

18. VDI-Getriebetagung

Bewegungstechnik 2016

Getriebe - Mechanismen - Servotechnik

**VDI-Berichte 2286**

VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

18. VDI-Getriebetagung

Bewegungstechnik 2016

Getriebe - Mechanismen - Servotechnik

Nürtingen, 20. und 21. September 2016



VDI-Berichte 2286

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek
(German National Library)
The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie
(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092286-7

Inhalt

	Seite	
Vorwort	1	
Produktentwicklung und Fertigung		
<i>H. Niggemann</i>	Entwicklung des kinematischen Systems einer Digitaldruckmaschine zur Dekoration beliebig gekrümmter Oberflächen	3
<i>D. Denninger, M. Graf, M. Berger, B. Awiszus</i>	Prozessorientierte Synthese der neuartigen Rotorflechtmaschine "D-3F" zur konturadaptiven Fadenablage	25
<i>S. Laudahn, F. Irlinger, T. C. Lüth, K. Abdul-Sater,</i>	Auslegung und Rapid Prototyping einer räumlichen Fahrzeugtürkinematik unter Berücksichtigung von Singularitätsbetrachtungen sphärischer 4-Gelenke	37
<i>R. Nolte</i>	Numerisch optimierte NC-Programme für räumliche Kurven	51
Bewegungs- und Getriebeoptimierung		
<i>R. Braune</i>	Gestaltung von Bewegungsübergängen mit Hilfe vorgewählter Drehmomentprofile – Ein effektiver Ansatz zur Antriebsentlastung bei schnelllaufenden Koppelgetrieben	61
<i>B. Alpers</i>	Schranken und Extremalfunktionen für die Kennwerte der VDI Richtlinie 2143	73
<i>S. J. Zekeyo, S. Nezhat, C. Schropp, S. Miller</i>	Computergestützte Simulationsschnittstelle – Optimierte Systementwicklung in der Mechatronik	85
<i>A.J. Klein Breteler</i>	Umwandlung einer Drehschwing- in eine Schubbewegung – Lösungen mithilfe von Schubschwingen unter Berücksichtigung der Übertragungsgüte	95

Parallelkinematiken in der Robotik

<i>M. Lorenz, T. Haschke, M. Hüsing, B. Corves</i>	Entwicklung eines Parallelmanipulators mit redundantem Antriebskonzept zur Untersuchung neuartiger – Konfigurationsplanungs- und Bewegungsstrategien	107
<i>S. Schulz, A. Seibel, J. Schlattmann</i>	Situative Bewegungssimulation des zweibeinigen, parallelkinematischen Schreitroboters CENTAUROB	119
<i>A. Seibel</i>	Systematische Entwicklung von passiven Gelenken für parallele Strukturen zur Vergrößerung des Arbeitsraums	131

Getriebe als Greifer

<i>R. J. Kirschner, S. Heinrich, M. Berger</i>	Modulare Greifersysteme auf Basis monolithischer Gelenke mit 3D-Druckbauteilen für kollaborierende Roboter	141
<i>U. Hanke, A. Tudorache, M. Zichner, N. Modler, A. Klotzbach</i>	Monolithische Konvexgreifer – Potenziale nichtkomplanarer Nachgiebigkeitseffekte	153
<i>J. Brinker, M. Müller, J. Paris, M. Hüsing, B. Corves</i>	Getriebetechnische Auslegung eines multifunktionalen wandelbaren Endeffektors zur automatisierten Handhabung und multiaxialen Drapierung von Verstärkungstextilien	167

Koppelgetriebe

<i>T. Pinner,</i> <i>S. Ott,</i> <i>A. Albers</i>	Koppelgetriebe als Schaltroboter mit Kinematik-, Regelungs- und Anwendermodellen	179
<i>T. Kölling ,</i> <i>J. Paris,</i> <i>M. Hüsing,</i> <i>B. Corves</i>	Bewerten der Ergonomie handbetätigter Mechanismen durch virtual prototyping mit haptischem Display RePlaLink-HFS als universelles haptisches Feedback-System – Evaluate ergonomics of manually actuated mechanisms by virtual prototyping with haptic display – RePlaLink-HFS as universal haptic Feedback-System	193
<i>S. Heinrich,</i> <i>M. Berger</i>	Modulgestützte Untersuchung der Mittel- und Kreispunktkurve hinsichtlich kinetostatischer Kenngrößen bei Stephenson-Getrieben	207

Vorwort

Branchenübergreifend unterliegen heute weltmarktaugliche Lösungen von Bewegungsaufgaben einem ganzheitlichen Systemansatz. Dieser ist geprägt durch das Zusammenspiel neuester Forschungsergebnisse und Innovationen der Antriebs- und Getriebetechnik, der Regelungs-, Steuerungs- und Automatisierungstechnik bis hin zur Werkstoff- und Konstruktionstechnik, wobei die Methoden der virtuellen Produktentwicklung den Entwicklungsalltag mehr und mehr dominieren.

