelle, technologieoffene Phase bedingt, setzen viele Hersteller auf batterieelektrisch betriebene Fahrzeuge, die anderen halten möglichst lange an diesel- oder benzinbetriebenen Motoren fest, streben nach Hybridlösungen oder forschen an wasserstoffbetriebenen Konzepten. Jede dieser Antriebsarten bringt große bauartbedingte Unterschiede in dem Aufbau der Fahrzeuge mit sich. Häufig können dadurch alte Fahrzeug-Plattformen nicht weiter genutzt oder müssen massiv überarbeitet werden.
Gleichzeitig ist in den letzten zehn Jahren national, wie auch international, ein Trend zu immer höheren, größeren und schwereren Fahrzeugen zu beobachten [1]. Insbesondere Sport Utility Vehicles (SUV) und Geländewagen sind Profiteure dieser Entwicklung und weisen insgesamt seit 2017 in Deutschland die größten Neuzulassungszahlen auf [2].
Strengere Emissionsrichtlinien zum gesamten Flottenverbrauch (alle Fahrzeuge eines Herstellers) einzelner Hersteller erfordern jedoch leichte und aerodynamisch günstige Bauformen. So schreibt die ab dem 1. Januar 2020 in Kraft getretene EU-Verordnung [3] einen maximalen Flottengrenzwert von 95 g CO_2/km vor. Batterieelektrische Fahrzeuge stoßen nach dieser Definition 0 g CO_2/km aus, was den zuvor beschriebenen Übergang erklärt.
Im Spannungsfeld dieser Marktentwicklungen und -bedingungen ist es notwendig, künftige Fahrzeugarchitekturen in der frühen Phase in Bezug auf diese Anforderungen bewerten und absichern zu können.
Dabei soll ein vernetzter[1] Arbeitsprozess (Abbildung 1) entwickelt werden, der unter Angabe der Prognosegenauigkeit idealerweise in Echtzeit Grenzwerte und Eigenschaften zuvor definierter Anforderungsbereiche auswertet. Durch die dabei gesteigerte Zahl an berücksichtigten Anforderungsbereichen in der frühen Phase werden Iterationen verringert und der konstruktive Entwicklungsprozess effizienter gestaltet. Die für die Realisierung des Arbeitsprozesses benötigen 3D-Modelle können dadurch zudem in nachgelagerten Prozessen durch die Nutzung von xR-Technologien[2] in einer früheren Entwicklungsphase erlebbar und subjektiv bewertbar gemacht werden.

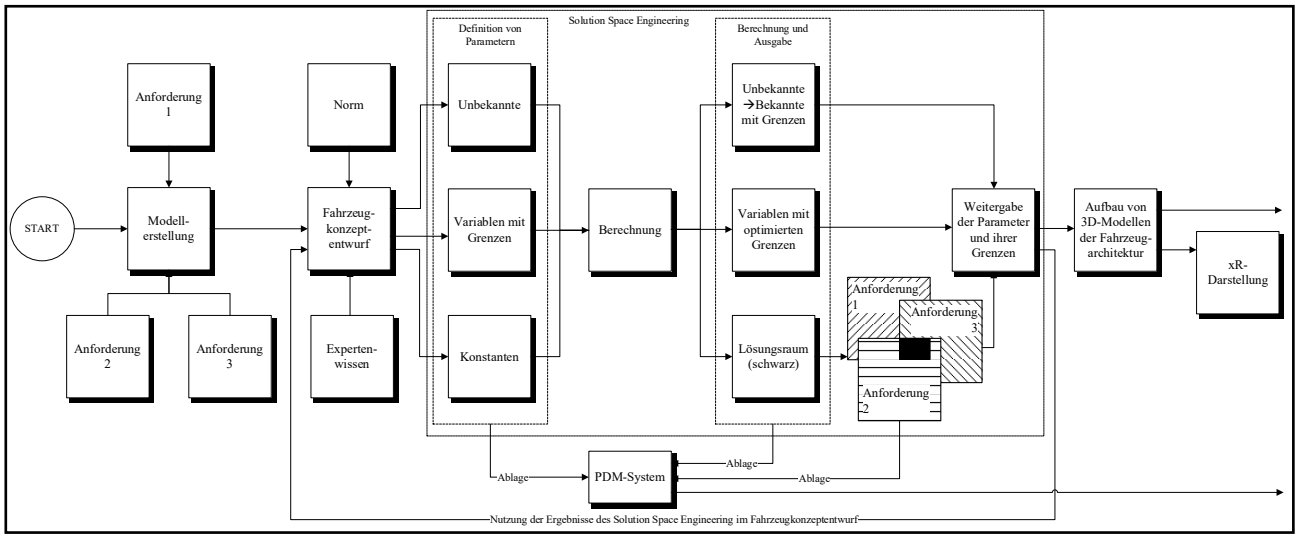


Abbildung 1: Darstellung des vernetzten Arbeitsprozesses

[1] Die Vernetzung bezieht sich auf die gemeinsame Modellerstellung, die Parameterdefinition, sowie den interdisziplinären Abgleich der Systemanforderungen aller beteiligten Entwicklungsbereiche.
[2] xR: Extended Reality

DOI: 10.17185/duepublico/77391

Alle Rechte vorbehalten.

Konkret soll der vernetzte Arbeitsprozess die Fahrzeugarchitekturauslegung in der frühen Konzeptphase unterstützen, in dem Parameter, wie Fahrzeuglänge, -breite, -höhe, Radstand, Spurbreite, Sitzpositionen etc. festgelegt werden [4], die letztlich auch die Fahrzeugklasse definieren.
Zusätzlich werden über die grobe Silhouette bereits zu diesem Zeitpunkt auch funktionale Bauräume für das Packaging der Antriebseinheit(en), Energiespeicher, Leistungs- und Bordelektronik, sowie Komfortmerkmale festgelegt.
Dabei werden zunächst relevante Parameter identifiziert, deren Abhängigkeiten untereinander mathematisch beschrieben und in ein Berechnungsmodell implementiert. Die Festlegung der berücksichtigten Anforderungen erfolgt im Anschluss. Im ersten Entwurf des Modells wird zunächst eine Abschätzung des Gewichts und der Aerodynamik über die Stirnfläche betrachtet. Aus diesen Anforderungsbereichen können bereits weitere Auslegungskriterien des Fahrzeugs im Vergleich zu vorherigen Baureihen abgeleitet werden. Dazu zählen die Auslegung der Reifen, der Wendekreis und die Reichweite des Fahrzeugs. Wurden die Parameter und deren Wechselwirkungen untersucht, können sie als Konstanten, als Variablen mit ihren Grenzen entsprechend der zuvor definierten Anforderungen oder als Ausgabegrößen festgelegt werden. An dieser Stelle sind Expertenwissen und Erfahrung besonders entscheidend, da die existierenden Literaturquellen nur bedingt Auskunft über die komplexen Wechselbeziehungen bieten.
Nach der Modellbildung folgt die Fahrzeugarchitekturauslegung und kann entweder klassisch zweidimensional oder dreidimensional stattfinden. Erstere wird im betrachteten Anwendungsfall über CAD-Software durchgeführt; Letztere hingegen durch die Nutzung von 3D-Visualisierungs- und Animationssoftware, die die einfache Weitergabe an xR-Methoden ermöglicht. Mit dieser Software liefert der Nutzer die Geometriewerte für das Berechnungsmodell. Neben der vernetzten Auslegung in der frühen Entwicklungsphase besteht der Mehrwert des Arbeitsprozesses darin, dass grundsätzlich nicht zwischen Eingabe- und Ergebnisgrößen unterschieden wird, sondern nur zwischen Variablen, Konstanten und Unbekannten. Der Nutzer kann Parameter, die eigentlich deduktiv erschlossen werden, wie zum Beispiel das Fahrzeuggewicht, auch als Konstante oder Variable mit oberer und/oder unterer Grenze definieren. Dadurch lassen sich Größen, wie beispielsweise die Fahrzeuglänge, induktiv als Wertebereich, für den alle Anforderungen erfüllt sind, erschließen.
Die zugrundeliegende Methode ist das Solution-Space-Engineering [5]. Unter der Nutzung vereinfachter, schnell rechnender Modelle werden zunächst Lösungen für die Variablen der Fahrzeugarchitektur gefunden, die den gegebenen Anforderungen entsprechen. Anschließend wird der Parameterraum systematisch untersucht, um die Punktlösungen zu Lösungsbereichen zu erweitern, wodurch robuste Systemlösungen entstehen. Insbesondere die Randbereiche sind hierbei von großem Interesse. Die Projektion dieser Lösungsbereiche oder -flächen in den mehrdimensionalen Raum führt zu Lösungsräumen, die der Methodik ihren Namen geben.
Somit wird die erstellte Fahrzeugarchitektur auf Knopfdruck oder automatisch unter Angabe der Prognosegenauigkeit gegenüber den zuvor definierten Grenzen abgeglichen und bewertet. Denkbar ist eine Darstellung als Ampel oder als Wertebereich jedes einzelnen Parameters, in dem die Anforderungen erfüllt werden. Anschließend werden die vom Nutzer festgelegten Parameter inklusive der gültigen Wertebereiche über eine Schnittstelle an ein PDM-System[3] übergeben und archiviert. Auf diese Weise können auch andere Disziplinen und Anforderungsbereiche auf die generierten Daten nach dem Ein-Quellen-Prinzip[4] zugreifen und sie nutzen.
Durch diesen Arbeitsprozess soll nicht nur die frühe Konzeptphase effizienter gestaltet, sondern auch ein besseres Gefühl für das auszulegende System und die Sensitivität der Parameter vermittelt werden. Anhand der Visualisierung der Lösungsbereiche und deren Grenzen ist der Einfluss einzelner Parameter auf das Ergebnis direkt ersichtlich. Im Rahmen des Prozessaufsatzes wurden erste Anforderungsbereiche identifiziert und Parametersätze erstellt. Damit einhergehend wird das Berechnungsmodell aufgebaut und anhand vorhandener Daten validiert. Die weitere Verarbeitung und Weitergabe der Lösungsbereiche, sowie die Integration des Arbeitsprozesses in die Fahrzeugvorentwicklung erfolgen im Anschluss.

Literatur

[1] Pischinger, S.; Seiffert, U. (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2021.

[2] Kraftfahr-Bundesamt: *Fahrzeugzulassungen (FZ) - Neuzulassungen von Kraftfahrzeugen nach Umwelt-Merkmalen Jahr 2012ff - FZ 14*. Flensburg, 2012-2021.

[3] Europäisches Parlament und Rat: *Verordnung (EU) 2019/631 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. April 2019 zur Festsetzung von CO2-Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge und zur Aufhebung der Verordnungen (EG) Nr. 443/2009 und (EU) Nr. 510/2011*. Strasbourg, 2019.

[4] SAE International: *J1100 NOV2009 Motor Vehicle Dimensions*. Warrendale: 2009.

[5] Zimmermann, M.; Edler von Hoessle, J.: *Computing solution spaces for robust design.* In: Int. J. Numer. Meth. Engng 2013; 94:290-307. 20. Februar 2013. Wiley Online Library. DOI: 10.1002/nme.4450. S. 209-3

[3] PDM-System: Produktdatenmanagementsystem

[4] Ein-Quellen-Prinzip: Nutzung einer zentralen Datenquelle, die die Nutzung veralteter Daten durch Versionierung und Zugriffsberechtigung vermeidet, sowie Doppelungen verhindert.

Effiziente Erzeugung von Rasten hochdynamischer Getriebe in der Produktentwicklung

Efficient generation of dwells in highly dynamic mechanisms during product development

Thomas Knobloch* M.Sc., Knobloch@igmr.rwth-aachen.de

Mathias Hüsing*, Prof. Dr.-Ing., Huesing@igmr.rwth-aachen.de

Burkhard Corves*, Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c., Corves@igmr.rwth-aachen.de

*RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52062 Aachen, Deutschland

Kurzfassung

Mehr als ein Drittel der weltweit bereitgestellten Energie entfällt auf den Industriesektor. Daher besteht ein langfristiger Ansatz zur Nachhaltigkeit darin, die Produktionsprozesse durch eine effiziente Prozessgestaltung zu verbessern. Die Senkung des Stromverbrauchs ist besonders wichtig und steht im Einklang mit dem Hauptziel der EU, die Energieeffizienz zu steigern. Ein Ansatz aus der klassischen Schwingungstechnik, mit welchem Mechanismen energieeffizient und materialsparend betrieben werden können, ist der Betrieb in der Eigenbewegung. Hierbei wird der Mechanismus in einer niederfrequenten Eigenmode angeregt, wodurch Resonanz ensteht. Um diese komplexe, periodische Anregung zu erzeugen, werden Servoantriebe eingesetzt. Obwohl dieser Ansatz im Stand der Technik etabliert ist, findet sich noch keine Übertragung dieses Prinzips auf Rastgetriebe. Bei Rastgetrieben werden fast ausschließlich Kurvengetriebe verwendet. Getriebe, die in hochdynamischen Maschinen wie beispielsweise Webmaschinen, Druckmaschinen oder Verpackungsmaschinen zu finden sind, laufen häufig im Mehrschichtbetrieb. Daher bietet sich dort hohes Potential zum Einsparen von Energie. In diesem Beitrag werden Ansätze zur Erhöhung der Energieeffizienz von Rastgetrieben vorgestellt. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die Eigenbewegung gelegt.

Abstract

Motion design is a fundamental task in product development and aims at developing solutions to fulfil motion tasks. Often, non-uniformly translating mechanisms are used to generate these movements. With the industrial sector accounting for more than one-third of the world's energy supply, a long-term approach to sustainability is to improve production through efficient process design. Reducing electricity consumption is particularly important and in line with the EU's main goal of increasing energy efficiency. Due to rising energy prices in Germany, reducing electricity consumption is becoming increasingly relevant from an economic point of view. If the so-called eigenmotion of a mechanism is utilised, energy consumption can be significantly reduced. In this paper, approaches for increasing the energy efficiency of dwell mechanisms are presented. Special attention will be paid to the eigenmotion.

1 Einleitung

Bewegungsdesign ist eine grundlegende Aufgabe in der Produktentwicklung und zielt auf die Entwicklung von Lösungen zur Erfüllung von Bewegungsaufgaben ab. Häufig werden zur Erzeugung dieser Bewegungen ungleichförmig übersetzende Getriebe eingesetzt. Da mehr als ein Drittel der weltweit bereitgestellten Energie auf den Industriesektor entfällt, besteht ein langfristiger Ansatz zur Nachhaltigkeit darin, die Produktion durch eine effiziente Prozessgestaltung zu verbessern [1]. Die Senkung des Stromverbrauchs ist besonders wichtig und steht im Einklang mit dem Hauptziel der EU, die Energieeffizienz zu steigern [2]. Aufgrund der steigenden Energiepreise in Deutschland wird die Reduzierung des Stromverbrauchs auch aus wirtschaftlicher Sicht immer relevanter [3].

Traditionell werden ungleichmäßig übersetzende Getriebe mit einer konstanten Geschwindigkeit angetrieben. Durch die Entwicklung von Servomotoren wird das Ausführen beliebiger, nicht konstanter Eingangsbewegungen mit einer hohen Genauigkeit möglich. Die sogenannte Eigenbewegung beweist, dass das Antreiben eines Mechanismus mit einer nicht konstanten Eingangsbewegung Vorteile hat. Bei der Eigenbewegung handelt es sich um eine nicht konstante Eingangsbewegung, weshalb Servoantriebe zum Einsatz kommen. Durch Ausnutzen der Eigenbewegung kann der Energieverbrauch erheblich gesenkt werden [4].

Eine wesentliche Bewegungsaufgabe bei ungleichmäßig übersetzenden Getrieben ist die Erzeugung von Rastbewegungen, d. h. der Erzeugung von Verweilzeiten der gewünschten Ausgangsbewegung. Hierbei werden fast ausschließlich Kurvengetriebe verwendet, besonders bei meist im Mehrschichtbetrieb laufenden, hochdynamischen Maschinen wie beispielsweise Webmaschinen, Druckmaschi-

DOI: 10.17185/duepublico/77387

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz.

nen oder Verpackungsmaschinen.
Der Antrieb eines klassischen Kurvengetriebes mit einer konstanten Eingangsgeschwindigkeit ist bei Rastbewegungen üblich, da die Kurvenscheibe eine nahezu willkürliche Bewegung des Abtriebsglieds zulässt und gleichzeitig ziemlich robust ist. Dennoch ist auch die Kombination der Servoantriebstechnik mit Kurvengetrieben bei der Anpassung der Rastdauer bekannt [6]. Bislang fehlen Methoden, die Eigenbewegung von Kurvengetrieben durch Servoantriebstechnik im Hinblick auf Energieeffizienz, insbesondere bei der Rasterzeugung, zu nutzen. Auch auf Koppelgetrieben basierende Rastgetriebe sollen in diesem Rahmen untersucht werden.

In diesem Beitrag werden Ansätze zur Erhöhung der Energieeffizienz von Rastgetrieben vorgestellt. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die Eigenbewegung gelegt. Der Betrieb eines Mechanismus in der Eigenbewegung ist die energiesparendste Methode, einen Mechanismus anzutreiben [7]. Das liegt daran, dass beim Betrieb eines Mechanismus in seiner Eigenbewegung keine Energie verbraucht wird, sofern nur Trägheitskräfte und potenzielle Kräfte überwunden werden müssen [8]. Um Prozess- und Reibungskräfte zu überwinden, muss allerdings zusätzliche Energie aufgewendet werden.
Verglichen mit einem beliebigen Getriebe, welches mit einer konstanten Antriebsgeschwindigkeit betrieben wird, liegt bei demselben Getriebe unter Betrieb in der Eigenbewegung eine veränderte Abtriebsgeschwindigkeit vor. Über einen iterativen Optimierungsprozess werden die Getriebeparameter des Getriebes in Eigenbewegung so angepasst, dass die Abtriebsbewegung an die gewünschte Abtriebsbewegung des Ausgangsgetriebes angeglichen wird. Zwischen der optimierten Abtriebsbewegung und der gewünschten Abtriebsbewegung besteht üblicherweise eine minimale Abweichung.
Falls diese Abweichung während bestimmter Abschnitte des Bewegungsverlaufes nicht erwünscht ist, muss in diesen Segmenten von der Eigenbewegung abgesehen und stattdessen der gewünschte, exakte Verlauf gewählt werden. Dadurch, dass der Betrieb während des exakten Verlaufs nicht mehr in der Eigenbewegung stattfindet, ist dieser energetisch gesehen nicht mehr als optimal zu bewerten. Für diesen Fall, dass ein Betrieb in der Eigenbewegung nicht ausschließlich gewährleistet werden kann, sollen in diesem Beitrag mögliche Ansätze diskutiert werden, um die Energieeffizienz, sowohl während dieser Bereiche, als auch allgemein über den gesamten Bewegungsverlauf, weiter zu erhöhen. Diese Ansätze umfassen die Rekuperation, das Ändern der potenziellen Energie während der Bewegung sowie das dynamische Auswuchten.

Die Herausforderung in Bezug auf den Stand der Technik besteht darin, eine variable Antriebsbewegung während des Syntheseprozesses von Rastgetrieben zu berücksichtigen. In diesem Forschungsprojekt werden am Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR) der RWTH Aachen University diesbezüglich Methoden entwickelt, die sowohl die Synthese des Mechanismus als auch den Entwurf der Antriebsbewegung umfassen, die beide voneinander abhängig sind. Bei der Synthese des Rastgetriebes werden nicht nur kinematische Parameter, sondern auch Masseparameter berücksichtigt, da diese den Servoantrieb und die Dynamik beeinflussen. Es werden die Möglichkeiten aufgezeigt, elektrische und mechanische Komponenten optimal zu kombinieren. Ziel des Projekts ist, Methoden zu entwickeln, um energieeffiziente Rastgetriebe auslegen zu können, damit deren Anzahl in Produktionsmaschinen zukünftig erhöht wird. Um die Ergebnisse auf andere Anwendungen übertragen zu können, werden die entwickelten Methoden so allgemein wie möglich formuliert.

Bevor die Ansätze zur Steigerung der Energieeffizienz von Rastgetrieben in Abschnitt 4 diskutiert werden, wird in Abschnitt 2 zunächst ein kurzer Überblick über zwei Varianten von Rastgetrieben gegeben. Im Anschluss wird in Abschnitt 3 auf die Eigenbewegung und deren Vorteile eingegangen.

2 Rastgetriebe

Als Rastgetriebe wird ein Mechanismus bezeichnet, dessen Abtriebsglied in mindestens einer Position keine Bewegung, d. h., eine Rast, aufweist. Rastgetriebe sind in vielen industriellen Anwendungen zu finden, beispielsweise in Textil- und Verpackungsmaschinen, um komplizierte Bewegungen schnell und präzise auszuführen [9].

In **Bild 1** wird ein Beispiel für einen Bewegungsplan mit temporärer Rast gezeigt. Im Bewegungsplan ist die Bewegung des Abtriebsglieds ψ in Abhängigkeit von der Bewegung des Antriebsglieds φ aufgetragen. Im Bereich der Antriebswinkelbewegung φ_{12} wird der Winkel des Abtriebsglieds $\psi(\varphi)$ konstant gehalten. ψ_H kennzeichnet diesen Rastwert.

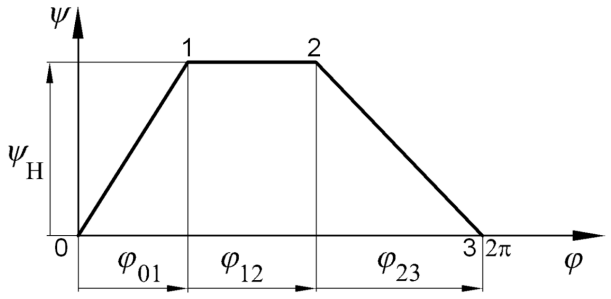


Bild 1 Bewegungsplan nach [5]

Grundsätzlich kann zwischen zwei Arten von Rastgetrieben unterschieden werden. Zum einen kann aus dem Bewegungsplan aus Bild 1 ein Kurvengetriebe bestehend aus einem Maschinengestell (1), der Kurvenscheibe (2) und einem Stößel (3) entwickelt werden, wie in **Bild 2** zu sehen ist.
Die Kurvenscheibe kann bei vorgegebener Antriebsbewegung φ so dimensioniert werden, dass der Stößel die Bewegung $\psi(\varphi)$ exakt ausführt.

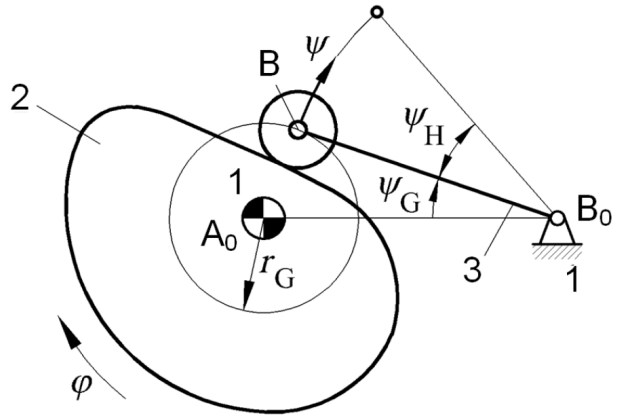


Bild 2 Kurvengetriebe nach [5]

Zum anderen kann ein Rastgetriebe auch auf Basis eines Koppelgetriebes synthetisiert werden, siehe **Bild 3**.

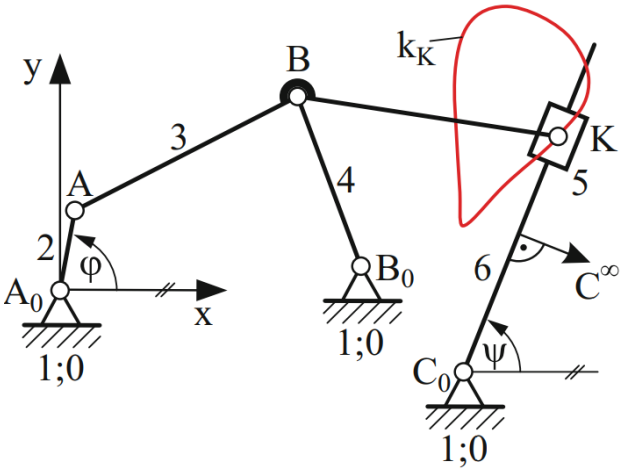


Bild 3 Doppelrastmechanismus mit geradliniger Führung [10]

Dieses Koppelkurvenrastgetriebe besteht aus sechs Gliedern, sechs Drehgelenken und einem Schubgelenk. Die Verwendung von sechs Gliedern ist bei auf Koppelgetrieben basierenden Rastgetrieben üblich [11]. Allerdings können mit einem auf einem Koppelgetriebe basierenden Rastgetriebe keine exakten Rasten erzeugt werden [12]. Dies bedeutet, dass die Geschwindigkeit des Abtriebsgliedes nicht null, sondern ausschließlich hinreichend klein ist. Ist diese sogenannte Rastabweichung zulässig für den gewünschten Bewegungsablauf, ist ein Koppelkurvenrastgetriebe einem Kurvenscheibenrastgetriebe aus Kosten- und Verschleißgründen vorzuziehen [9]. Beide Arten von Rastgetrieben sollen im Rahmen dieses Forschungsprojektes untersucht werden.

3 Die Eigenbewegung

Die theoretischen Grundlagen der Eigenbewegung existieren bereits seit einigen Jahren [4]. Doch erst seit der Entwicklung von Servomotoren ist es möglich, die nicht konstante Geschwindigkeit der Eigenbewegung vorzugeben. Die Eigenbewegung eines Mechanismus beschreibt diejenige Bewegung, die sich bei einem konstanten Energieniveau einstellt. Sie ist sowohl von den kinematischen und dynamischen Parametern eines Getriebes abhängig und kann als Winkelgeschwindigkeit verstanden werden.
Die theoretische, verlustfreie Eigenbewegung $\dot{\varphi}_e(\varphi)$ ergibt sich aus der Annahme, dass die Summe aus potenzieller und kinetischer Energie zu jedem Zeitpunkt konstant ist. Sie kann formuliert werden als:

$$\dot{\varphi}_e(\varphi) = \sqrt{\frac{\frac{1}{2}J_{red}(\varphi_0)\cdot\dot{\varphi_0}^2 + E_{pot}(\varphi_0) - E_{pot}(\varphi)}{\frac{1}{2}J_{red}(\varphi)}} \qquad (1)$$

Hierbei bezeichnen J_{red} das auf die Antriebswelle reduzierte Massenträgheitsmoment und E_{pot} die potentielle Energie. Der Anfangszustand wird mit φ_0 angegeben. Grundsätzlich besitzt jeder Mechanismus mit mindestens einem umlaufenden Getriebeelement eine Eigenbewegung [13]. Die reale Eigenbewegung ist zusätzlich durch ihre Abhängigkeit von Reibungsverlusten und Nutzmomenten gekennzeichnet. Sie kann entweder rechnerisch über den um die entsprechenden Momente erweiterten Zusammenhang aus **Gleichung 1** oder experimentell durch das Messen der Antriebswinkelgeschwindigkeit während des Auslaufvorgangs bestimmt werden [4]. Je näher ein Mechanismus im Bereich der Eigenbewegung betrieben wird, desto weniger Energie wird bei dessen Betrieb verbraucht [4].
Das Antreiben eines Mechanismus in seiner Eigenbewegung hat weitere Vorteile. Zum einen kann der Servomotor verkleinert werden. Zum anderen kann die Rast verlängert werden, indem der Antrieb während der Ruheposition der Mechanik abgebremst wird. Dieser Effekt kann wiederum genutzt werden, um die Maße der Kurvenscheibe zu verringern oder die Übertragungswinkel zu vergrößern und so das erforderliche Übertragungsdrehmoment zu minimieren.
Obwohl die Grundlagen der Eigenbewegung längst dem Stand der Technik angehören, gibt es wenige Anwendungen, in denen die Eigenbewegung zum Einsatz kommt. Dies liegt häufig daran, dass die Methoden zum Auslegen von energieeffizienten Getrieben noch relativ neu und daher noch nicht in der Industrie verbreitet sind. Zum anderen ist die Auslegung eines energieeffizienten Mechanismus komplizierter als die Auslegung eines Mechanismus mit konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit. Daher ist es wichtig, die Erkenntnisse aus der Forschung den Ingenieur*innen langfristig verfügbar zu machen.
Am IGMR wurden bereits einige Forschungen zur Eigenbewegung von Mechanismen durchgeführt und veröffentlicht. In [14] wurde die Eigenbewegung am Beispiel einer Schubkurbel untersucht, in [15] wurde ein energieeffizienter Watt-II-Mechanismus entwickelt.
Im folgenden werden Ansätze zur Erhöhung der Energieeffizienz von Rastgetrieben vorgestellt und diskutiert.

4 Ansätze zur Energieeffizienz von Rastgetrieben

Wird die Eigenbewegung eines Mechanismus bestimmt, entspricht die Bewegung des Abtriebsglieds nicht mehr der gewünschten Abtriebsbewegung des zugrundeliegenden

Getriebes. Durch einen iterativen Prozess werden die Getriebeparameter so optimiert, dass die Abtriebsbewegung des Getriebes in Eigenbewegung möglichst wieder mit der gewünschten Abtriebsbewegung übereinstimmt. Bei der in [14] untersuchten Schubkurbel weist die Abtriebsbewegung des Mechanismus in Eigenbewegung leichte Abweichungen vom ursprünglichen Getriebe auf. Ist diese Abweichung für den gewünschten Bewegungsverlauf an bestimmten Stellen zu groß, muss an diesen Stellen von der Eigenbewegung abgesehen werden.
Bei Rastgetrieben sind üblicherweise die Rastpositionen, die Dauer der Rasten sowie die Zeiten zwischen den Rasten relevant, der exakte Bewegungsverlauf zwischen den Rasten ist jedoch frei wählbar und liegt im Ermessen der Konstrukteur*in. Bei auf Koppelgetrieben basierenden Rastgetrieben ist es ein sinnvoller Ansatz, diejenigen Bewegungsbereiche, welche nicht exakt durchlaufen werden müssen, durch die Eigenbewegung darzustellen und in denjenigen Bereichen, in denen eine exakte Bewegung gefordert ist, von der Eigenbewegung abzusehen. In diesem Fall ist die Energieeffizienz des Rastgetriebes geringer als die desselben Mechanismus, der komplett in der Eigenbewegung betrieben wird.
Da Kurvengetriebe beliebige Bewegungsverläufe exakt ausführen können, existiert ausgehend von einem frei wählbaren Kurvengetriebe theoretisch eine exakte Lösung für ein auf einem Kurvengetriebe basierenden Rastgetriebe, welches über den gesamten Bewegungsverlauf in Eigenbewegung betrieben werden kann. Es ist zu untersuchen, ob und wie schnell diese Lösung ermittelt werden kann.
Falls ein Bewegungsbereich prozessbedingt nicht durch die Eigenbewegung beschrieben oder es keine zufriedenstellende Lösung für ein Kurvengetriebe in Eigenbewegung gefunden werden kann, sollen im Folgenden verschiedene Ansätze diskutiert werden, die die Energieeffizienz dieser Mechanismen weiter erhöhen können.

4.1 Rekuperation

Für den Fall, dass die Eigenbewegung aufgrund von kinematischen und prozesstechnischen Randbedingungen nicht vollständig umgesetzt und damit das Energieniveau nicht vollständig konstant gehalten werden kann, kann die Energieeffizienz des Gesamtsystems durch den Einsatz von Rekuperationsverfahren gesteigert werden. Zur Realisierung der Rekuperation erweisen sich insbesondere elektrische Speichersysteme als geeignet. Arbeitet der Servomotor als Generator, kann die umgewandelte Energie in einem Akkumulator oder einem (Super-)Kondensator gespeichert werden [16]. Die gespeicherte Energie kann nachfolgend zur Unterstützung des Motors verwendet werden. Aufgrund der geringen typischen Lastwechselzeit erscheint eine Implementierung in hochdynamischen Anwendungen denkbar [17]. Die elektrische Leistung P_{el} eines Servomotors kann nach [18] durch folgenden Zusammenhang beschrieben werden:

$$P_{el} = \frac{2}{3} R \cdot \left(\frac{M_{An}}{z_p \cdot \psi_{pm} \cdot i_g}\right)^2 + \omega \cdot M_{An} \qquad (2)$$

Hierbei bezeichnen ψ_{pm} den konstanten Fluss, R den Widerstand der Statorwicklung, z_p die Polzahl, M_{An} das Antriebsmoment, ω die Winkelgeschwindigkeit und i_g das Übersetzungsverhältnis. Über die elektrische Leistung kann dann bei einer gegebenen Zeit t auf die insgesamt vom System benötigte Energie geschlossen werden.
Auch eine Kombination aus mechanischen und elektrischen Lösungen ist möglich. Hierbei wird die überschüssige Energie verwendet, um einen zweiten Servomotor zu beschleunigen. Am Rotor des zweiten Servomotors ist ein Schwungrad befestigt. Die überschüssige Energie wird in Form von kinetischer Energie im Schwungrad gespeichert und kann später wieder in elektrische Energie umgewandelt werden, um den primären Servomotor anzutreiben [19].
Es ist zu untersuchen, ob die Energieeffizienz mithilfe dieser Ansätze sinnvoll erhöht werden kann.

4.2 Änderung des Niveaus der potenziellen Energie

Das Energieniveau des Bewegungssystems hängt von der im System gespeicherten kinetischen und potenziellen Energie ab. Da es nicht immer möglich ist, das Energieniveau des Systems für eine gewünschte Bewegung vollständig durch Änderung des Verlaufs der kinetischen Energie zu glätten, müssen andere Optionen in Betracht gezogen werden. Es sollen verschiedene Möglichkeiten untersucht werden, die das Niveau der potenziellen Energie während der Bewegung verändern. Die Praktikabilität von Ansätzen wie dem Anbringen von Federn und Magneten oder der Energiespeicherung in flexiblen Verbindungen soll durch Simulationen analysiert werden. Basierend auf dieser Analyse sollen realisierbare Optionen identifiziert werden.

4.3 Dynamisches Auswuchten

Beim dynamischen Auswuchten werden sowohl die kinematischen als auch die Massenparameter der Mechanik berücksichtigt. Dynamisches Auswuchten umfasst Massenausgleich, Gelenkkraftausgleich und Leistungsausgleich. Der Massenausgleich beinhaltet die Reduzierung der Gestellkräfte und -momente. Gelenkkraftausgleich bezeichnet die Veränderung der Kräfte, die in einem oder mehreren Gelenken des Mechanismus wirken. Verschiedene Ziele wie die Minimierung der absoluten Gelenkkraftwerte oder die Vermeidung des Kontaktverlustes der Gelenkpaare können berücksichtigt werden. Der Leistungsausgleich bewirkt die Spitzenglättung des Eingangsdrehmoments und der Eingangsleistung des Mechanismus. Dies kann durch das Modifizieren des Eingangsdrehmoments erreicht werden, welches benötigt wird, um den Mechanismus anzutreiben und potenzielle Kräfte, Reibung und mögliche Prozesskräfte zu überwinden. Ziele sind die Erhöhung der Energieeffizienz des Mechanismus durch das Senken des Energieverbrauches oder durch die reduzierte Anregung von Torsionsschwingungen der Antriebswelle. Die einfachste Methode ist die Verwendung eines Schwungrads. Durch Erhöhung des Massenträgheitsmoments der Antriebswelle wird die relative Schwankung der Energie verringert.

Die verschiedenen Maßnahmen des dynamischen Auswuchtens sollen zunächst simulativ und im späteren Verlauf des Projektes an einem Prüfstand untersucht werden.