Die VDI-Tagung „Bewegungstechnik“ ist seit Jahrzehnten der traditionelle Treffpunkt für Konstrukteure und Ingenieure aller Branchen des Maschinen-, Anlagen- und Gerätebaus. Im zweijährigen Turnus erhalten die Teilnehmer neue Impulse und Ideen zur Lösung anspruchsvoller Bewegungsaufgaben. Darüber hinaus ist diese interdisziplinär geprägte VDI-Tagung ein wichtiges Forum für den Wissens- und Erfahrungstransfer zwischen den Universitäten, Hochschulen und Industrieunternehmen.

Der umfassende Strukturwandel im Bereich der Bewegungs- und Antriebstechnik spiegelt sich im vorliegenden Tagungsband wieder. Im industriellen Umfeld werden heute vor allem zentrale oder dezentrale Motion-Control-Systeme (MCS) mit einem hohen Grad an Flexibilität und Adaptierbarkeit als zukunftsweisend angesehen. Mechanismen behaupten ihre Stellung dann, wenn MSC parameterbedingt nicht einsetzbar sind, zur Bewegungserzeugung mehrere Antriebe kostenrelevant erforderlich wären oder große Massen bei hohen Betriebskräften zwangsläufig und entweder extrem schnell oder sehr langsam bewegt werden müssen. Innovationen sind – auch bedingt durch die in den letzten Jahren rückläufigen Studienmöglichkeiten im Bereich der Mechanismentechnik in Deutschland – immer seltener.

In der Praxis auftretende Fragestellungen, wissenschaftliche Untersuchungen und neue methodische Ansätze sowie entwickelte Lösungen wurden in Vorträgen präsentiert und im Tagungsband zusammengefasst. Neben Beispielen für Druck- und Textilmaschinen, neuen Entwicklungen aus den Bereichen der Handhabungstechnik, Robotik, Parallelkinematik und Endeffektoren, findet der Leser neue Ansätze zur Berechnung und Simulation, zur Bewertung von Nachgiebigkeitseffekten und Gelenkgestaltung und erhält Einblicke in die Herausforderungen des Rapid Prototyping.

Im Praxisalltag vieler Ingenieure ist heute interdisziplinäres Wissen erforderlich, um die Leistungs- und Konkurrenzfähigkeit komplexer Maschinen und Anlagen stetig zu steigern und einen Innovationsvorsprung zu garantieren. In diesem Sinne greift auch die 18. VDI-Getriebetagung „Bewegungstechnik“ branchenübergreifende Fragestellungen aus Forschung und Praxis auf und gibt nachhaltige Anregungen zur Bearbeitung eigener anspruchsvoller Aufgabenstellungen.

Wir freuen uns Sie als Teilnehmer der Tagung begrüßen zu dürfen

Im Namen des Programmausschusses



Tagungsleiter

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Maik Berger

Institut für Füge- und Montagetechnik

Professur Montage- und Handhabungstechnik

Technische Universität Chemnitz

Entwicklung des kinematischen Systems einer Digitaldruckmaschine zur Dekoration beliebig gekrümmter Oberflächen

Dr.-Ing. Henning Niggemann,
Heidelberger Druckmaschinen AG, Heidelberg

Kurzfassung

Mit der neuen Maschinenreihe *Omnifire* der Heidelberger Druckmaschinen AG sollen nahezu beliebige Objekte mit ebenen oder gekrümmten Oberflächen individuell bedruckt werden. Grundlage der Technologie ist die Kombination des UV-Inkjet-Druckverfahrens mit einer hochpräzisen, bei Heidelberg entwickelten Robotik.

Der Beitrag beschreibt die Entwicklung des Handhabungssystems für die Druckobjekte von der Struktursynthese über die Abbildung des mechatronischen Gesamtsystems in der Mehrkörpersimulation, die Optimierung der Bewegungsgenauigkeit bis zur Inbetriebnahme der Maschine.

1. Direktdruck auf beliebig geformte Oberflächen

Bei Gebrauchs- und Konsumgütern ist das Design ein zunehmend wichtiger Faktor für den Markterfolg. Der Wiedererkennungswert und das Image von Marken und Produkten können dabei wesentlich durch eine eigenständige, attraktive farbige Gestaltung unterstützt werden. Im industriellen Produktionsprozess stehen verschiedene Verfahren zum Bedrucken von Gegenständen zur Verfügung.

Ebene oder gekrümmte Objektoberflächen können z.B. im Tampon- oder Siebdruck farbig gestaltet werden. Da hier jeweils eine motivspezifische Druckform (Drucktampon, Sieb) erforderlich ist, eignen sich diese Verfahren vor allem zur wirtschaftlichen Herstellung mittlerer bis großer Stückzahlen. Zunehmend besteht jedoch der Wunsch vieler Hersteller, ihren Kunden mehr Möglichkeiten zur Individualisierung von Produkten anzubieten. So hat der Käufer eines PKW heute vielfach die Möglichkeit, sein Fahrzeug durch Kombination verschiedener vorgegebener Designelemente bzw. Dekors zu individualisieren (**Bild 1**). In der Produktion werden solche Dekorvarianten häufig durch Folierungen umgesetzt. Ebenso kommen Druckverfahren wie der Wassertransferdruck oder das Inmould-Labeling zum Einsatz.