5 Zusammenfassung

Mithilfe der in diesem Beitrag diskutierten Ansätze soll die Energieeffizienz von Rastgetrieben erhöht werden. Durch das Berücksichtigen des Antriebsbewegungsdesigns und der Getriebesynthese wird eine effiziente Erzeugung von Rastbewegungen in hochdynamischen Maschinen möglich. Aufbauend auf den Ergebnissen dieser Untersuchungen sollen die entwickelten Methoden zukünftig an einem Prüfstand validiert werden. Die Integration der Methoden in ein bestehendes Softwaretool soll zur Auslegung energieeffizienter Rastmechanismen ohne große Fachkenntnisse befähigen. Die Ergebnisse dieses Projekts sollen dazu beitragen, eine höhere Anzahl energieeffizienter Rastmechanismen in hochdynamischen Produktionsmaschinen zu etablieren.

6 Literatur

[1] McKane, A.; Prince, L.; de la Rue du Can, S.: *Policies for Promoting Industrial Energy Efficiency in Developing Countries and Transition Economies*. In: Sustainable Industrial Development, Commission for Sustainable Development. (2007) 1-2, ISSN 1867-2590, S. 11-22.

[2] European Commission: *EU climate action*. https://ec.europa.eu/clima/citizens/eu_en. Zugriff am 22. November 2022.

[3] Janson, M.: *Energie deutlich teurer als vor einem Jahr*. https://de.statista.com/infografik/26152/verbraucherpreisindizes-fuer-energie-in-deutschland/, 15. März 2022. Zugriff am 22. November 2022.

[4] Dresig, H.; Vul'fson, I. I.: *Dynamik der Mechanismen*. Wien, New York: Springer, 1989. ISBN 978-3-7091-9036-4.

[5] VDI-Richtlinie 2142, *Auslegung ebener Kurvengetriebe – Grundlagen, Profilberechnung und Konstruktion*. Standard, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2017.

[6] Müller, M.; Grätz, J.; Hüsing, M.; Corves, B.: *Flexibilisierung von Verarbeitungsprozessen mittels servogesteuerter Kurvengetriebe*. In: Verarbeitung & Verpackung 4.0: VVD 2018 - Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik: Tagungsband: 15./16. März 2018, Dresden/Radebeul / Technische Universität Dresden, VDMA, Fraunhofer IVV.

[7] VDI-Richtlinie 2149, *Blatt 1: Getriebedynamik: Starrkörper-Mechanismen*. Standard, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2008.

[8] Dresig, H.; Holzweißig, F.: *Maschinendynamik*. Berlin: Springer, 2016, ISBN 978-3-662-52712-2.

[9] Norton, R. L.: *Design of Machinery*. McGraw-Hill Education (ISE Editions), 2004, DOI 10.1115/1.1605770.

[10] Kerle, H.; Corves, B.; Hüsing, M.: *Getriebetechnik: Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmässig übersetzender Getriebe*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 5. Auflage, 2015, ISBN 978-3-658-10056-8.

[11] Shiakolas, P. S.; Koladiya, D.; Kebrle, J.: *On the optimum synthesis of six-bar linkages using differential evolution and the geometric centroid of precision positions technique*. In: Mechanism and Machine Theory, 2005, DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2004.07.005.

[12] Shimojima, H.; Ji, G. L.: *Dimensional Synthesis of Dwell Function Generators (On 6-Link Stephenson Mechanisms)*. JSME international journal, 1987, Volume 30, Issue 260, Pages 324-329. DOI 10.1299/jsme1987.30.324.

[13] Dresig, H.; Fidlin, A.: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. Springer Vieweg Berlin, Heidelberg, 2014. DOI 10.1007/978-3-662-59137-6.

[14] Schwarzfischer, F; Hüsing, M.; Corves, B.: *The Dynamic Synthesis of an Energy-Efficient Slider-Crank-Mechanism*: In: Proceedings of the International Symposium of Mechanism and Machine Science, 2017, DOI 10.1007/978-3-319-79111-1.

[15] Schwarzfischer, F; Hüsing, M.; Corves, B.: *The Dynamic Synthesis of an Energy-Efficient Watt-II-Mechanism*: In: Carvalho, J. C. M. et al., Multibody Mechatronic Systems, Cham: Springer International Publishing, 2018, DOI 10.1007/978-3-319-67567-1_20.

[16] McCluer, S.; Christin, J.-F.: *Comparing Data Center Batteries, Flywheels, and Ultracapacitors*. In: White Paper 65 Revision 2, Schneider Electric, 2011.

[17] Sardar, A.; Dey, R. K.; Muttana, S. B.: *A Deep Dive into Kinetic Energy Recovery Systems - Part II*. In: Auto Tech Review, 4 (2015) 7, pp. 20–25, DOI 10.1365/s40112-015-0942-5.

[18] Lorenz, M.; Paris, J.; Schöler, F; Barreto, J.-P.; Mannheim, T.; Hüsing, M.; Corves, B.: *Ansatz zur energieeffizienten Bahnplanung und Maßkonfiguration für den fünfgliedrigen Roboter RePlaLink*. In: Bertram, T.; Corves, B.; Janschek, K. (Eds.), Fachtagung Mechatronik 2017, Dresden: Technische Universität, 2017, ISBN 3000558322.

[19] Trzesniowski, M.: *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, 2012, DOI 10.1007/978-3-8348-2209-3.

Entwicklung eines ROS-Kommunikationssystems für die robotische Telemanipulation mit haptischem Feedback mittels Handbewegung in einem MRK-Szenario

Development of a ROS communication framework for robotic telemanipulation with haptic feedback using hand movement in a co-robot context

Akhilraj Anilkumar, Luise Brinster, Maik Berger

TU Chemnitz, Professur Montage- und Handhabungstechnik, akhilraj.chamakkalayil-anilkumar@mb.tu-chemnitz.de

Kurzfassung

Im Kontext der kollaborierenden Robotik besteht ein Bedarf für Roboterhandgelenke, welche spezielle Anforderungen bei der Zusammenarbeit mit einem Menschen erfüllen müssen. Aufgrund von sicherheitsrelevanten Erwägungen besitzen kollaborierende Systeme oft Beschränkungen hinsichtlich der maximal möglichen Arbeitsgeschwindigkeit, weswegen Aufgaben in kleinen Arbeitsräumen nur vergleichsweise langsam durchführbar sind. Ein vielversprechender Ansatz im Roboterdesign ist deshalb die Verwendung eines weiteren, kleineren Roboters als Handgelenk, welcher in spezifischen Handhabungssituationen diesen Nachteil ausgleicht. In der von Wabnitz et. al. durchgeführten Konzeptstudie [1] wurde ein Handgelenk auf Basis einer Delta-Parallelkinematik ($F_1 = 3$) an einem kollaborierenden Roboter der Fa. Universal Robots (UR5, $F_2 = 6$) angeschlossen. Dabei kam für die Handhabung des zu manipulierenden Objekts der Delta-Roboter zum Einsatz, der durch den UR5 im Raum positioniert wurde. Durch die Kombination aus dem Roboter mit serieller und einem weiteren mit parallelkinematischer Struktur konnten die Vorteile beider Systeme in einem hybriden Roboter vereint werden.
Für den Einsatz dieses Mehrrobotersystems in einer Handhabungsaufgabe ist ein Steuerungskonzept zu erstellen, das aufgrund des hohen Freiheitsgrades von $F = 9$ eine Schwierigkeit darstellt. In obengenannter Studie wurden deswegen zwei miteinander unabhängige Steuerungen, jeweils für einen Roboter, implementiert und eine nach dem anderen ausgeführt. Die von den Robotern angefahrenen Punkte wurden in den jeweiligen Steuerungen für die Wiederholung gespeichert.

Aufbauend darauf soll eine Kommunikationsschnittstelle für die Verbesserung der Steuerung des Mehrrobotersystems erstellt werden, damit über lediglich eine Steuerung die Position beider Roboter bestimmt und für eine spätere Wiederholung gespeichert werden kann. Weiterhin soll die Positionierung der einzelnen Roboter intuitiv über einfache Handbewegung erfolgt und ein erfolgreiches Greifen durch ein kinästhetisches Feedback bestätigt werden. Dies soll als eine Vorstudie zu einem Projekt in der Implementierung des Force-Feedbacks in der Teleoperation dienen.
Die Telemanipulation des UR5 soll über die Bewegung der rechten Hand erfolgen, deren Position über einen Leap-Motion-Controller verfolgt werden kann. Dabei wird der Delta-Roboter im Raum positioniert und orientiert, der, nach dem Tragen eines Force-Feedback-Handschuhs [2], mit der linken Handbewegung gesteuert werden soll. Der Handschuh verfügt über einen Virtual-Reality-Controller (VR-Controller), dessen Position mithilfe des VR-Headsets (Oculus-Quest) verfolgt wird, und mehrere mit Servomotoren angetriebene Koppelgetrieben für die Kraftrückmeldung auf die Fingerspitzen. Die Fingerbeugung soll den Greifer am Delta-Roboter antreiben und der erfolgreiche Greifvorgang in Form eines Force-Feedbacks bestätigt werden.
Die Kommunikation soll über das Open-Source-Framework ROS™* (Robot Operating System) realisiert werden. Darüber können von anderen entwickelte Programme genutzt werden, sodass der Fokus allein auf den Neuentwicklungen liegt. Die einzelnen Module (der UR5, der Delta-Roboter, der haptische Handschuh und der Leap-Motion Controller) sollen Informationen mithilfe von ROS-Knoten (Nodes) austauschen. Abb. 1 stellt die geplante Kommunikation zwischen den Modulen dar.

Ziel der Untersuchung ist, dass die Nutzer:innen mit der Bewegung der rechten Hand den Delta-Roboter an einem beliebigen Punkt im Raum platzieren und ihn mit der Bewegung der linken Hand ansteuern können. Die Fingerbewegung soll zum Öffnen und Schließen des Greifers führen und der erfolgreiche Greifvorgang ein Force-Feedback verursachen.
Es wurde bereits einige Studien in der Telemanipulation industrieller Roboter mittels Leap-Motion-Controllers oder haptischen Handschuhs durchgeführt. Jang et. el. haben beispielsweise einen UR5 über ROS mit einem Leap-Motion Controller teleoperiert [3]. Li et. al. nutzten einen haptischen Handschuh für die Steuerung eines seriellen Roboters über ROS [4]. Bisher wurde es aber nicht untersucht, wie die Kombination aus haptischem Handschuh und Leap-Motion-Controller für die Telemanipulation eines Mehrrobotersystems angewendet werden kann.
Zum aktuellen Stand können der Leap-Motion Controller, der Delta-Roboter und der UR5 über ROS Informationen austauschen. Es besteht noch die Anforderung, den haptischen Handschuh mit ROS zu verbinden. Außerdem ist es nötig, die

DOI: 10.17185/duepublico/77396

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz.

Steuerung des UR5 über ROS zu implementieren .

Im Vortrag wird der aktuelle Stand des Projekts vorgestellt. Insbesondere werden Aspekte zur Auswahl, Kommunikation und Bearbeitung der für die Robotersteuerung notwendigen Daten und die dafür angewendeten Bibliotheken erläutert. Weiterhin soll der Vortrag einen Einblick geben, wie diese bearbeiteten Daten für die Bestimmung der Gelenkpositionen der Roboter genutzt werden. Folgende Problempunkte sind noch nicht komplett zu Ende gedacht und könnten Gegenstand der Diskussion und des wissenschaftlichen Austauschs sein:

- Erstellung der Kommunikation zwischen Oculus-Quest und ROS (beispielsweise über die Bibliothek ROS# und die Spieleengine Unity).
- Konvertierung der Werte aus dem Leap-Motion Controller in die Gelenkposition des UR5. Hierbei müssen diese Werte auf das richtige ROS-Topic publiziert werden. Alternativ kann die ROS-Bibliothek *actionlib* angewendet werden und der Informationsaustausch über *Action-Server* und *Action-Client* erfolgen.

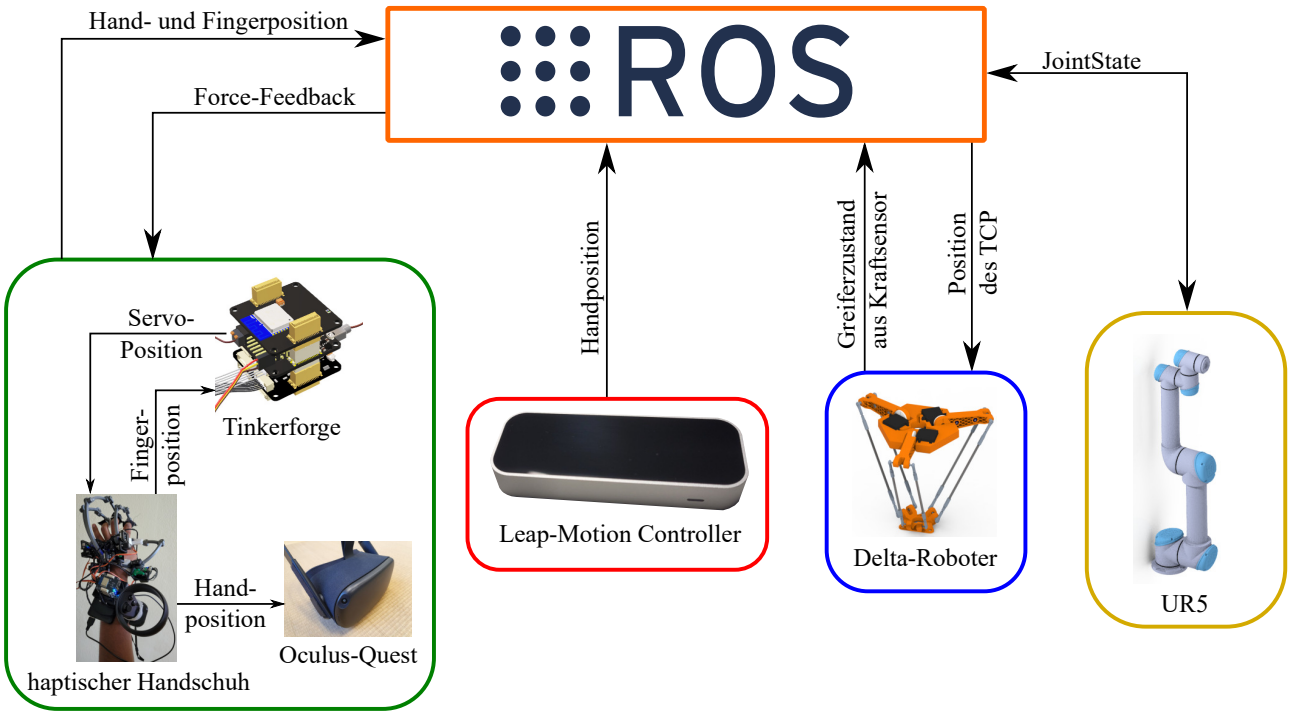


Bild 1 Kommunikation zwischen den einzelnen Modulen und ROS

Literatur

[1] Wabnitz, P.; Heine, A.; Chen, L.; Teichgräber, C.; Berger, M.: *PAROHA: Konzeptstudie eines Parallelkinematik-Roboter-Handgelenks für spezifische Handhabungsaufgaben in einem MRK-Szenario*. In: Fachtagung Mechatronik 2019, 27.-28.03.2019, Paderborn, ISBN 9783945437056, S. 192-196.

[2] Anilkumar, A.; Wabnitz, P.; Berger, M.: *Entwicklung eines haptischen Handschuhsystems für Virtual-Reality-Anwendungen*. In: Getriebetagung 2022. - Logos Verlag Berlin. 2022, ISBN 978-3-8325-5552-8, S. 215 - 223.

[3] Jang, I.; Carrasco, J.; Weightman, A.; Lennox, B.: *Intuitive bare-hand teleoperation of a robotic manipulator using virtual reality and leap motion*. In: Towards Autonomous Robotic Systems. 2019. Lecture Notes in Computer Science, vol 11650. Springer, ISBN 978-3-030-25332-5, S. 283 - 294.

[4] Li, S.; Rameshwar, R.; Votta, A.M., Onal, C.D: *Intuitive Control of a Robotic Arm and Hand System With Pneumatic Haptic Feedback*. In: IEEE Robotics and Automation Letters, vol. 4, no. 4, ISSN 2377-3766, S. 4424 - 4430.