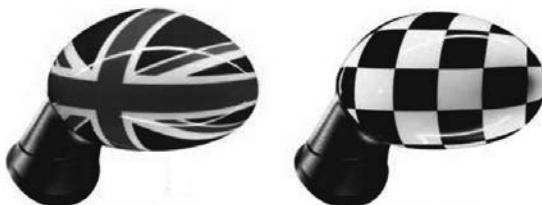


Bild 1: Zwei Gestaltungsmöglichkeiten für einen PKW-Außenspiegel nach [1].

Dem Trend zur Individualisierung folgend erforscht die Heidelberger Druckmaschinen AG Einsatzmöglichkeiten digitaler Druckverfahren zur Dekoration nahezu beliebiger Objektformen. Dabei besteht das Entwicklungsziel, auf Basis der Inkjet-Technologie mit UV-trocknenden Farben ein Drucksystem zu schaffen, mit dem sogar einzelne Objekte nach individuellem Kundenwunsch wirtschaftlich bedruckt werden können.

2. Komponenten des Systems zum Bedrucken von 3D-Oberflächen

Das Drucksystem zur Bebilderung beliebig geformter Oberflächen besteht aus einem Druckmodul mit den Tools zur Realisierung des Inkjet-Prozesses und aus einem Handhabungsgerät (HHG) zur Erzeugung der Druckbewegung (**Bild 2**).

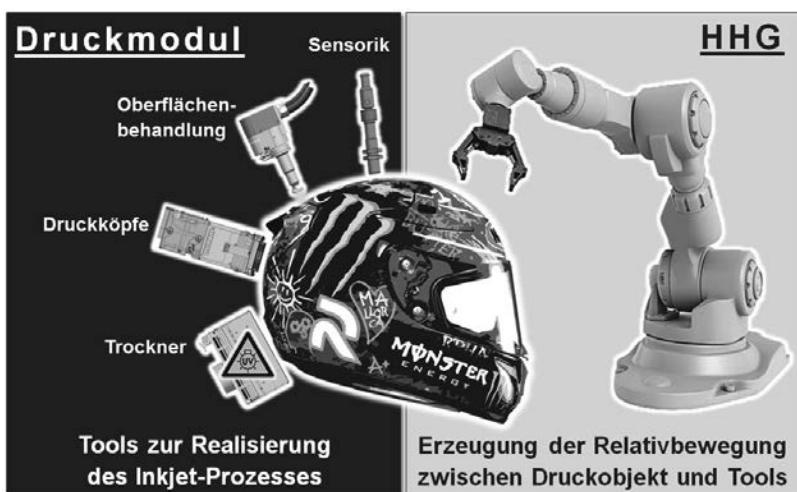


Bild 2: Komponenten eines Systems zum Direktdruck auf nahezu beliebig geformte Objekte.

Das Druckmodul enthält zunächst Sensoren zur Erfassung der Druckobjektlage in der Maschine bzw. zur Vermessung der Druckoberfläche. Um Druckobjekte aus möglichst vielen unterschiedlichen Materialien (Oberflächen aus Metall, Kunststoffen, lackierte Oberflächen) bedrucken zu können, sind darüber hinaus Vorbehandlungstools notwendig. Sie dienen zur Konditionierung der Druckoberfläche, so dass ein günstiges Farbannahmeverhalten und eine gute Haftung der Farben erreicht wird. Die Inkjet-Druckköpfe stellen die zentralen Tools des Druckmoduls dar. Sie verdrucken lackartige Farben, die ein breites Substratspektrum abdecken und unter Einwirkung von ultraviolettem Licht praktisch schlagartig aushärten. Entsprechend besitzt das Druckmodul einen UV-Trockner als weiteres Tool. Darüber hinaus können sog. Pinningtools notwendig sein. Sie dienen zur Vortrocknung des Druckbildes mit geringer UV-Leistung und können damit ein ungewolltes Verlaufen der Farben verhindern.

Zur Bebildung eines Objektes müssen die Tools mit hoher Bahngenaugkeit und möglichst gleichmäßiger Geschwindigkeit über die Druckoberfläche geführt werden. Diese Aufgabe übernimmt das Handhabungsgerät (HHG) als zweite zentrale Komponente des Drucksystems. Sollen allgemein gekrümmte Flächen bedruckt werden, ist ein Handhabungssystem mit 6 Bewegungssachsen erforderlich.

3. Festlegung des Maschinenkonzeptes

Bei der Entwicklung des Maschinenkonzeptes muss zunächst festgelegt werden, ob das Handhabungsgerät der Maschine zur Führung der Tools bei stillstehendem Druckobjekt oder zur Bewegung des Objekts bei gestellfesten Tools eingesetzt werden soll. Beide Grundkonzepte werden bei Heidelberg verfolgt und je nach Anwendung gemäß der jeweiligen Vor- und Nachteile angewendet.