*ROS is a trademark of Open Source Robotics Foundation

Reduktion eines menschlichen Körpermodells für eine echtzeitfähige Kollisionsvermeidung in der Mensch-Roboter-Kollaboration

Reduction of a human body model for online collision avoidance in human-robot-collaboration

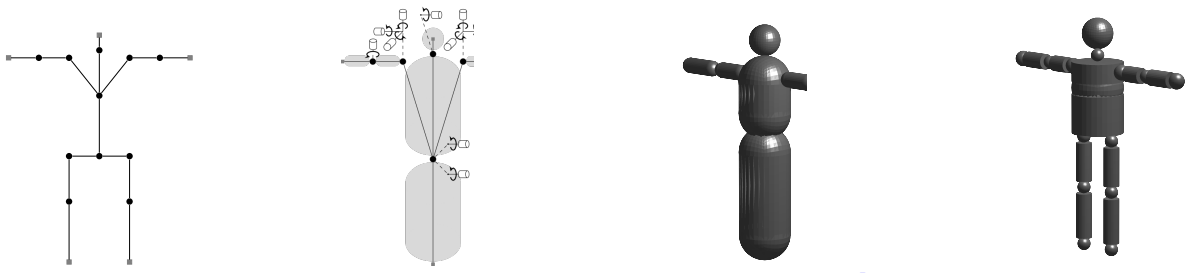
Heiko Renz, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, heiko.renz@tu-dortmund.de

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

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

Kurzfassung

Modelle des menschlichen Körpers werden in verschiedenen Ausführungen und unterschiedlichen Anwendungsgebieten benötigt. Zur Prädiktion menschlicher Bewegungen ist beispielsweise ein Skelettmodell nötig, welches die Posen verschiedener Körperteile darstellen kann [1]. Darüber hinaus ist in der Robotik oftmals eine Betrachtung des Körpers in einer vereinfachten Form erwünscht, um Distanzen zwischen dem Menschen und dem Roboter echtzeitfähig zu bestimmen [2]. Der vorliegende Beitrag stellt daher eine systematische Reduktion eines Referenzmodells (s. Abb. 1a) auf ein reduziertes Modell (s. Abb. 1b) vor und vergleicht die Rechenzeit zur Berechnung aller Distanzen zwischen den Modellen und dem Roboter. Diese Rechenzeit ist beispielsweise von Bedeutung, wenn eine echtzeitfähige Trajektorienplanung mit Kollisionsvermeidung genutzt werden soll [3]. Zur Darstellung im Arbeitsraum wird ein Körpermodell (s. Abb. 1c) für das reduzierte Skelett entworfen und mit einer detailgetreueren Darstellung eines Körpermodells (s. Abb. 1d) für das Referenzskelett (s. Abb. 1a) verglichen. Der Vergleich untersucht die Genauigkeit der reduzierten Körperdarstellung.
Abb. 1a zeigt das Skelett, welches von einem Motion-Capture System bereitgestellt wird [4]. An jedem der schwarzen Punkte befindet sich ein Gelenk mit drei Freiheitsgraden. Abb. 1b zeigt eine Vereinfachung dieser Darstellung. Alle Gelenke mit drei Freiheitsgraden werden durch einzelne oder mehrere rotatorische Gelenke vereinfacht und somit wird die Anzahl an Gelenken und Körperteilen reduziert. Diese Vereinfachungen erleichtern die Bestimmung einer analytischen inversen Kinematik, mit welcher reale Bewegungsdaten eines Motion-Capture Systems auf das vereinfachte Körpermodell übertragen werden können, damit Zustandsschätzungen sowie Extrapolationen im Gelenkraum des Skeletts effizient möglich sind. Für das reduzierte Skelett wird das Körpermodell in Abb. 1c mit Hilfe von *Swept-Sphere Volumes* (SSVs) [5] erstellt. Die Nutzung von SSVs begünstigt eine schnelle Berechnung von Distanzen. Das Körpermodell des Referenzmodells in Abb. 1d dient zum Vergleich der Genauigkeit des reduzierten Körpermodells und stellt eine mögliche Volumendarstellung für das Referenzskelett dar. Die explizite Darstellung von menschlichen Gelenken als Kugeln wird in dem reduzierten Körpermodell den zugehörigen vorangehenden oder nachfolgenden Körperteilen zugeordnet. Dies senkt die Anzahl an Volumenkörpern, die zur Modellierung des Körpers nötig ist, und somit die Anzahl an nötigen Distanzberechnungen. Die Beine werden in diesem Beispiel signifikant reduziert und in einen Volumenkörper mit einer Bewegungsrichtung (s. Abb. 1b) vereint. Begründet liegt diese Vereinfachung darin, dass kollaborierende Roboter für unterstützende Tätigkeiten häufig auf Tischhöhe montiert werden. Die Beine des Menschen werden somit einem geringerem Kollisionsrisiko ausgesetzt.



(a) Skelett des Referenzmodells **(b)** Skelett des red Modells **(c)** Körper des red Modells **(d)** Körper des Referenzmodells

Bild 1 Skelett des Referenzmodells (a) und des vorgestellten reduzierten Modells (b). Eine Körpervolumendarstellung des reduzierten Modells (c) basierend auf *Swept-Sphere Volumes* und ein detailgetreueres Vergleichsmodell für das Referenzskelett (d).

DOI: 10.17185/duepublico/77399

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz.

Tabelle 1 Rechenzeit und Anzahl verschiedener Distanztypen

Distanztyp	Mittlere Rechenzeit	Referenz-modell	Reduziertes Modell
Punkt-Punkt	18 ns	45	3
Punkt-Strecke	28,2 ns	75	21
Strecke-Strecke	38,1 ns	30	18

Tabelle 2 Ergebnisse Voxelvergleich für Permutationen mit und ohne Beinkörper und für eine reale Bewegung

	V_{crit}	V_{add}
Permutationen, mit Bein	12,26 %	50,28 %
Permutationen, ohne Bein	16,93 %	9,51 %
Reale Bewegung, ohne Bein	27,02 %	32,41 %

Die Evaluation bewertet im Folgenden zunächst die Rechenzeiten und dann die Modellgenauigkeit. Zur Nutzung des reduzierten Modells mit dem echtzeitfähigen Trajektorienplaner [3] ist eine geringe Rechenzeit zur Berechnung aller Distanzen zwischen den Modellen des Menschen und dem Roboter notwendig. Der Roboter wird hierbei ebenfalls mit SSVs dargestellt, sodass ausschließlich die Distanztypen Punkt-zu-Punkt, Punkt-zu-Strecke und Strecke-zu-Strecke vorliegen. Der Roboter besteht dabei aus jeweils drei Zylindern und drei Kugeln. Für die drei Distanztypen werden Rechenzeiten über 10 Iterationen mit jeweils 100.000 Beispielen bestimmt. Die zur Berechnung genutzte Hardware ist mit einem Intel i5-12600KF mit 3,7 GHz und 32 GB RAM ausgestattet. Die gemittelten Rechenzeiten sowie die Anzahl der Distanztypen zwischen den Körpermodellen und dem Roboter sind in Tabelle 1 dargestellt. Es ergeben sich Gesamtrechenzeiten von 4.068 ns (Referenzmodell) und 1.332 ns (reduziertes Modell), was einer Reduktion um den Faktor 3 entspricht.
Zur Bestimmung der Genauigkeit der Volumendarstellungen wird ein Voxelvergleich zwischen den Modellen gemacht. Die Voxel haben dabei eine Kantenlänge von $l_{\text{V}} = 1\,\text{cm}$. Von besonderem Interesse sind dabei die relative Anzahl an Voxeln $V_{\text{crit}} = {}^{n_{1,0}}/_{n_{\text{ref}}}$ und $V_{\text{add}} = {}^{n_{0,1}}/_{n_{\text{red}}}$, mit $n_{1,0}$ als Anzahl an Voxeln die ausschließlich im Referenzmodell und $n_{0,1}$ als Anzahl an Voxeln die ausschließlich im reduzierten Modell belegt sind, und n_{ref} sowie n_{red} als Anzahl an belegten Voxeln im Referenzmodell beziehungsweise dem reduzierten Modell. Die Metrik V_{crit} betrachtet ein potenzielles Risiko für den Menschen durch nicht abgedecktes Volumen. Die Metrik V_{add} betrachtet zusätzlich belegtes Volumen im Arbeitsraum. Zur Prüfung einer weiteren Vereinfachung des Modells durch Entfall des Beinkörpers, werden V_{crit} und V_{add} für das reduzierte Modell mit und ohne Beinkörper berechnet. Als Bewegung werden 88 künstliche Permutationen des Oberkörpers genutzt. Tabelle 2 zeigt die zugehörigen Ergebnisse. Der erhöhte Wert von V_{crit} für ein Modell ohne Beinvolumen gegenüber der Darstellung mit Beinvolumen entsteht durch den abgerundeten Bereich an der Hüfte des reduzierten Modells. Wird der Beinkörper modelliert, so überlagert dieser einen Teil der unbelegten Voxel des Referenzmodells. Die Modellierung des Beinkörpers erzeugt eine Steigerung der zusätzlich belegten Voxel. Über die Hälfte aller Voxel des reduzierten Modells entfallen dabei auf Bereiche, die das Referenzmodell nicht belegt. Über 40 % entstehen dabei durch den Beinkörper. Daher entfällt im Folgenden der Beinkörper, da die Steigerung von V_{crit} im Vergleich zum zusätzlichen Volumen gering ist. Anschließend werden die Ergebnisse des reduzierten Modells ohne Beinkörper für die 88 Permutationen mit denen für eine aufgenommene freie Bewegungssequenz verglichen, welche ebenfalls in Tabelle 2 dargestellt sind. Bei einer aufgenommenen Bewegung wird die Belegung der Voxel direkt aus den gemessenen Positionen und Körperteilmaßen des Referenzmodells bestimmt. Der gestiegene Fehler V_{crit} ist dadurch zu begründen, dass die Berechnung der Volumen für eine echte Bewegungssequenz basierend auf gemessenen Positionen und Körperteilmaßen alle Änderungen des menschlichen Bewegungsapparates berücksichtigen kann. Die inverse Kinematik berechnet aus den Positionen die Gelenkwinkel aller definierten Gelenke des reduzierten Modells (s. Abb. 1b). Das reduzierte Modell ist aber eine Vereinfachung und kann daher nicht alle Bewegungen des flexibleren Bewegungsapparates abbilden.
Abschließend wird die Nutzung des reduzierten Modells für eine echtzeitfähige Kollisionsvermeidung als sinnvoll erachtet, da die Reduktion der Rechenzeit trotz der geringeren Genauigkeit des Modells von Vorteil ist.

Die Autoren bedanken sich für die finanzielle Unterstützung des Projektes durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG, Projektnummer 497071854).

Literatur

[1] Aksan, E.; Kaufmann, M.; Hilliges, O.: *Structured prediction helps 3D human motion modelling*. In: Proceedings of the IEEE/CVF International Conference on Computer Vision (ICCV), 2019. Seoul, Korea.

[2] Corrales, J. A.; Candelas, F. A.; Torres, F.: *Safe human–robot interaction based on dynamic sphere-swept line bounding volumes*. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. (2011), Volume 27, S. 177-185.

[3] Krämer, M.; Rösmann, C.; Hoffmann, F.; Bertram, T.: *Model predictive control of a collaborative manipulator considering dynamic obstacles*. Optimal Control Applications and Methods. (2020), Volume 41, S. 1211-1232.

[4] OptiTrack: *Skeleton Tracking*. Website: https://v22.wiki.optitrack.com/index.php?title=Skeleton_Tracking, Besucht am: 02.11.2022.

[5] Larsen, E.; Gottschalk, S.; Lin, M. C.; Manocha, D.: *Fast proximity queries with swept sphere volumes*. Technical Report TR99-018 (1999), Department of Computer Science, University of North Carolina, S. 3719-3726

Kinematic analysis of a parallel mechanism for automated imaging of an Organ-on-a-Chip culture system

Kinematische Analyse eines Parallelmechanismus zur automatisierten Bildgebung von Organ-on-a-Chip Kulturen

Cédric Schicklin, Manuela Eugster, Georg Rauter
University of Basel, Department of Biomedical Engineering, 4123 Allschwil, Switzerland
{cedric.schicklin, manuela.eugster, georg.rauter} @unibas.ch

Short Summary

Organ-on-a-Chip approach makes it possible to produce vascularized organoids for pre-clinical drug studies using incubators and rockers. Automation of organoids generation is desirable to reduce human resources and increase reproducibility. However, automation requires information such as the growth status of the organoids to be recorded directly within the incubator. Hereby, avoiding regular incubator opening by including an autonomous planar parallel robotic imaging system will prevent disturbing the organoids' growth. To avoid rotations of the miniature microscope while inspecting the different organoids-on-a-chip in the constrained incubator space, the parallel robot is constrained to two translational DoFs. Here, we present the kinematic design of the robot that fulfils the workspace requirements and space constraints inside the incubator.

Introduction

Organs are defined as a collection of tissues that structurally form a functional unit specialized to perform a particular function. Organoids are in vitro miniaturized and simplified model systems of organs which self-organize into complex structures [1]. Organoids have proven to be accurate human model systems (HMS) for in vitro pharmaceutical research [2, 3, 4]. Successful synthesis of full or partial human organs for regenerative medicine is still in it's early phase of research [5]. Several approaches exist to synthesize organoids, including the organ-on-a-chip (OoaC) approach, in which cells self-assemble in a gel using microchannels engraved into a chip for nutrition placed in a chamber designed to maintain a constant temperature, high humidity and atmosphere: an incubator [6]. This approach is commonly used for pharmaceutical studies and research, such as at F. Hoffmann-La Roche (Basel, Switzerland, https://www.roche.com) [7]. For synthesis, the organoids require a cell culture medium. When a culture fluid is continuously moved through a microchannel, the system is said to be under perfusion. Under perfusion, organoids might form blood vessels. Organoid blood vessels structure is called vasculature. Several start-ups in the OoaC field are commercializing standardized OoaC plates compatible with perfusion for vascularized organoids (Mimetas, Netherlands; AIMbiotech, Singapore). The majority of OoaC in pharmaceutical research are placed on a rocking system to automatically actuate the perfusion feeding organoid lumens by transferring culture medium from a reservoir to another using hydrostatic pressure. Synthesis of vascularised organoids with OoaC and a perfusion rocker has proven to be reliable, however, the workflow steps are mostly manual, time-consuming, and commercial solutions for automation are not performing medium exchange, imaging capabilities on the rocker, imaging capabilities in the incubator. Many points, such as the regular medium exchange and the imaging of organoids during the culture, remain burning topics of research. Imaging of the organoids using microscopes is used for human visual inspection of the organoid growth and health at certain time points during the synthesis. In situ imaging inside the incubator on the rocker would be beneficial since organoid perfusion would neither need to be stopped nor would organoids have to be taken out of the incubator risking contamination and abrupt temperature changes. Imaging of organoids during perfusion on a perfusion rocker is currently not possible for rocker-actuated hydrostatic pressure OoaC because the OoaC orientation is changing constantly. A constant microscope orientation from the organoid is important to image organoids in a similar orientation, simplifying the human image readability and computer analysis. Furthermore, successful automation of organoid culture synthesis requires measurement and feedback on information such as cell adherence completion after plating, organogenesis, tube formation completion, or angiogenesis.

To overcome the current shortcomings in vasculature of OoaC, we propose introducing a parallel mechanism consisting of two parts: a parallel manipulator (Fig. 1, black) combined with an additional parallel linkage mechanism (Fig. 1, green), both attached directly to the OoaC support or the incubator frame. A miniature microscope is mounted on the parallel manipulator's end-effector. The parallel manipulator allows to move the microscope in 2 translational degrees of freedom (DoF) above the plate and the additional parallel linkage mechanism ensures a constant orientation of the microscope during imaging of the organoids. Parallel mechanisms appeared to be the best choice because of their high accuracy and rigidity [8]. Furthermore, the actuators of the parallel manipulator can be fixed to the base, which minimizes the footprint of the mechanism's moving parts.

In this paper, we present the kinematics of the robot (Fig. 1). The available space for the robot inside the incubator is limited to a depth (y) of 155 mm, a width (x) of 280 mm and a height (z) of 200 mm (red in Fig.2). The robot should move the microscope between stacked OoaC plates inside the incubator. This operational workspace is therefore smaller than the available space in side the incubator and has a depth (y) of 115 mm, a width (x) of 147 mm and a height (z) of 19 mm (Fig. 2, green) to image an area of depth (y) of 75 mm and a width (x) of 117 mm (Fig. 2, blue) called the imaging workspace.

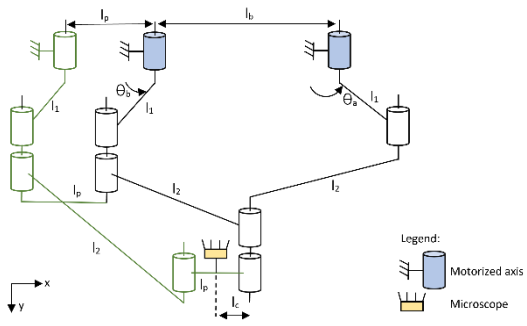


Figure 1 CAD schematics of the joints. In black, the parallel manipulator mechanism, in green the parallel linkage mechanism.

Additionally, the microscope orientation should be passively actuated to stay constant when the robotic arm is actuated.

DOI: 10.17185/duepublico/77403

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License.

Also, the microscope's position accuracy should be below 400 µm in x-direction and below 400 µm in y-direction.

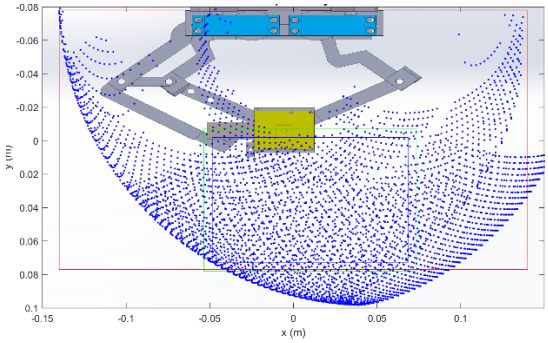


Figure 2 Example of the workspace coverage in relation to the desired imaging workspace for a given set of robot parameters {l_1, l_2 and l_b} in Matlab Simscape.

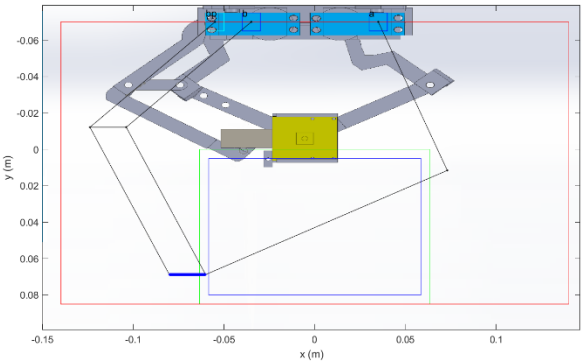


Figure 3 Example of visualisation of all links' position and orientation within the allowed workspace footprint in red for one specific robot input parameter sets {l1, l2 and lb} and one ϑ_a and ϑ_b possiblity.

Materials and methods

The additional parallel linkage mechanism (Fig. 1, green) is maintaining the end-effector's orientation. The length of the link l_p is chosen arbitrarily at 20 mm.

We used Matlab and Simscape to find all possibilities for the robot's arm link lengths and verify the constant end-effector orientation to doublecheck the lengths of the additional parallel linkage mechanism, i.e. robot synthesis. The joint positions were computed using the *KinematicsSolver* from Simscape for a multibody model. The link lengths l_1, l_2 and l_b are iteratively edited to respect the following conditions 1) the microscope should access all the imaging workspace 2) the robotic arm should stay inside the workspace footprint.

The kinematic solver is computing joint positions for each parameter by moving actuated joint angles θ_a and θ_b from 1 to 179 degrees over 100 points for each angle. The solver might find different possible solutions for different robotic arm configuration. Therefore initial parameters from other angles than θ_a and θ_b are provided to the solver to avoid that the solver is ccomputing joint positions for another configuration.

Different robot parameter sets {l_1, l_2, and l_b} are provided to the kinematic solver for given values of {l_p and l_c}.

If the solver finds a solution, end-effector positions are visualized in Matlab in a first drawing (Fig. 2) and all robotic arm links are visualized in Matlab in a second drawing (Fig. 3). A visual inspection is performed to verify that 1) the imaging workspace is covered by simulated end-effector points on the first drawing 2) joint positions are within the allowed footprint workspace 3) no regime change is happening 4) no singularity is visible on the second drawing.

Results

The robot synthesis resulted in different feasible robot parameter sets {l_1, l_2, and l_b}. The visualization of the achievable workspace of one parameter set is shown by discrete end-effector points that are achieved by changing the motor angles θ_a and θ_b in discrete steps (Fig. 2). The visual inspection of these end-effector positions verified that the robot can reach the targeted operational workspace as required (Fig. 2). The robot synthesis demonstrates that with link lengths l_1 = 90 mm, l_2 = 92 mm, and l_b = 70 mm define a feasible set of parameters because the resulting robotic arm design can access the desired imaging workspace within the allowed operational workspace. The constraints given by the operational workspace and the desired imaging workspace entail that the kinematics is close to singularities in the corners of the imaging workspace.

For different robot parameter sets {l_1, l_2, and l_b}, the visualization shows a constant orientation of the microscope supporting link of length l_p (Fig. 3). The simulation results confirmed that the orientation of the robotic arm's end-effector is constant for all the calculated end-effector positions.

Discussion

Parallel manipulators have been extensively studied due to their advantages in terms of accuracy and stiffness. In this abstract, we add an additional passive parallel linkage mechanism that is linked to the planar parallel kinematics structure to generate a pure translational end-effector motion. This allows the robot to keep the rotation of a microscope on the end-effector constant.

The robot synthesis in order to find the robot parameters {l_1, l_2, and l_b} for given values of {l_p and l_c} for covering a desired imaging workspace while remaining within the bounds of the operational workspace has been achieved using the *KinematicsSolver* from Simscape.

The mechanism is close to singularities when accessing imaging workspace corners thus 1) singularity analysis should be implemented in the control system and calibration routine to ensure that no singularity occurs during operation or 2) an alternative mechanism should be studied that prevents getting close to singularities for the given requirements.

Finally, robot synthesis revealed a parameter set for a potential design and visualized the achievable workspace by a cloud of discrete points.

Acknowledgments

The authors thank F. Hoffmann-La Roche for funding.

[1] Moritz. Hofer and Matthias P. Lutolf, "Engineering organoids", Nature Reviews Materials, pp. 402--420, feb 2021.
[2] T. Takebe, K. Sekine, M. Enomura, H. Koike, M. Kimura, T. Ogaeri, R.-R. Zhang, Y. Ueno, Y.-W. Zheng, N. Koike, S. Aoyama, Y. Adachi, and H. Taniguchi, "Vascularized and functional human liver from an ipsc-derived organ bud transplant," Nature, pp. 481–484, jul 2013.
[3] C. Quint, M. Arief, A. Muto, A. Dardik, and L. E. Niklason, "Allogeneic human tissue-engineered blood vessel," Journal of vascular surgery, pp. 790–798, 2012.
[4] M. Nikolaev, O. Mitrofanova, N. Broguiere, S. Geraldo, D. Dutta, Y. Tabata, B. Elci, N. Brandenberg, I. Kolotuev, N. Gjorevski, H. Clevers, and M. P. Lutolf, "Homeostatic mini-intestines through scaffold-guided organoid morphogenesis," Nature, p. 574–578, sep 2020.
[5] C.-H. Wassmer, F. Lebreton, K. Bellofatto, D. Bosco, T. Berney, and E. Berishvili, "Generation of insulin-secreting organoids: a step toward engineering and transplanting the bioartificial pancreas," Transplant International, vol. 33, no. 12, pp. 1577–1588, 2020.
[6] Encyclopedia of Biomedical Engineering. Elsevier Science and Techn., Sept. 2018.
[7] N. Gjorevski, B. Avignon, R. Gerard, L. Cabon, A. B. Roth, M. Bscheider, and A. Moisan, "Neutrophilic infiltration in organ-on-a-chip model of tissue inflammation," Lab on a chip, vol. 20, pp. 3365–3374, 2020.
[8] J.-P. Merlet, "Parallel Robots", Second Edition, 2006.

Aufbau einer numerischen Prüfstandumgebung für Fahrräder mittels Mehrkörpersimulation

Establishment of a numerical test rig environment for bicycles by means of multi-body simulation

Johannes Bolk*, M. Sc., Bolk@igmr.rwth-aachen.de

Matthias Kiesewetter*, B. Sc. Kiesewetter@igmr.rwth-aachen.de

Burkhard Corves*, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c., Corves@igmr.rwth-aachen.de

*RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52062, Aachen, Deutschland

Kurzfassung

Die Mehrkörpersimulation ist ein vielversprechendes Werkzeug zur Entwicklung und Auslegung von Fahrradstrukturen und Komponenten. Es können sowohl komplexe Fahrszenarien als auch klar definierte Tests simuliert werden, wodurch die Kosten und der Aufwand für Prototypen und Hardwaretests reduziert werden können. In diesem Paper wird die Eignung der Mehrkörpersimulation für die Berechnung aktueller Rahmenprüfstände untersucht. Hierfür werden verschiedene Prüfstände in einer Mehrköprersimulationsumgebung implementiert und simuliert. Es werden unterschiedliche Modellierungsansätze vorgestellt, welche die klassische Starrkörpermodellierung um elastische Bauteileigenschaften erweitern. Darauf aufbauend werden die Auswirkungen der verschiedenen Modellierungsmethoden auf die Verläufe, Orientierungen und Beträge der wirkenden Belastungen analysiert.

Abstract

Multi-body simulation is a promising tool for the development and design of bicycle structures and components. Both complex riding scenarios and clearly defined tests can be simulated, reducing the cost and effort of prototyping and hardware testing. In this paper, the suitability of multi-body simulation for the calculation of current frame test rigs is investigated. For this purpose, different test benches are implemented and simulated. Furthermore, different modelling approaches are presented, which extend the classical rigid body modelling by elastic component properties. Based on this, the effects of the different modelling methods on the trajectories, orientations and amounts of the acting loads are analysed.

1 Einleitung

Mit weltweit steigenden Verkaufszahlen von Fahrrädern erlebt der Transportsektor derzeit eine globale Revolution. Allein im Jahr 2020 wurden in Deutschland knapp über 5 Millionen Fahrräder verkauft [1]. Nicht nur die Anzahl der verkauften Fahrräder steigt stetig, sondern auch der durchschnittliche Verkaufspreis eines Fahrrads. Dem Zweirad-Industrie-Verband zufolge ist dieser zwischen den Jahren 2016 und 2021 um 215% gestiegen [1]. Dieser Trend adressiert die Notwendigkeit, die Umweltverschmutzung zu reduzieren, oder die Schwierigkeit, sich in großen Metropolen bequem und schnell fortzubewegen. Darüber hinaus steigt auch das Interesse an der Nutzung des Fahrrads als Freizeitgerät. Aufgrund der vielfältigen Einsatzmöglichkeiten sowie der gestiegenen Nachfrage und Ansprüche steigt die Komplexität der Fahrräder und damit die Anforderungen an den zugrundeliegenden Konstruktions- und Entwicklungsprozess. Für die Fahrradhersteller gilt es, den Zielkonflikt zwischen einer zeit- und kosteneffizienten Konstruktion und einem preiswerten, aber sicheren Produkt zu lösen. Gleichzeitig spielt das Gewicht des Fahrrades eine immer größere Rolle, so dass neue Leichtbaukonstruktionen entwickelt werden müssen.

In der Fahrradindustrie haben Prüfstandsversuche an Prototypen derzeit einen hohen Stellenwert [2]. Normen wie die internationale DIN ISO 4210 schreiben die Erprobung von Fahrradkomponenten in Form von Prüfstandsversuchen vor [3, 4]. Diese Prüfungen an realen Bauteilen erlauben Rückschlüsse auf die Steifigkeit und Festigkeit dieser Bauteilen. Dies wird mit der Detektion elastischer bzw. plastischer Verformungen oder sichtbarer Risse und Brüche erreicht. Die in Prüfständen nachgebildeten Lastfälle basieren in der Regel auf Belastungsmessungen einzelner Strukturpunkte in Messfahrten. Die unter realen Einsatzbedingungen wirkenden Beanspruchungen werden mit Hilfe eines detailliert beschriebenen Prüfstandsaufbaus und der entsprechenden Durchführung nachgebildet. Dazu werden statische Belastungstest, Fallversuche oder dynamische Tests mit Aktuatoren an Lasteinleitungspunkten eingesetzt. Diese Normen werden ständig weiterentwickelt und an neue Fahrradtypen angepasst. Diese Art der Prüfung bietet die Möglichkeit, die gegenseitige Beeinflussung mehrerer Komponenten abzubilden und somit auch das aus einer Vielzahl von Teilsystemen bestehende Gesamtsystem zu prüfen.

Ein prüfstandzentrierter Auslegungsprozess zeigt jedoch sowohl bei Neukonstruktionen als auch in der Varianten-

DOI: 10.17185/duepublico/77389

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz.

entwicklung gravierende Defizite im Vergleich zu einer simulationszentrierten Entwicklung. Prototypentests sind mit hohem Zeit- und Kostenaufwand verbunden, ermöglichen jedoch nur oberflächliche Einblicke in das Strukturverhalten. Zwar kann das prinzipielle Standhalten der Struktur gegen die wirkenden Belastungen nachgewiesen werden, detaillierte Kenntnisse über die Beanspruchung als Spannungszustand im Bauteil können jedoch nicht erhoben werden. In der Automobil- und Schienenfahrzeugindustrie schon lange Stand der Technik, ermöglicht der Einsatz von Mehrkörpersimulationen (MKS) reale Prüfstandsversuche für Fahrzeuge simulativ abzubilden [5, 6]. Mit dieser Methode kann das Beanspruchungsverhalten verschiedener Konstruktionen schnell und einfach bewertet werden. Im Vergleich zu einer prototypenzentrierten Auslegung lassen sich auf diese Weise signifikant Zeit und Kosten einsparen. In der Auslegung von Fahrrädern bleibt das Potential von MKS jedoch bisher weitestgehend ungenutzt [5].
Ziel dieses Papers ist es, die Eignung von Simulationsmethoden im Allgemeinen und MKS im Speziellen für den Einsatz in der Fahrradindustrie am Beispiel der geltenden Prüfnormen zu bewerten. Die MKS bietet langfristig ein hohes Potential für die Fahrradentwicklung in Form von virtuellen Entwicklungsumgebungen. Nach dem Vorbild der Automobil- und Schienenfahrzeugindustrie können komplexe Streckengeometrien mit passiven oder aktiven Fahrermodellen sowie gefederten oder ungefederten Rahmenkinematiken befahren und für die Auslegung oder Komponentenentwicklung genutzt werden. Um die Eignung von MKS für die Fahrradentwicklung zu untersuchen, werden verschiedene Rahmenprüfstände in einer MKS-Software modelliert und simuliert. Im Zuge dessen werden notwendige Simulationsbedingungen und angewandte Methoden dokumentiert und diskutiert. Wie im folgenden Verlauf des Papers gezeigt wird, stellen Prüfstandsversuche für die MKS eine besondere Herausforderung dar. Aufgrund des Fehlens oder Arretierens von Kraftelementen kann die klassische Starrkörpermodellierung zu extrem hohen Beschleunigungen und somit zu überproportional hohen Kräften führen (vgl. Kapitel 3.1). Besonderer Fokus liegt in diesem Kontext auf der Beantwortung der Frage, ob eine elastische Modellierung des Rahmens die Simulationsgüte der MKS signifikant beeinflusst.

2 Systemmodellierung

Im Folgenden werden die genutzten Modellierungsmethoden und eingesetzten Modelle vorgestellt. Neben den getroffenen Modellierungsentscheidungen wird insbesondere auf die Unterscheidung zwischen Starrkörper- und elastischer Modellierung eingegangen. In einem simulativen Auslegungsprozess ist das Zusammenspiel mehrerer Simulationsmethoden erforderlich. Eine einfache und weit verbreitete Methode zur Ermittlung komplexer und in der Regel statischer Beanspruchungszustände in Bauteilen ist die Finite Elemente Analyse (FEA). Eingangsgrößen dieser Methode sind die wirkenden Bauteilbelastungen. Für die Simulation hochdynamischer Lastwechsel mit mehreren Körpern und Kraftelementen sowie vielen Freiheitsgraden ist die FEA jedoch nur bedingt geeignet. Die MKS wird an dieser Stelle eingesetzt, um ausgehend von den Belastungen des Gesamtsystems die für die Auslegung benötigten Belastungen der Einzelkomponenten auch bei dynamischen Lastszenarien zu ermitteln. Je nach Art des Simulationsszenarios werden die so berechneten zeitabhängigen Belastungen mit Methoden der Festigkeitsauslegung für die Überführung in eine FEM weiterverarbeitet. [7]

2.1 Fahrradmodell

Das in dieser Veröffentlichung verwendete Fahrradmodell ist in **Abbildung 1** dargestellt. Das Fahrradmodell besitzt einen gefederten Rahmen und eine Federgabel und besteht aus acht Körpern. Die Rahmenstruktur besteht aus dem Hauptrahmen (1), der Sitzstrebe (2) und der Kettenstrebe (3). Zur Umsetzung der Rahmenfederung ist der Umlenker (4) eingebaut, der die Sitzstrebe mit dem Kraftelement (5) verbindet. Der Vorbau besteht aus zwei individuellen Gabelkomponenten (6) und (7). Ausgehend von dieser Struktur werden abhängig vom Prüfstandaufbau weitere Anbauteile modelliert. Die Baueileigenschaften des Fahrrades definiert durch Anbindungspunkte, Schwerpunkte, Massen und Massenträgheitstensoren entsprechen den Angaben aus [8]. Die Kraftelemente sind für die Prüfstandtests zwar blockiert, können jedoch für weitere Versuche geöffnet werden.

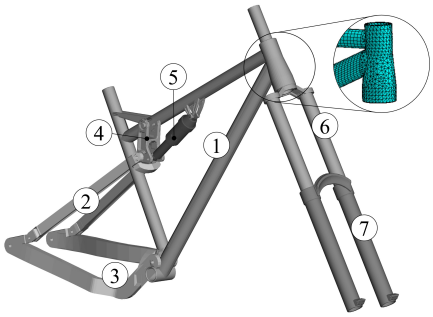


Abbildung 1 Verwendetes Rahmenmodell eines vollgefederten Fahrradrahmens ohne Anbauteile. Die Detailansicht zeigt die für die eMKS verwendeten Vernetzung eines Bauteilausschnitts.

In der Regel wird eine MKS aus Bindungs- und Kraftelementen sowie Starrkörpern aufgebaut. Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass die Berücksichtigung des elastischen Bauteilverhalten kritischer Bauteile hohes Potential zur Verbesserung der Ergebnisqualität besitzt [9]. Zur Modellierung der elastischen Bauteileigenschaften des Fahrradrahmens wird in dieser Arbeit die Craig-Bampton-Reduktion verwendet [10]. Bei diesem physikalischen Reduktionsverfahren wird das elastische Verhalten des Bauteils anhand seiner Eigenmoden bis zu einer Grenzfrequenz $f_{\mathrm{max,CBR}}$ abgebildet. Die maximale Eigenfrequenz der berücksichtigten Eigenmoden des Hauptrahmens beträgt $f_{\mathrm{max,CBR}} = 20\,\mathrm{kHz}$. Zur Vorbereitung wird der Rahmen in einer FEA-Software vernetzt, vgl. Abbildung 1. Neben der Möglichkeit, das elastische Bauteilverhalten in der MKS abzubilden, erhöht sich jedoch der Implementierungsaufwand und die Simulationszeit. Zusätzlich zu den

bereits beschriebenen Informationen, wird die Bauteilgeometrie einschließlich der Wandstärken benötigt. Die Simulationsdauer der in dieser Veröffentlichung vorgestellten Modelle hat sich aufgrund der zusätzlichen Freiheitsgrade in Form der abgebildeten Eigenmoden der elastischen Körper teilweise um den Faktor 100 erhöht.