Das Konzept „bewegtes Druckmodul“ bzw. „bewegte Tools“ ist von Vorteil, wenn die Handhabbarkeit des Druckobjektes kritisch erscheint (z.B. bei vergleichsweise großen oder schweren Objekten) und wenn gleichzeitig ein eher einfaches Druckmodul mit wenigen Tools verwendet werden kann. Eine typische Druckaufgabe dieser Art wäre z.B. die Dekoration eines PKW bzw. eines größeren Karosserieteils mit einem einfarbigen Schriftzug.

Das Drucksystem *Omnifire* als Gegenstand dieses Beitrags ist dagegen zur Bebildung kompakter und vergleichsweise leichter Druckobjekte vorgesehen. Dabei wird ein qualitativ hochwertiger Rasterdruck mit Deckweiß, mindestens 4 Grundfarben und zusätzlicher Klarlackierung gefordert. Jede Farbe wird mit einem separaten Inkjetkopf gedruckt, so dass ein komplexes Druckmodul mit relativ großem Bauraumbedarf entsteht (**Bild 3**).

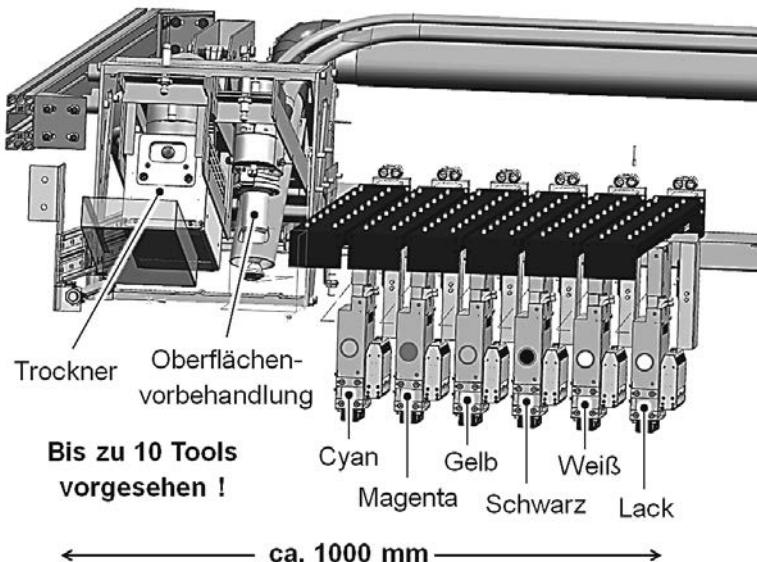


Bild 3: Druckmodul mit Oberflächenvorbehandlung, 6 Druckköpfen und UV-Trockner.

Das Maschinenkonzept "bewegte Tools" wäre bei der vorliegenden Druckmodulgröße allenfalls in Verbindung mit einem Wechselsystem umsetzbar, bei dem nur das gerade benötigte Tool aus einem Magazin entnommen und mit dem Handhabungsgerät gekoppelt wird. Neben Nachteilen für die Prozessdauer wäre dabei insbesondere ein prozesstechnisch sehr kritisches Trennen und Verbinden der Druckkopf - Farbversorgungen nötig. Ein weiterer Nachteil des Prinzips "bewegte Tools" sind die durch Beschleunigungen auftretenden Druckschwankungen in den Farbleitungen und -kanälen, die zu Störungen des Jettingverhaltens der Druckköpfe führen können.

Für das geplante Drucksystem *Omnifire* zur Dekoration kompakter Gegenstände unter Verwendung eines komplexen Druckmoduls fällt daher die Wahl auf das Maschinenkonzept "bewegtes Druckobjekt". Zusätzlich ist dabei aber auch eine bewegliche Anordnung der einzelnen Tools im Druckmodul vorgesehen. Während des Druckvorgangs können damit alle Tools, die gerade nicht aktiv sind, in eine Parkposition außerhalb des kollisionskritischen Arbeitsraums der Robotik bewegt werden.

4. Entwicklung des Handhabungsgerätes zur Erzeugung der Druckbewegung

Um nahezu beliebig geformte Gegenstände bzw. Oberflächen bedrucken zu können, muss das Handhabungssystem der Maschine eine allgemein räumliche Bewegung der Druckobjekte ermöglichen. Entsprechende Handhabungsgeräte mit sechs Bewegungsmöglichkeiten (sechs „Roboterachsen“) werden prinzipiell von zahlreichen Herstellern angeboten. Für Handhabungsaufgaben, die einen großen Arbeitsraum erfordern, kommen meist Maschinen mit serieller kinematischer Struktur zum Einsatz. Parallelkinematische Maschinen besitzen häufig eine besonders hohe Steifigkeit und ein günstiges dynamisches Verhalten. Bei der Auswahl eines geeigneten Handhabungsgerätes zur Führung der Druckobjekte ist zunächst ein Abgleich zwischen den spezifischen Eigenschaften des HHG und den Anforderungen des Inkjet-Prozesses erforderlich.