2.2 Prüfstandsmodelle

In diesem Beitrag wird die Umsetzung der Prüfnorm DIN EN ISO 4210 in der MKS-Software Simpack anhand von drei repräsentativen Modellen präsentiert. Bei den drei gezeigten Prüfständen handelt es sich um einen Maximallastversuch mit Vertikalbelastung, einen Dauerfestigkeitsversuch mit Torsionsbelastung und einen allgemeinen Versuch, welcher das Fahrrad als Gesamtsystem prüft. Die Bindungen des Rahmens sowie die zusätzlichen Komponenten wurden entsprechend den Vorgaben der Norm modelliert und implementiert.
Zur Absicherung des Rahmens gegen hohe vertikale Lasten wird im Versuch DIN 4210-6 eine Stoßprüfung mit fallendem Rahmen durchgeführt [4] Diese Art von Last tritt z.B. bei Sprüngen im Mountainbikesport auf. In diesem Versuch wird die Struktur einmalig mit einer Maximallast belastet. In der Mehrkörpersimulationsumgebung wird die Rahmenstruktur entsprechend der Vorgaben aus der Norm drehbar an der Hinterradaufnahme gelagert und die Kraftelemente werden arretiert, vgl. **Abbildung 2**. Der Kontakt zwischen der Prüfrolle am Ende der Federgabel und dem Stahlamboss, dargestellt als ebene Fläche, kann nach der Hertzschen Pressung an der Kontaktfläche modelliert werden. Diese Modellierung bietet zwar eine qualitativ hochwertige Abbildung der Kontakteigenschaften, für den Fallversuch mit arretierten Kraftelementen stellt jedoch die im Kontaktpunkt berechnete Steifigkeit das einzige Kraftelement dar. Aufgrund der daraus resultierenden hohen Steifigkeit des Gesamtmodells ist bei dieser Modellierung mit hohen Beschleunigungen und somit hohen Kräften im Aufprall zu rechnen. Um dies zu vermeiden, kann das Starkörpermodell um ein Kraftelement im Kontaktpunkt erweitert werden, das mit einer Ersatzsteifigkeit und Ersatzdämpfung die elastischen Eigenschaften des Gesamtsystems abgebildet. Die Eigenschaften dieses Kraftelements können anhand vergleichbarer Vorversuche, der Reduktion aus einer eMKS oder auf Basis von Erfahrungswerten ermittelt werden. Die Kennwerte dieses Kraftelements wurden in dem hier vorgestellten Modell nach dem Verformungs- und Schwingungsverhalten eines vergleichbaren Fahrradtyps in einem realen Prüfstandsversuch modelliert. Es konnten Sprunghöhe der Prüfrolle sowie das Dämpfungsverhalten dieser Schwingung gut reproduzieren werden. Die Steifigkeit des realen Prüfstandes kann alternativ auch mit der elastischen Modellierung des Hauptrahmens im Mehrkörpermodell abgebildet werden. Für die Auswertung wird somit zwischen einem Modell mit Starrkörpern, einem Modell mit Starrkörpern und Kraftelement mit Ersatzsteifigkeit bzw. Ersatzdämpfung sowie einem Modell mit elastischem Rahmen unterschieden. Abbildung 2 zeigt den Prüfstandaufbau mit einem elastischen Hauptrahmen im Moment der größten Belastung.

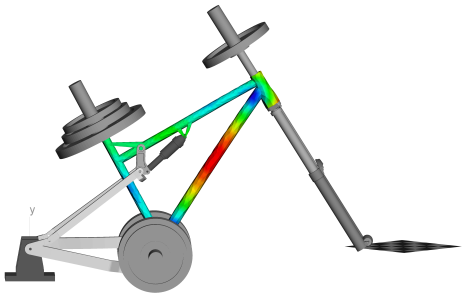


Abbildung 2 Mehrkörpermodell eines Fahrradrahmens mit elasischem Hauptrahmen im Prüfstandsversuch nach DIN EN ISO 4260-6 4.2 Stoßprüfung [4]. Dargestellt ist der Rahmen im Zeitpunkt der größten Belastung.

Zur Beanspruchungsuntersuchung des Rahmens bei starkem Pedalieren wird im Dauerfestigkeitsprüfstand nach DIN EN ISO 4210-6 eine wechselnde Belastung auf die Kurbel aufgeprägt [4]. Hierdurch wird die Rahmenstruktur periodisch mit wechselnder Richtung um die Längsachse des Fahrrades tordiert. Die Norm schreibt vor, dass die Struktur $n = 10^6$ Prüfzyklen standhalten muss. Für den Nachweis der Dauerfestigkeit eines Bauteils mit den Methoden der Festigkeitsrechnung wird die maximal auftretende Spannungsamplitude an kritischen Strukturstellen benötigt. Die maximalen Belastungen bzw. Beanspruchungen zur Berechnung dieser Spannungsamplitude treten in diesem Versuch an den jeweiligen Lastumkehrpunkten der Kurbellasten auf. **Abbildung 3** zeigt den Prüfstandaufbau mit einem elastischen Hauptrahmen in einem Moment der größten Belastung.

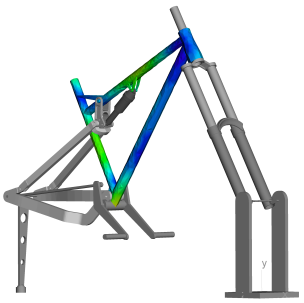


Abbildung 3 Mehrkörpermodell eines Fahrradrahmens mit elasischem Hauptrahmen im Prüfstandsversuch nach DIN EN ISO 4260-6 4.3 Dynamische Prüfung mit pedalierenden Kräften [4]. Dargestellt ist der Rahmen im Zeitpunkt der größten Belastung.

Als dritter Prüfstand wird das Modell eines allgemeinen Prüfverfahrens untersucht. Hierbei wird die Festigkeit des gesamten Fahrrades während der Fahrt auf einer unebenen Oberfläche geprüft. **Abbildung 4** zeigt den Aufbau des Prüfstandes mit elastisch modelliertem Hauptrahmen. Das Ausgangsmodell wurde hierfür mit mehreren Komponenten wie Räder, Lenker, Prüfrollen sowie Gewichten er-

weitert. Die CAD-Dateien stammen aus öffentlichen Datenbanken [11]. Das Fahrrad fährt im Versuch mit Vorder- und Hinterrad auf sich drehende Trommeln mit Schlagleisten. Der Kontakt zwischen Rädern und Rollen besitzt eine Steifigkeit von $c_R = 10^6\,\mathrm{N/m}$ und eine Dämpfung von $d_R = 10^2\,\mathrm{Ns/m}$. Das resultierende Modell zeigt ein komplexes Zusammenspiel einer Vielzahl von Bauteilen über einen längeren Zeitverlauf.

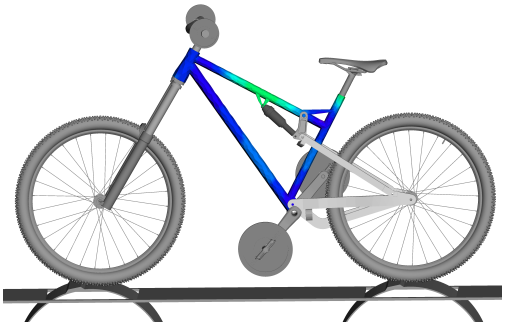


Abbildung 4 Mehrkörpermodell eines Fahrradrahmens mit elasischem Hauptrahmen im Prüfstandsversuch nach DIN EN ISO 4260-3 Allgemeine Prüfverfahren [4]. Dargestellt ist der Rahmen im Zeitpunkt der größten Belastung infolge des ersten Überfahrens einer Schlagleiste.

Neben den in der Norm beschriebenen Versuchsaufbauten bietet die Modellierung als Mehrkörpersystem, im Gegensatz zu realen Prüfständen oder einer Modellierung in einer FEA die Möglichkeit, eine Vielzahl weiterer Belastungsszenarien zu untersuchen. Hierbei ist sowohl die Anregung mit komplexen Tretlagerbelastungen, wie in [12] beschrieben, als auch die Durchführung von Simulationen auf repräsentativen Streckengeometrien mit komplexen gefederten Rahmenkinematiken möglich.

3 Auswertung

Im Folgenden werden die Versuchsergebnisse dargestellt und diskutiert. Um den Einfluss der elastischen Rahmenmodellierung auf die Bauteilbelastungen zu untersuchen, werden zunächst die Kraftverläufe für verschiedene Modellierungsarten ausgewertet. Anschließend werden am Beispiel von drei Referenzpunkten im Mehrkörpermodell Betrag und Richtung der Kräfte zwischen MKS und eMKS verglichen.

3.1 Simulationsergebnisse

Am Beispiel der Kräfte, die zwischen Rahmen und Gabel während des Stoßversuch wirken, werden im Folgenden die Einflüsse der verschiedenen Modellierungsansätze auf die Kraftverläufe vorgestellt, vgl. **Abbildung 5**. Der Einfluss der unterschiedlichen Modellierungsansätze ist hier besonders groß, da Kraftelemente in Form von Reifen oder Rahmenfedern fehlen oder arretiert sind. Untersucht werden die Modellierung mit elastischen Körpereigenschaften des Hauptrahmens (*blau*), die Modellierung ausschließlich mit Starrkörpern (*orange*) und die Modellierung mit Starrkörpern und Ersatzsteifigkeit bzw. Ersatzdämpfung im Kontaktpunkt (*grün*). Die Abbildung zeigt, dass bei der Starrkörpermodellierung mit Hertzscher Pressung extreme Kraftspitzen auftreten. Dies ist auf die hohe Steifigkeit bzw. Dämpfung des Mehrkörpermodells zurückzuführen, wodurch beim Aufprall der Prüfrolle hohe Beschleunigungen und damit hohe Kräfte auftreten. Die Starrkörpermodellierung mit Ersatzmodell sowie die elastische Rahmenmodellierung zeigen deutlich geringere, dafür aber zeitlich länger andauernde Belastungen. Trotz des ähnlichen Bewegungsverhaltens, ist das Modell mit Ersatzsteifigkeit nur bedingt in der Lage die Kraftverläufe der eMKS zu reproduzieren. Die Modellierung mit elastischem Rahmenverhalten zeigt das plausibelste Verhalten und ist daher potentiell am besten geeignet, Fallversuche ohne Kraftelemente zu simulieren. Das Modell weist ein Nachschwingen der Struktur in unterschiedlichen Frequenzen auf. Dies kann mit der Anregung von Eigenformen des Rahmens erklärt werden. Zudem tritt eine leichte Verformung des Rahmens infolge der im Fallen wirkenden Beschleunigung auf, was zu einem zeitlich verzögerten Aufprall in der eMKS von wenigen Millisekunden führt.

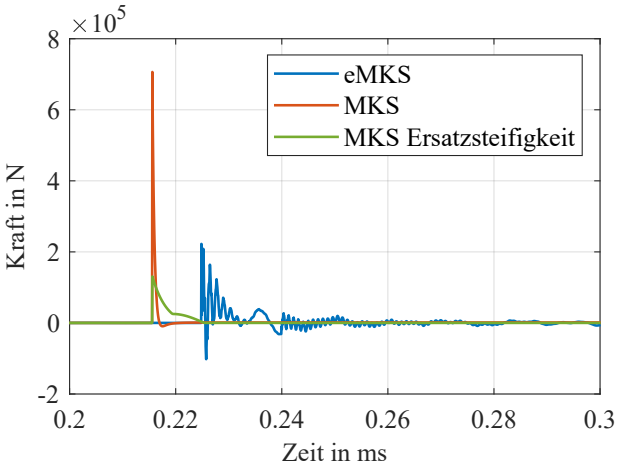


Abbildung 5 Dargestellt ist der Absolutkraftverlauf aufgetragen gegen die Versuchszeit in der unteren Gabelaufnahme für den Fallversuch. Simulationen für eine Modellierung mit elastischem Verhalten des Hauptrahmen, (*blau*), einer reinen Starrkörpermodellierung (*orange*) sowie einer Modellierung mit Ersatzsteifigkeit (*grün*) durchgeführt.

Der Einfluss einer Starrkörpermodellierung ist bei Fahrrädern mit aktiven Kraftelementen sowie einer direkten Kraftaufprägung wie in Versuch 2 geringer. Neben den im folgenden Kapitel dargestellten Auswirkungen auf Kraftgröße und Kraftrichtung zeigen Dauerfestigkeitsversuche (vgl. Versuch 2 und Versuch 3) mit Starrkörpermodellierung einen deutlich unstetigeren Kraftverlauf bei ähnlichen Kraftspitzen. Bei periodischer Anregung tritt zudem eine Oberschwingung auf, welche die Amplituden der Lastspitzen um wenige Prozent beeinflussen kann. Eine mögliche Erklärung ist die Lage der Anregungsperiode in einem Vielfachen einer Eigenfrequenz.

3.2 Einfluss der elastischen Modellierung

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Mehrkörpersimulation mit elastischer und starrer Modellierung des Hauptrahmens für die in Kapitel 2.2 beschriebenen Versuche vorgestellt. Die quantitative Bewertung der Einflüsse erfolgt an drei Knotenpunkten des Mehrkörpermodells. Anhand von Kennwerten wird die Übereinstimmung von Richtung und Betrag der wirkenden Kraftvektoren verglichen. Zur Bestimmung der Richtungsübereinstimmung zweier Vektoren $\vec{a}$ und $\vec{b}$ wird mit Hilfe des Kennwerts K_θ die Kosinusähnlichkeit berechnet. Hierfür wird der kleinste Winkel zwischen den Kraftvektoren anhand der Gleichung 1 ermittelt. Die Lösungsmenge dieses Kennwertes liegt zwischen minus eins und eins, wobei minus eins eine entgegengesetzte Orientierung und plus eins eine exakte Übereinstimmung anzeigt. Ein Wert von Null entspricht einer orthogonalen Ausrichtung der Vektoren.

$$K_\theta = \frac{\vec{a} \cdot \vec{b}}{||\vec{a}||\,||\vec{b}||} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \vec{a}_\mathrm{i} \cdot \vec{b}_\mathrm{i}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} (\vec{a}_\mathrm{i})^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (\vec{b}_\mathrm{i})^2}} \tag{1}$$

Neben der Kraftorientierung wird mithilfe des Kennwertes $K_{||}$ die Höhe der Kraft betrachtet. Die Beträge der Kraftvektoren aus MKS und eMKS werden hierfür anhand der Gleichung 2 zueinander ins Verhältnis gesetzt. Der Betrag eines Vektors wird mit Hilfe der euklidischen Norm bestimmt. Ein Wert von $K_{||} = 1$ gibt die exakte Übereinstimmung der Vektorlänge an. Werte $K_{||} > 1$ weisen auf eine höhere Kraft in der elastischen Simulation des Rahmens hin, $K_{||} < 1$ bedeuten eine größere Kraft in der Starrkörpersimulation.

$$K_{||} = \frac{||\vec{a}||}{||\vec{b}||} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} (\vec{a}_\mathrm{i})^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} (\vec{b}_\mathrm{i})^2}} \tag{2}$$

Die Kennwerte werden jeweils für drei Kontenpunkte im Mehrkörpermodell berechnet. Der Punkt P_1 befindet sich in der Verbindung zwischen der untere Gabelaufnahme und dem Rahmen. Der Punkt P_2 ist definiert zwischen Rahmen und Kettenstrebe, Punkt P_3 befindet sich in der Aufnahme des Dämpferelements am Rahmen. In Tabelle 1 ist die Auswertung der Kennwerte an den drei Referenzmesspunkten für die drei vorgestellten Prüfstandsversuche dargestellt. Die für die Auswertung verwendeten Kraftvektoren beschreiben den maximalen Belastungszustand infolge der Einleitung der Prüfstandlasten. Für Prüfstandsversuch 1 wird das Modell mit starrem Rahmen und Ersatzsteifigkeit verwendet.

Für die Kraftrichtung kann im Allgemeinen eine gute Übereinstimmung zwischen MKS und eMKS festgestellt werden. Zur Bestimmung der Kraftorientierung sind daher sowohl Starrkörperverfahren als auch Modellierungen mit elastischen Körpereigenschaften geeignet. Abweichungen in der Orientierung korrelieren mit der Höhe der Prüflast sowie der Steifigkeit des Rahmens entgegen dieser Belastung. Die Kraft auf der Kurbel (Versuch 2) ist zwar geringer als die Belastung im Stoßversuch, da der Rahmen aber einen geringeren Widerstand gegen die Torsionsbelastung als gegen ebene Lasteinleitung aufweist, treten hier größere Verformungen auf. Die Folge sind Abweichungen in den angreifenden Kraftrichtungen. MKS und eMKS weisen dagegen zum Teil deutliche Abweichungen in den Beträgen der Kräfte auf. Insbesondere die Kräfte in der Gabelaufnahme weisen über alle Versuche eine erhöhte Kraft in der eMKS auf. Die übrigen Messstellen zeigen bis auf die Messstelle P_2 in Versuch 2 erhöhte Kräfte für die Starrkörpermodellierung.

Tabelle 1 Auswertung der elastischen Bauteileigenschaften für die drei vorgestellten Prüfversuche. P_1: Gabelaufnahme - Hauptrahmen, P_2: Kettenstrebe - Hauptrahmen, P_3: Dämpferaufnahme - Hauptrahmen

	Versuch 1	*Versuch 2*	*Versuch 3*
P_1 K_θ	0.97	0.83	0.99
P_1 $K_{||}$	2.13	1.29	1.19
P_2 K_θ	0.97	0.97	0.99
P_2 $K_{||}$	0.93	1.05	0.75
P_3 K_θ	1.00	1.00	0.99
P_3 $K_{||}$	0.71	1.00	0.76

4 Zusammenfassung

Die Mehrkörpersimulation ist ein vielversprechendes Werkzeug für die Auslegung und Entwicklung von Fahrrädern. Im Gegensatz zu einem prüfstandszentrierten Vorgehen bietet eine virtuelle Entwicklungsumgebung ein hohes Potential, Fahrradstrukturen und Komponenten sowohl in komplexen Fahrsituationen als auch in klar definierten Prüfstandsversuchen zu testen. Dadurch kann der Entwicklungsprozess beschleunigt und der Aufwand für die Realisierung von Prototypen und Hardwaretests reduziert werden. Da durch die Vorgaben der Prüfstandsversuche Kraftelemente wie Reifen oder Federungen fehlen oder arretiert sind, stellt die Mehrkörpersimulation solcher Modelle eine Herausforderung in der Berechnung der am Bauteil wirkenden Belastung dar. In diesem Paper wird die Eignung der Mehrkörpersimulation für die Simulation und Auswertung von aktuell geltenden Rahmenprüfstandsversuchen untersucht. Zu diesem Zweck werden verschiedene Prüfstandsversuche in einer Mehrkörpersimulationsumgebung modelliert und simuliert. Neben der klassischen Starrkörpermodellierung erfolgt die Implementierung weiterer Modellierungsansätze wie die Erweiterung mit einer Ersatzsteifigkeit bzw. Ersatzdämpfung oder elastischen Bauteileigenschaften. Aufbauend auf diesen Modellen werden die Auswirkungen der unterschiedlichen Modellierungsansätze auf die Kraftverläufe sowie die Höhe und Orientierung der Kraftvektoren analysiert. Die Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass die Mehrkörpersimulation prinzipiell für die Simulation von Prüfständen geeignet ist, jedoch gewählte Modellierungsentscheidungen zum Teil hohen Einfluss auf die Ergebnisse besitzen. Die Modellierung von elastischer Bauteileigenschaften nach Craig-Bampton-Reduktion war bei Stoß- und Torsionsbeslastungen in der Lage deutlich plausiblere Kräfte zu berechnen.

Diese Ergebnisse müssen jedoch zukünftig im Rahmen weiterer Forschungen mit realen Prüfstandsversuchen verifiziert und validiert werden. Mehrkörpersimulationen mit geringen Kräften oder dem Vorhanden sein von Kraftelementen zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Starrkörpermodellierung und Modellen mit elastischen Körpereingenschaften. Abgesehen von einigen wenigen anspruchsvolleren Versuchen ist die Simulation von Prüfständen mittels Mehrkörpersimulation als geeignet anzusehen. Eine elastische Mehrkörpersimulation ermöglicht es darüber hinaus auch diese anspruchsvollen Prüfstandsversuche zu simulieren. Allerdings steigen Implementierungsaufwand und Rechendauer der Simulation mit bei der Einbindung elastischer Bauteileigenschaften.

5 Literatur

[1] Zweirad-Indstrue-Verband: *Marktdaten Fahrräder und E-Bikes 2021*. In: Pressekonferenz am 16.März 2022 in Berlin/digital. (2022)

[2] Brust, E.: *Betriebsfestigkeit fertig montierter Fahrräder*. In: Materials Testing, 52 (2010) 3, S. 148–151.

[3] Stecker, W.: *Einsatz am Limit, Prüfung sicherheitsrelevanter Bauteile an Fahrrädern*. In: Konstruktion, (2020) S. 11-12.

[4] DIN EN ISO 4210: *Fahrräder - Sicherheitstechnische Anforderungen an Fahrräder*. In: Norm, Deutsche Norm, Breuth: Breuth Verlag GmbH. (2015).

[5] Bruni, S.; Meijaard, J. P.; Rill, G.; Schwab, A. L.: *State-of-the-art and challenges of railway and road vehicle dy-namics with multibody dynamics approaches*. In: Multibody system dynamics, 49 (2020) 1, S. 1–32. DOI: 10.1007/s11044-020-09735-z

[6] Johannesson, P.; Speckert, M. (Hrsg.): *Guide to load analysis for durability in vehicle engineering*. In: Chichester West Sussex United Kingdom: Wiley (2014). ISBN: 9781118648315

[7] Knothe, K.; Wessels, H.: *Finite Elemente, Eine Einführung für Ingenieure*. In: Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 5. Aufl. (2017). ISBN: 3540721886

[8] Ingenlath, P.: *Mehrkörpersimulationsgestützte Fahrradentwicklung*. Dissertation, RWTH Aachen University, (2019). DOI: 10.18154/RWTH-2020-00454.

[9] Rong, B., Rui, X., Tao, L., and Wang, G.: *Theoretical modeling and numerical solution methods for flexible multibody system dynamics.* In: Nonlinear Dynamics, 98(2), pp. 1519-1553 (2019). DOI: 10.1007/s11071-019-05191-3.

[10] Craig, R. R.O.Y. and Bampton, M. C. C.: *Coupling of substructures for dynamic analyses.* IN AIAA Journal, 6 (7), 1313–1319 (1968). DOI: 10.2514/3.4741.

[11] GrabCAD. https://grabcad.com/, (2023). Zugriff am 01.02.2023.

[12] Steck, M., Husung, S., and Hassler, J.: *Determination and systematization of load situations for eBike drive units as basis for their design and optimization.* In: DuEPublico: Duisburg-Essen Publications Online, Universität Duisburg-Essen, Deutschland (2022). DOI: 10.17185/duepublico/75445.

Determination and characterization of the influences of the bike frame on eBike drive units as the basis for their design and optimization

Marco Steck, PhD Student at TU Ilmenau, Product and Systems Engineering Group, Bosch eBike Systems, 72770 Reutlingen, Germany, marco.steck2@de.bosch.com
Prof. Dr. Stephan Husung, TU Ilmenau, Product and Systems Engineering Group, 98693 Ilmenau, Germany, stephan.husung@tu-ilmenau.de
Julien Hassler, Bosch eBike Systems, 72770 Reutlingen, Germany, julien.hassler@de.bosch.com

Abstract

In this paper, the influence of the bike frame on the loading of the eBike drive unit is determined. For this purpose, relevant load cases and boundary conditions are derived based on the existing norms for the individual consideration of the frame and the drive. In this context, external loads on the frame and the forces acting on the engine must be taken into account. The following simulative study shows that the bike frame has an enormous and load-dependent influence on the load situation of the frame interface and the stresses within the housing of the drive unit. In general, this influence can be explained by the stiffness of the frame construction. Altogether, these results show that the design of the eBike drive unit according to its current standard requirements is not sufficient to cover these enormous influences of the bike frame.

1 Introduction

Today eBike drive units are developed and build for every bike type, frame and cycling situation. Due to the novelty of the product class eBike there is just a limited state of the art, considering the normative requirements. Thereby, only individual aspects of the components used in the eBike are specified [1,2].

Especially for eBike middle engines, which replace the usual crankshaft and are mounted at a suitable frame interface, many influencing factors arise through the entire bike system. For the design and dimensioning of an optimal eBike drive unit, it is crucial to examine the chain of effects in the overall system in more detail to consider the interactions between the drive unit and the entire bike. In this context, the focus is primarily on the optimized design of the drive unit regarding durability. As the drive unit is directly connected to the bike frame, it can be assumed that the frame has a relevant influence on the load situation of the drive unit and especially its housing.

The aim of this study is hence to characterize the influences of different bike frames on the loading of the drive unit housing. Therefore, it is necessary to study these effects for different load types and driving situations, in accordance to already defined load collectives of the rider and the existing normative requirements for frame. However, the loading and design of the actual bike frame by dynamic or static loads are not considered in this study. These are already covered in existing studies on the bike frame and its optimisation for static and dynamic loads [3,4,5].

2 State of the art

In the case of the eBike middle engines, the drive unit is installed as a standard component at a suitable interface and mechanically coupled to the frame (in the present case: bolted connection). This integration of the drive unit into the frame implies that loads of the drive unit are transmitted to the frame and therefore are dependent on the frame stiffness and the boundary conditions of the overall system. Likewise, loads on the frame are transmitted to the drive unit via the interface.

Despite this connection between the eBike subsystems, current norm specifications only prescribe loads and tests for a separate consideration of the frame and the drive unit. With regard to the bike frame, several load situations are defined, such as forces on the saddle, pedalling forces and loads on the wheel axis due to uneven surfaces or braking manoeuvres [2]. Simplified boundary conditions are also given for the bearing of the frame on the wheel axles. These

DOI: 10.17185/duepublico/77395

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License.

can be derived from the counter-torque of the rider on the handlebars and the two contact points of the tires with the ground (see Fig. 1.). Regarding these specified loads, the comparison with the measurements in [6] shows that the assumptions for loads during braking and when riding over uneven surfaces are properly specified. Investigations of the real pedal forces in different riding situations revealed complex multi-axial load collectives, which are not covered by the simplified standard load case of a fixed pedal and chain force [7].

However, for the frame independent norm test of the drive unit and its chain and pedal loads, a bolted connection with a rigid body is specified and the reaction forces of the chain are absorbed by a separate fixation [1]. As a result of this separate consideration, the respective stiffnesses of the bike frame as well as the real boundary conditions of the bike during the pedalling load are neglected. Instead, a fixed boundary condition with constant stiffnesses at each attachment point is obtained. Furthermore, loads acting on the frames that are considered for the normative durability test of the frame are not examined with respect to the drive unit as an embedded sub-system in the frame.

By transferring these separate norm requirements to a combined consideration of the frame and the drive unit, the influences of the frame on the drive unit can be shown for loads acting on the engine as well as for loads applied to the frame. In this case, the two load situations and their specific boundary conditions shown in Figure 1 can be defined for the combined system.

In this context, the following research questions arise from the perspective of the drive unit design:

- Does the bike frame and the real boundary conditions have to be taken into account for the design of the drive unit?
- What influence does the different frame types have on the load situation of the drive unit?
- Are relevant loads transmitted through the frame to the drive unit?
- Which influence does the variable multiaxial loading of the real pedal load have on the frame connection?

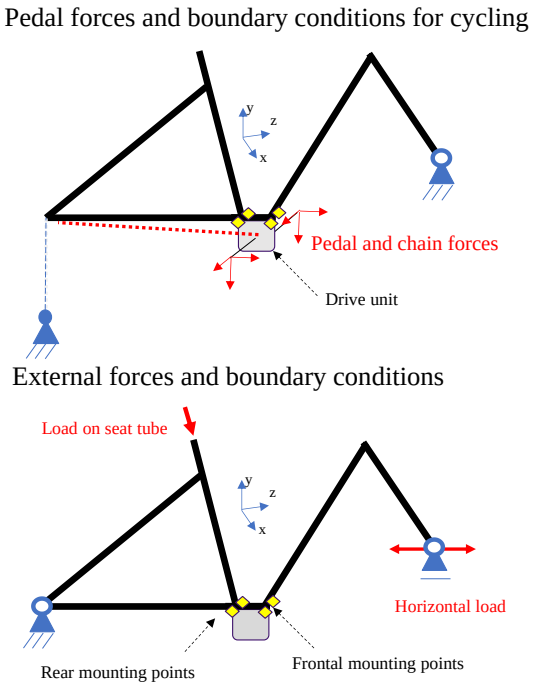


Figure 1 Load Cases and boundary conditions for the combined consideration of an eBike frame and drive unit

3 Simulative study

3.1 Modelling the frame

In order to identify and characterize the influence of the frame on the engine, FEM simulations of the two load scenarios described in Figure 1 are carried out with different frame types and geometries. To determine the specific influence of different bike and frame types, examples of the frame types shown in Figure 2 are varied in the simulations.

When selecting the frames, special emphasis was placed on having a similar mounting angle of the drive unit to avoid the results being biased by this parameter. For the same reason, only aluminium frames were used to ensure comparable material parameters.

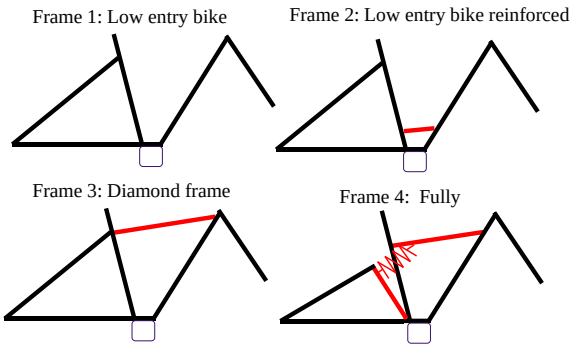


Figure 2 Frame types for the investigation

For the modelling of the bike frames, real CAD geometries of real bike frames are used. To minimize the computational effort, frame geometries were transformed into an order reduced sub-model using the Guyan reduction [8]. Since the focus of the investigation is on the drive unit and not on the frame, the number of degrees of freedom considered for the frame and thus the computation time can be significantly reduced. As the remaining nodes, the mounting points of the drive unit, the seat post, the axle of the front wheel and the contact point of the rear wheel with the ground are selected to represent the boundary conditions and loads on the frame. In case of the suspended fully frame, a separate condensation was carried out for both parts of the frame and the retained nodes were extended by the anchor points of the damper.

Due to the static linear elastic simulation and relatively low deformation of the frame during loading, this model simplification can be considered permissible [9]. Additionally, a comparison with an unreduced model was calculated and no relevant deviations were found.

3.2 Simulation of drive unit loads with frame

One objective of this study is to characterize the frame-dependent change of load for the drive unit at common loadings on the drive shaft. Since real measurements of the pedal and chain forces have resulted in complex multi-axial load spectra, the investigation will examine and combine several load types to capture the influence of the frame over the real load spectrum.

Therefore, load points were defined in a DOE representing basic pedal and chain forces combinations from elementary driving situations. These were subsequently simulated with setup 1 from Fig. 1 for all frame types. Here, it is important that the chain force at the drive shaft of the motor as well as its reaction force at the rear axle of the bike were considered. For comparison, a model was also calculated for a drive unit mounted on a uniformly stiff boundary condition according to the normative requirement for the drive unit.

An evaluation of these calculations was performed using the vertical and horizontal bolt transverse forces at the interface of the bike frame. Figure 3, 4 and table 1 show the defined load points and the results of the horizontal and vertical transverse bolt forces. These were analysed separately to correctly evaluate the orientation of resulting forces.

Table 1 DOE for the loads on the drive unit

Number of the loadcase	Vertical right pedal force [N]	Horizontal right pedal force [N]	Horizontal left pedal force [N]	Vertical left pedal force [N]	Chain force [N]
1	-1800	0	0	0	0
2	0	0	0	-1800	0
3	-1800	0	0	-1800	0
4	-1800	0	0	0	3000
5	0	0	0	-1800	3000
6	-1000	-400	400	-1000	0
7	-1000	400	-400	-1000	0
8	-1500	400	0	0	3000
9	-1500	-400	0	0	3000
10	0	0	400	-1500	3000
11	0	0	-400	-1500	3000

Overall, the results show a clear influence of the bike frame on the load of the drive unit's screws. This is particularly evident for the amplitudes of frame 1 compared to the frameless norm setup for the drive unit mounting. For the other frames, amplitudes with smaller but still significant differences to this uniformly stiff norm setup are determined. For frames 3 and 4, a similar development of the screw forces can be determined. Noticeably, the influence of the bike frame varies depending on the load. Another interesting point is that a comparable but differently scaled behaviour can be determined for the examination of the vertical forces. For the horizontal forces, on the other hand, different characteristics can be observed.

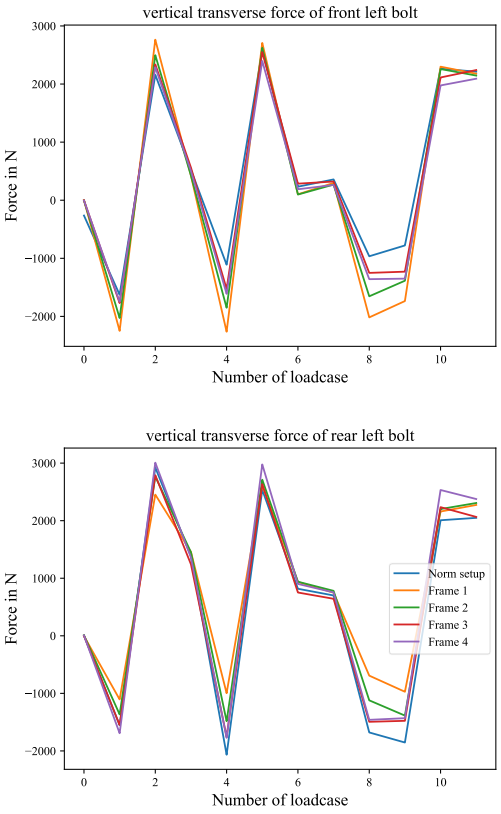


Figure 3 Vertical transverse force of the front and back left bolt connection the interface of the frame

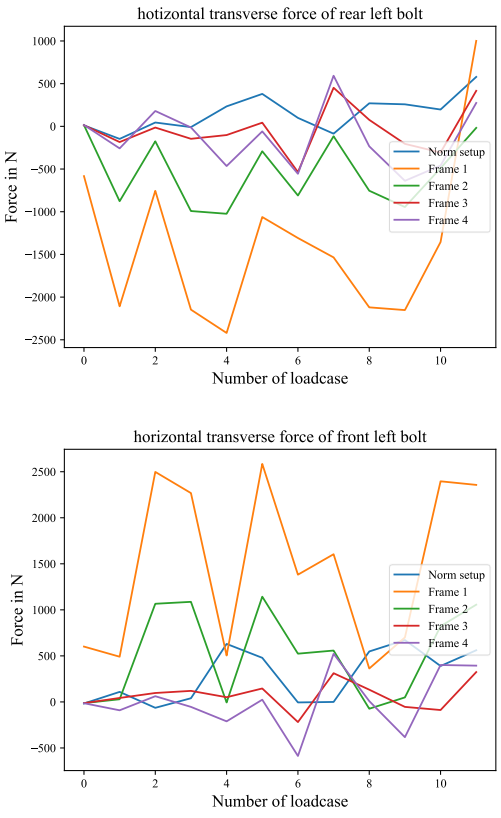


Figure 4 Horizontal transverse force of the front and back left bolt connection the interface of the frame

In general, these results can be explained by the stiffnesses of the individual frame geometries and their boundary conditions. The loads on the drive unit and its crankshaft result in bending and torsional moments that can only be absorbed at the front axle with the given boundary condition.

In case of a low stiffness of the frame, the load on the drive unit is mainly transmitted to the frame via the front screw. However, no comparable force can be absorbed at the rear screw due to the free rotation of the rear axle. In simplified terms, the proportion of the forces transmitted here is defined by the ratio of the stiffness between the mounting points of the motor and the bearing point of the front wheel, which is why this can be regarded as a critical factor. Due to the dependence on the load type, it is important to consider the resulting stiffness for all degrees of freedom between the frame interface and the respective boundary conditions.