Bei der vorliegenden Aufgabe müssen beispielsweise Kriterien wie die maximale Traglast, die Leistungsdichte, die Bahngeschwindigkeit (insbesondere im Hinblick auf ihre Konstanz) und die erreichbare Bewegungsgenauigkeit bewertet werden (Tabelle 1).

Tabelle 1: Bewertung gängiger Handhabungsgeräte anhand ausgewählter Kriterien.

Kriterium	Eigenschaft / Bewertung gängiger HHG	Bedeutung für den UV-Inkjet-Prozess
Maximale Traglast	hoch	niedrig
Leistungsdichte	hoch	niedrig
Maximale Bahngeschwindigkeit	hoch	niedrig
Konstanz der Bahngeschwindigkeit	kritisch	hoch
Bahngenaugkeit	kritisch	hoch
Modularität	i.d.R nicht gegeben	mittel

Marktübliche Handhabungsgeräte („Industrieroboter“) besitzen hohe Leistungsdichten und ermöglichen bei hoher Traglast große Arbeitsgeschwindigkeiten. Beim geplanten Inkjet-Prozess sollen Objekte mit einer Masse von maximal 10 kg bewegt werden. Die Bahngeschwindigkeit des Druckkopfs relativ zur Druckoberfläche liegt dabei lediglich in der Größenordnung $v = 200 \text{ mm/s}$, so dass die genannten Stärken gängiger Handhabungsgeräte hier weniger von Nutzen sind.

Der Inkjet-Prozess stellt jedoch besonders hohe Anforderungen an die Bahngenaugkeit und die exakte Einhaltung der Geschwindigkeitsvorgabe. Industrieroboter erreichen gemessen am komplexen mechanischen Aufbau zwar eine erstaunliche Präzision, je nach

Druckaufgabe übersteigen ihre Bewegungsfehler jedoch die zulässigen Grenzen des Inkjet-Prozesses. Ein Beispiel für die Empfindlichkeit des Druckprozesses gegenüber speziellen Bewegungsfehlern ist in **Bild 4** dargestellt. Querschwingungen zwischen Druckkopf und Substrat führen hier zu massiver Streifenbildung beim Druck einer gerasterten Graufläche. Dieser für den vorliegenden Inkjet-Prozess typische Druckfehler wird bereits bei Schwingungsamplituden im niedrigen Hundertstelmillimeter- Bereich sichtbar. Bei üblichen Handhabungsgeräten reicht häufig bereits eine Anregung durch Übersetzungsschwankungen der verwendeten Getriebe aus, um Schwingungen dieser Größenordnung anzuregen und die Druckqualität deutlich zu beeinträchtigen.

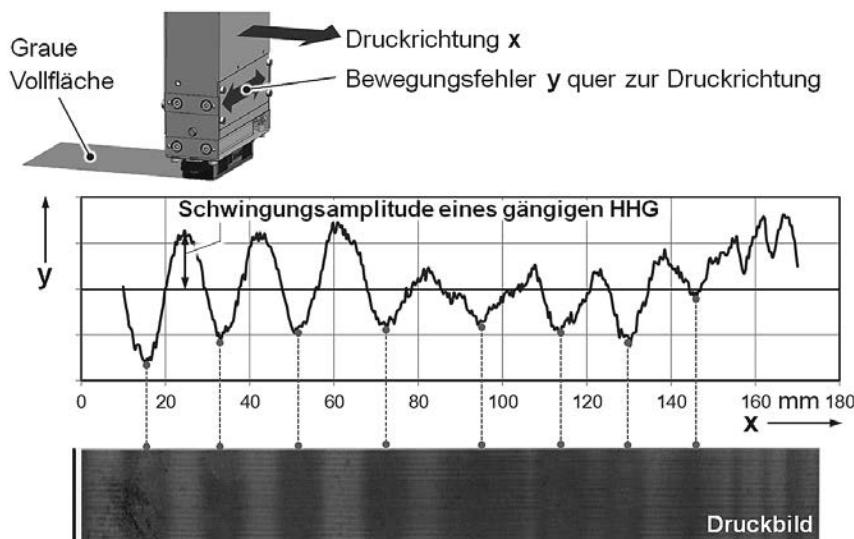


Bild 4: Beispiel für die Auswirkung von Bewegungsfehlern auf das Druckergebnis.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass sich das Leistungsprofil gängiger Industrieroboter und das Anforderungsprofil des Inkjet-Prozesses nicht optimal decken. Im Rahmen der Konzeption des Drucksystems *Omnifire* wurde daher entschieden, ein speziell auf die vorliegenden Anforderungen zugeschnittenes, modulares Handhabungsgerät von Grund auf neu zu entwickeln.

Das primäre Entwicklungsziel ist eine möglichst hohe Bewegungsgenauigkeit des Handhabungssystems für die Druckobjekte. Neben dem Einsatz hochgenauer Antriebe für

die einzelnen Achsen des HHG ist die Wahl einer geeigneten kinematischen Struktur entscheidend für die Erreichbarkeit der Genauigkeitsvorgaben. Die Struktur wurde so gewählt, dass sich für möglichst viele Druckaufgaben eine minimale Anzahl gleichzeitig bewegter Roboterachsen ergibt [2]. Bewegungsfehler des geführten Druckobjekts durch eine Akkumulation der einzelnen Roboterachsenfehler werden damit gering gehalten. Das Handhabungssystem ist zudem modular aufgebaut und kann leicht an spezielle Druckaufgaben angepasst werden.

Alle kinematischen Varianten der Maschine basieren auf einem servoelektrisch angetriebenen x, y, z-Linesarsystem (**Bild 5**), bestehend aus dem Grundgestell 1, der Gantryeinheit 2 sowie den Schlitten 3 und 4. Mit dieser Anordnung kann der Mittelpunkt A des Flanschs 4a auf einer nahezu beliebigen räumlichen Bahn k_A bewegt werden.

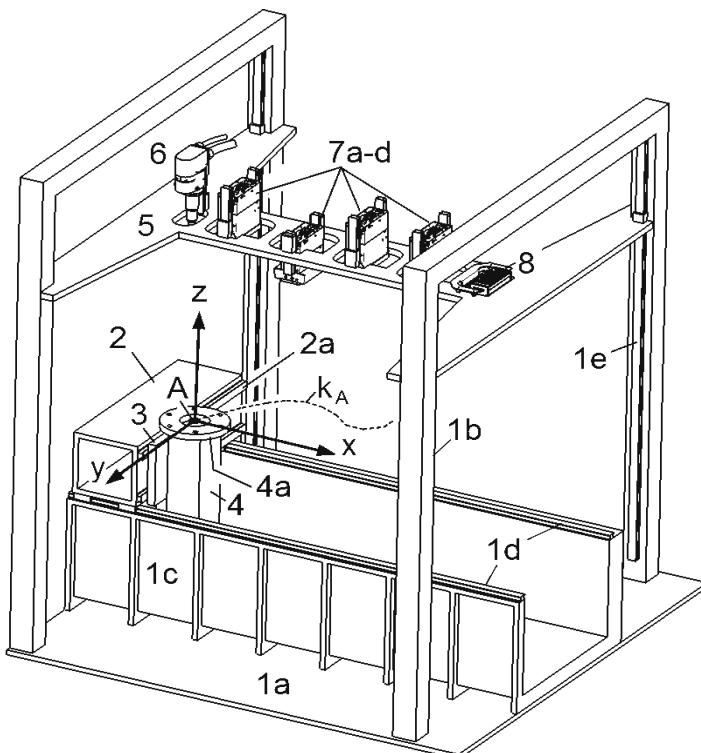


Bild 5: Lineareinheit als Grundbaustein des Handhabungsgerätes [3].

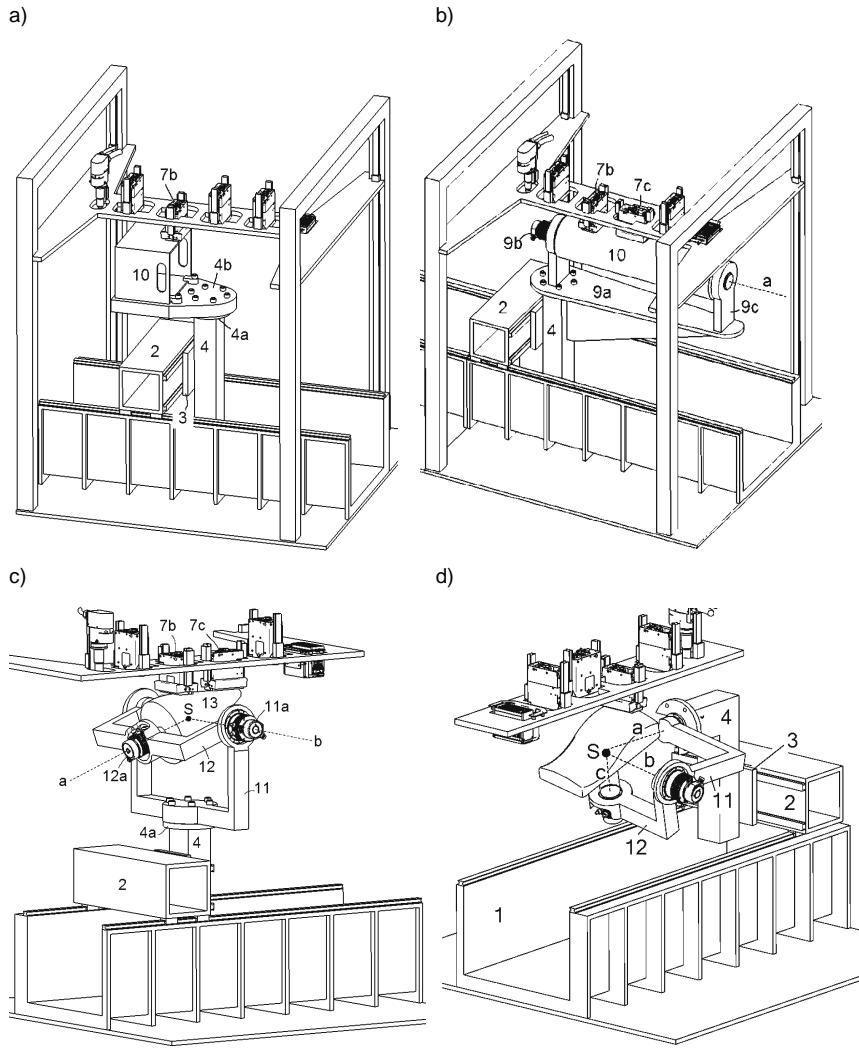


Bild 6: Varianten des Handhabungsgerätes mit 3 Linearachsen und

- b) einer Drehachse
- c) zwei Drehachsen
- d) drei Drehachsen.