For the two frames without a top tube (frames 1, 2), the overall stiffness can be assumed to be low in comparison to the frames 3 and 4. Therefore, this results in strong differences in the front and rear bolt loads, especially in comparison with the uniformly stiff bedding of the norm test. In this case, an increased load on the front and a lesser load on the rear mounting point can be observed. For the two diamond frames (3, 4), a minor deviation of the bolt forces and thus a behaviour similar to the rigid norm test can be observed. Here, the connection of the top tube helps to stiffen the seat post and the rear part of the frame and couples the forces introduced there to the boundary condition of the front axis. To visualize this effect, the following figure 6 shows the scaled deformation of the frame1 for the example of a load on the right pedal. Here, a stress concentration and torsion on the down tube as well as the resulting displacement of the rotationally not limited rear axis can be observed.

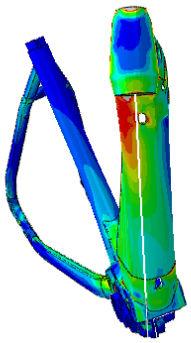


Figure 5 Deformation of frame 1 for a right pedal load of load case 4 (scale factor= 20, colours represent the mises stress)

For such a deformation of the frame due to a lower effective stiffness at the rear mounting point, forces at the drive unit are mainly transmitted via the frontal screw. In addition to this modified force flow, this also causes a torsion of the interface, which results in the horizontally oriented forces at the bolted connection, as the drive unit is blocking that deformation.

At this point, it should also be noted that the modelling of the reaction force of the chain on the rear axis has a decisive influence on the load situation of the housing. This is because the moment applied by the chain to the rear axis as well as the tensile load of the chain stays have a strong effect on this behaviour and the deformation of the frame.

Finally, from the perspective of the housing optimization, the question arises how this frame dependency affects the actual loading on the housing of the drive unit. For this purpose, various points of the entire housing were calculated for a larger set of real field loads in a subsequent calculation. For good comparability with the previously determined bolt forces, the most critically loaded points at the front and rear left mounting points are displayed in figure 7.

These results show an enormous influence of the different frame variants on the actual stresses of the housing, confirming the observations of the previous investigation. Dependent on the respective load, a variable local influence of the frame stiffness arises due to the complex geometry of the housing.

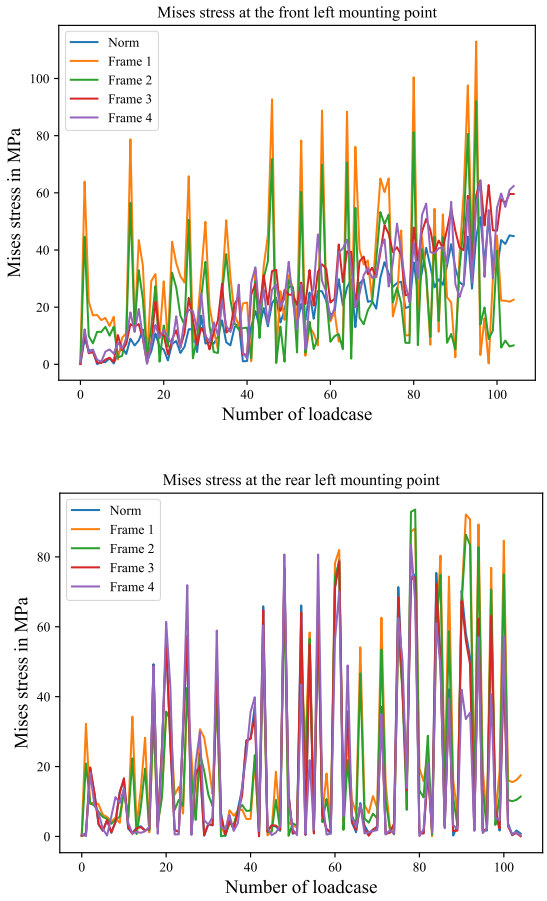


Figure 6 Mises stress at local parts of the drive unit housing for different loads of a real load collective

The fact that the difference between the mises stress values for each frame varies across the selected load points indicates that there is in fact a load dependent influence of each bike frame. Thus, it can be stated that the influence of the frame on the loading situation of the housing must be evaluated locally for each section of the housing and regarding the real load collectives. Since deviations from the norm setting can also be observed for frames 3 and 4, it can be stated that not only low-entry frames, but all frames must be taken into account in the design.

3.3 Simulation of the frame loads

For this second part of the investigation, the loads of the second setups in Fig. 1 were simulated for each frame type with the drive unit mounted. To determine the influences, again the bolt forces at the frame interface are evaluated. Since the amplitudes of the bolt forces were similar at all four bolt points, only the maximum values for each load are listed in table 2.

Table 2 Amplitude of the transverse forces for bolts during external loads on the frame

		Frame 1	Frame 2	Frame 3	Frame 4
Load on front axis (1000 [N])	vertical Bolt forces [N]	15	12	13	15
	horizontal Bolt Forces [N]	90	71	16	100
Load on seat tube (1200 [N])	vertical Bolt forces [N]	57	35	25	2
	horizontal Bolt Forces [N]	1100	710	72	4

Based on these results, it can be concluded that only for the low entry frame geometries significant forces are introduced into the engine through external loads on the frame. These results can again be explained by the low stiffness at the interface. For the external loads, the horizontal forces result from the deformation of the interface, which makes the drive unit a load-carrying part of the frame.

An examination of the actual stresses in the housing showed an increased mises stress value of up to 14 MPa for the load on the seat tube of frame 1 and at the locations considered in figure 6. For the same load on frame 2, 9 MPa could be determined. All other load and frame combinations showed only very small effects.

4. Conclusion

Overall, the investigations revealed a non-negligible influence of the bike frame on the load and stress on the drive unit. The influence of different frame stiffnesses at the mounting points was obvious and therefore needs to be considered for the calculation, design and testing of the eBike drives. This means that for the design of the drive unit, a sufficient selection of loads and frame stiffnesses must be considered and varied to identify the most critical points. The external load on the frame had a lesser influence, but this load case should not be completely disregarded for frame geometries comparable to frame 1 and 2.

At this point, it should be pointed out once again that only certain mounting positions and a small section of the frames available on the market were considered in this study. Other mounting angles, materials and differently designed frame interfaces may lead to other results for both load cases.

In general, these results show that the simplified frame-free analysis of the present norm requirements for the drive unit is not sufficient to cover loads in real eBike applications. Especially regarding the load collectives determined in [7] and their interaction with the frame stiffness, it cannot be assumed that the normative load case defined in [1] allows a robust design or reliable testing for all possible loads and system configurations. Likewise, from the perspective of frame design, it must be examined whether the norms defined there also enable a safe and robust design for eBike frames. Due to the enormous influences and increased loads for low entry bike frames, constructive adjustments to stiffen the interface could be a reasonable option.

The sub-modelling method used in this study enables a computationally efficient inclusion of the bike frame for the simulative investigation of the drive unit. Here, it is important to also model the reaction force of the chain at the rear axle in order to represent the real loading.

Due to the large number of bike frames and frame geometries, a simulation of each bike frame is impractical. In a first step, similar to the present study, example frames for the different types of bikes and frames can be defined and considered for the simulation.

As an extension, a characterization of the frame types based on defined tolerances for individual stiffnesses would be conceivable. This would allow a target-oriented design, a specific classification of the frames as well as a defined requirement for the frame builder. For example, the bending and torsional stiffnesses between the mounting and the pivot points could be determined and used as a tolerance and release criterion.

For further investigations, the simplified choice of boundary conditions must be reconsidered and investigated in more detail, since it is not realistic to assume that there is a clearly fixed rotational boundary condition for the frontal axis. For a more accurate analysis, the driver-controlled system and its forces in relation to the pedal load and the driving situation have to be defined.

References

[1] DIN EN ISO 4210-8: *Fahrräder – Sicherheitstechnische Anforderungen an Fahrräder – Teil 8: Prüfverfahren für Pedale und Antriebssystem*; (ISO 4210-8:2014)

[2] DIN EN 15194: *Fahrräder – Fahrräder – Elektromotorisch unterstützte Räder –E-PAC*; (15194:2017)

[3] Tomasz Tomaszewski: *Fatigue life analysis of steel bicycle frame according to ISO 4210*. Engineering Failure Analysis (2021), Volume 122, 105195, DOI: 10.1016/j.engfailanal.2020.105195

[4] Zaimović-Uzunović, N., Bešlagić, E., Porča, A.: *Numerical Analysis of Material Fatigue Impact on Bicycle Frame Safety in Accordance with EN 14764*. In: New Technologies, Development and Application (2019), vol 42. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-319-90893-9_4

[5] V. Bulej et al.: *Analysis of Symmetrical/Asymmetrical Loading Influence of the Full-Suspension Downhill Bicycle's Frame on the Crack Failure Formation at a Critical Point during Different Driving Scenarios and Design Improvement.* Symmetry (2022), vol. 14, no. 2, p. 255, DOI: 10.3390/sym14020255.

[6] Lorenzo, D & Hull, M.: *Quantification of Structural Loading During Off-Road Cycling.* Journal of biomechanical engineering (1999), 121. 399-405. DOI: 10.1115/1.2798337.

[7] Steck M., Husung S., Hassler J.: *Determination and systematization of load situations for eBike drive units as basis for their design and optimization*. *8. IFToMM-D-A-CH Konferenz* (2022) DOI: 10.17185/duepublico/75445

[8] Guyan, J: *Reduction of stiffness and mass matrices*. AIAA, 3(380). (1965)

[9] Koutsovasilis, P.: *Model Order Reduction in Structural Mechanics*. Dissertation, Technische Universität Dresden. (2009) DOI: 10.1016/0021-9290(81)90013-0

Qualitative und Quantitative Untersuchung des Motorfreilaufs auf das dynamische Verhalten einer eBike-Antriebseinheit

Qualitative and quantitative study of the motor freewheel on the dynamic behavior of an eBike drive unit.

Kevin Steinbach, Bosch eBike Systems, Universität Siegen, Hochschule-Bonn-Rhein-Sieg, 72770 Reutlingen, Deutschland, kevin.steinbach@de.bosch.com
Dr. Dominik Lechler, Bosch eBike Systems, 72770 Reutlingen, Deutschland, dominik.lechler@de.bosch.com
Prof. Dr.-Ing. Iris Groß, Hochschule-Bonn-Rhein-Sieg, Institut für Technik, Ressourcenschonung und Energieeffizienz (TREE), 53757 Sankt Augustin, Deutschland, iris.grossh@h-brs.de
Prof. Dr. Dirk Reith, Hochschule-Bonn-Rhein-Sieg, Institut für Technik, Ressourcenschonung und Energieeffizienz (TREE), 53757 Sankt Augustin, Deutschland, dirk.reith@h-brs.de
Prof. Dr.-Ing. Peter Kraemer, Universität Siegen, Department Maschinenbau, 57076 Siegen, Deutschland, peter.kraemer@uni-siegen.de

Kurzfassung

Heutzutage werden alternative Mobilitätslösungen immer wichtiger. Dabei haben eBikes ihr Potential längst unter Beweis gestellt. Der zugehörige Markt ist über die letzten 10 Jahre enorm gewachsen und gleichermaßen auch die Erwartungen an das Produkt, wie bspw. eine Fahrt ohne störende Vibrationen und Geräusche zu haben. Der Motorfreilauf leistet dabei einen maßgeblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten. In diesem Beitrag soll daher eine methodische Vorgehensweise vorgestellt werden, um mittels Versuch und Simulation den Einfluss des Motorfeilaufs auf das dynamische Verhalten der eBike Antriebseinheit zu bestimmen.
Gemäß [1] ist die grundsätzliche Charakteristik eines Freilaufs bekannt. Er sorgt dafür, dass ein Drehmoment in nur eine Drehrichtung übertragen wird. Bei der eBike Antriebseinheit entkoppelt der Motorfreilauf dabei den E-Motor samt Antriebsstrang gegenüber dem Pedalieren des Fahrers. Das Motor-Moment kann somit auf die Pedalachse übertragen werden, ohne dass der Fahrer das zusätzliche Moment - kraft Trägheiten und Verluste im Antriebsstrang - bei nicht unterstützendem Motor mittreten muss. Damit unterscheidet sich dieses Konzept gegenüber Automotive-Anwendungen und ist im System einer eBike Antriebseinheit noch wenig untersucht.
Um den Einfluss des Freilaufs qualitativ zu untersuchen, wird zunächst ein reduziertes Mehr-Massen-Schwinger-Modell der Antriebseinheit erstellt, das als Torsionsschwingerkette mit einem Freiheitsgrad je Masse beschrieben wird. Dieser Ansatz wird gewählt, da der Freilauf schematisch gesehen einer Torsionsfeder entspricht und somit Effekte bedingt durch weitere Freiheitsgrade eliminiert werden. Damit ist ein Rückschluss gezielt auf den Freilauf möglich.
Als Parametergrößen werden ausschließlich die Wellensteifigkeiten und Zahnsteifigkeiten sowie Trägheitsmomente betrachtet. Die Steifigkeit des Freilaufs stammt dabei aus einer messtechnischen Untersuchung. Eine Modellbildung und Simulation des Freilaufs, bedingt durch die physikalischen Effekte der Klemmkörper, ist verglichen mit dem Aufwand einer Messung wesentlich zeitaufwendiger und wird daher nicht verfolgt. Die Kennlinie der Steifigkeit wird in einer approximierten Funktion für die Modellbildung berücksichtigt. Wie gemessen wird und unter welchen Annahmen die Approximation erfolgt, soll noch vorgestellt und diskutiert werden. Übrige Steifigkeiten und Trägheiten sind entweder computergestützt berechnet oder messtechnisch erfasst. Zum Validieren wird die Auslenkung der Simulation unter Last bestimmt und mit der des Versuches verglichen.
Bild 1 zeigt das methodische Vorgehen und ist im Nachfolgenden genauer erklärt. Da Steifigkeiten in der Realität lastabhängig sind, werden Massenmatrix und Steifigkeitsmatrix zunächst nur qualitativ anhand eines Ersatzmodells aufgestellt. Es folgt die quantitative Untersuchung der Eigenwerte und -frequenzen für verschiedene Betriebspunkte, jedoch ohne Last und Dämpfung, nur durch Anpassung der Größe der Steifigkeiten. Anhand dieser Ergebnisse werden die Sensitivitätskoeffizienten für die Massenmatrix und Steifigkeitsmatrix gebildet und miteinander verglichen. Dadurch kann aufgezeigt werden, wie sensitiv die eBike Antriebseinheit im Betrieb bezogen auf den Freilauf ist.
Für eine qualitativ bessere Aussage, folgt eine transiente, numerische Zeitbereichsrechnung unter Last mit lastabhängigen Steifigkeiten sowie mit Dämpfung. Durch die einhergehende Nicht-Linearität ist die mittlere Steifigkeit amplitudenabhängig und es kommt zu höher harmonischen Torsionsschwingungen des Systems. Hierdurch kann gezeigt werden, wie groß der Einfluss der Lastabhängigkeit ist, indem dynamische Zustände ohne Last bis maximaler Last betrachtet werden. Das Verhalten wird mit Versuchen verglichen, bei denen die Schwingung der Wellen der Antriebseinheit über ein Laser-Vibrometer gemessen wird. Ergebnisgüte und Rückschlüsse sollen im Detail diskutiert werden.

DOI: 10.17185/duepublico/77405

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Nicht-kommerziell - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz.

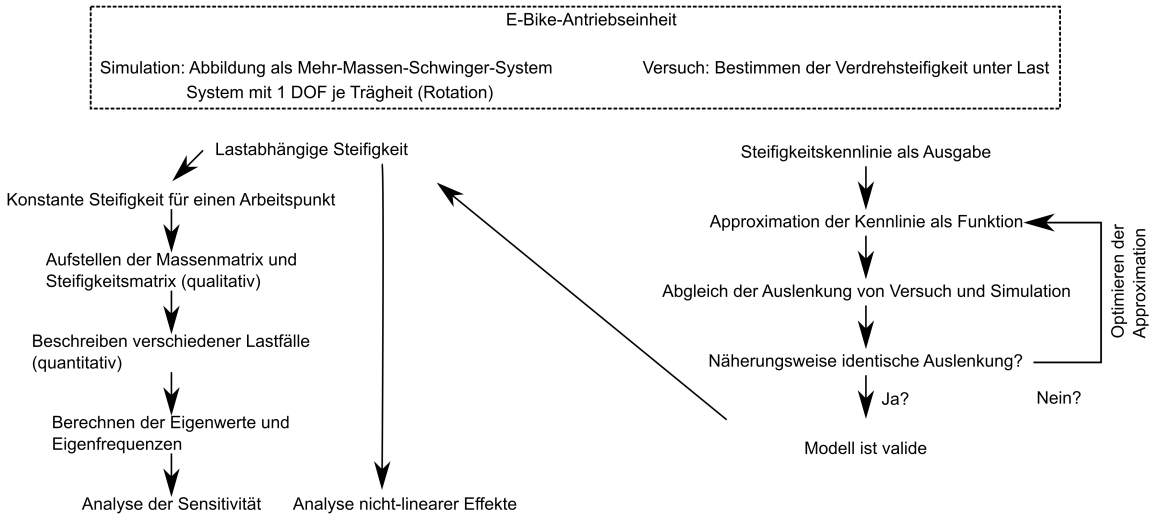


Bild 1: Methodische Vorgehensweise zur Ermittlung des Effekts des Freilaufs auf die Dynamik der eBike Antriebseinheit

Literatur

[1] Dresig, Hans und Fidlin, Alexander: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2020, ISBN 978-3-662-59136-9, S. 199 .

DuEPublico

Duisburg-Essen Publications online

UNIVERSITÄT DUISBURG ESSEN

Offen im Denken

ub | universitäts bibliothek

Dieser Text wird via DuEPublico, dem Dokumenten- und Publikationsserver der Universität Duisburg-Essen, zur Verfügung gestellt. Die hier veröffentlichte Version der E-Publikation kann von einer eventuell ebenfalls veröffentlichten Verlagsversion abweichen.

DOI: 10.17185/duepublico/77383
URN: urn:nbn:de:hbz:465-20240205-101330-5

© 2023 die Autorinnen und Autoren.
Es gelten die in den einzelnen Tagungsbeiträgen genannten Rechte/Lizenzen.