Mit dem x, y, z-Linearsystem können bereits ebene Oberflächen bedruckt werden (**Bild 6a**). Sollen mehrere nicht parallele Flächenelemente dekoriert werden, muss das Druckobjekt jedoch umgespannt werden. Durch die Kombination des 3-Achsen-Linearsystems mit Erweiterungsmodulen zur Orientierung des Druckobjektes kann die Maschine an komplexere Druckaufgaben angepasst werden. Die 4-Achsen-Variante (**Bild 6b**) mit drei Linear- und einer Drehachse erweitert das Einsatzspektrum auf rotationssymmetrische Druckobjekte mit gerader Mantellinie. Sollen zusätzlich auch allgemeine Rotationskörper bedruckt werden, ist die 5-Achsen-Variante (**Bild 6c**) zu wählen. Mit der 6-Achsen-Maschine (**Bild 6d**) können schließlich auch allgemein gekrümmte Oberflächen dekoriert werden.

Als Besonderheit zeichnen sich die Maschinen gemäß Bild 6a und 6b dadurch aus, dass der Drehachsenschnittpunkt S frei zugänglich im Einspannbereich des Druckobjektes liegt. Damit können Druckobjekte mit geometrischen Symmetrien so eingespannt werden, dass Symmetriearchsen durch den Punkt S verlaufen oder Symmetriepunkte mit S zusammenfallen. Diese Eigenschaft trägt wesentlich zur angestrebten Minimierung der Anzahl gleichzeitig bewegter Roboterachsen bei.

Ausgehend von diesem modularen Konzept wurden die Maschinenkomponenten gestaltet. Zur Gewährleistung einer möglichst hohen Steifigkeit der Robotik wurde die Konstruktion durch Finite Elemente Berechnungen und erste Mehrkörpersimulationen begleitet. **Bild 7** zeigt die Ausführung der 6-Achsen-Variante, die im Folgenden näher betrachtet werden soll.

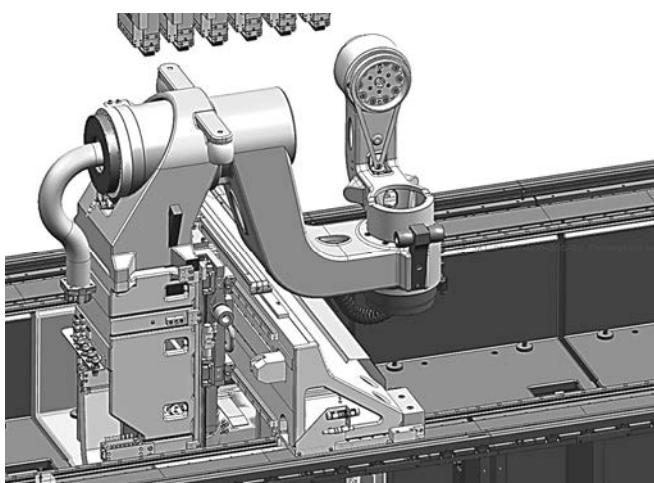


Bild 7: Konstruktive Ausführung der 6-Achsen-Maschine.

5. Untersuchung des mechatronischen Systems in der Mehrkörpersimulation

Zur Vorhersage des kinematischen und dynamischen Verhaltens wird die Konstruktion gemäß Bild 7 zunächst in der Mehrkörpersimulation untersucht. Das Mehrkörpermodell umfasst neben dem mechanischen System auch die Regelung der sechs servoelektrischen Antriebe (**Bild 8**).

Mechanisches System : MKS

- Flexible Körper, elast. Lager und Führungen
- Heidelberg-Ansatz zur Modellierung der Linearführungen zwischen modal reduzierten Flexbodies
- Reibung / Dämpfung
- Detaillierte Abbildung der Motoren

Regelung: Blockmodellierer

- Digitale Regelung
- Kaskadenregler
- PI-Positionsregler
- PI-Geschwindigkeitsregler
- Reibungs-, Momentenvorsteuerung

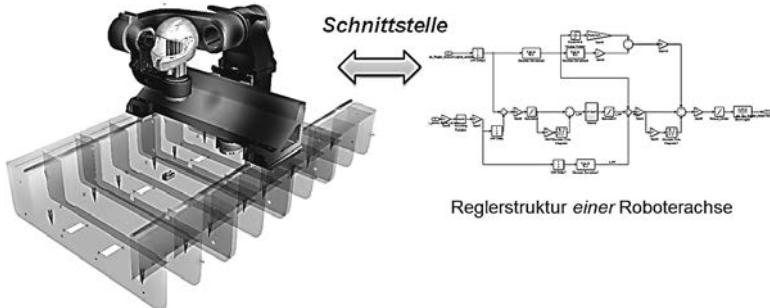


Bild 8: Modelltiefe des mechatronischen Gesamtsystems.

Bei der Modellierung des x, y, z-Linearsystems der Maschine erwies sich die hochgenaue Abbildung der Schlittenführungen als Herausforderung. Da die Bordmittel des verwendeten MKS-Programms keine zufriedenstellende Modellierung der schiebenden Lagerung zwischen modal reduzierten Flexbodies erlaubten, wurde ein alternativer Modellansatz mit hoher numerischer Stabilität, gegenüber Standard-MKS-Funktionen deutlich reduzierter Rechenzeit und hoher Ergebnisqualität entwickelt. Die entsprechende Funktionalität wurde in Form eines Makros in das verwendete MKS-Programm integriert.

Zur Gewinnung eines ersten Eindrucks vom dynamischen Verhalten der Mechanik wird im Folgenden der Druck auf ein kappenförmiges Objekt simuliert. **Bild 9** verdeutlicht die gewünschte Relativbewegung zwischen Objekt und Tools anhand einer Lagenschar der Nozzleplatte des Druckkopfs. Als Sollbahn k_N der mittleren Druckdüse (Punkt N) relativ zum Objekt wird ein ebener Schnitt durch die Druckoberfläche vorgegeben. Zwischen dem

Startpunkt der Bewegung und dem Druckbeginn wird ein Bahnsegment zur Beschleunigung des Systems steigungs- und krümmungsstetig angeschlossen. Analog besitzt die Bahn am Ende ein Segment zum Abbremsen des Druckkopfs. Zur eindeutigen Definition der Toolbewegung muss neben der Druckbahn k_N auch die Orientierung des toolfesten x_{Tool} , y_{Tool} , z_{Tool} – Koordinatensystems festgelegt werden. Das Tool muss im Druckprozess so geführt werden, dass die x_{Tool} - Achse der Druckbahntangente und die Achse z_{Tool} der Druckflächennormalen entspricht.

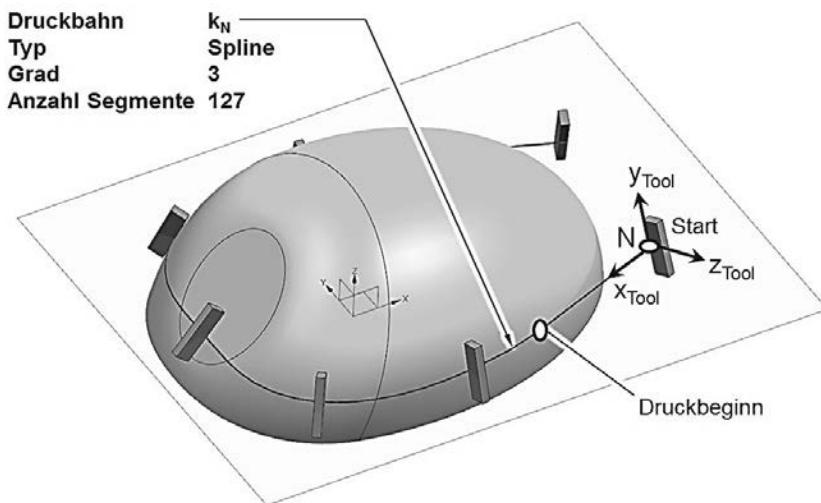


Bild 9: Kappenförmiges Druckobjekt mit beispielhafter Toolbewegung.

Wird die Druckbahn k_N zwischen Druckbeginn und Druckende aus dem exakten ebenen Schnitt durch die Druckoberfläche erzeugt, ergeben sich zunächst vergleichsweise harte Krümmungsänderungen, die im Hinblick auf Schwingungsanregungen der Maschine kritisch erscheinen. Daher wird die Druckbahn durch einen krümmungsstetigen kubischen Spline angenähert. Dabei wird eine relativ geringe Anzahl an Stützpunkten gewählt, um ein gutmütiges Krümmungsverhalten zu erreichen. Aus den entsprechenden Bahndaten und den Daten der Druckoberfläche können nun die Bewegungsfunktionen der einzelnen Roboterachsen berechnet und im MKS-Modell vorgegeben werden.

Zur Bewertung der simulierten Druckbewegung werden die Lagefehler des Punktes N (Bild 9) in Druckrichtung (x_{Tool} -Richtung), quer zur Druckrichtung (y_{Tool} -Richtung) sowie normal zur Druckoberfläche (z_{Tool} -Richtung) ausgewertet.

Obwohl die Druckbahn k_N als vergleichsweise „weiche“ krümmungsstetige Kurve vorgegeben wurde, zeigt die Mehrkörpersimulation zunächst eine extreme Schwingungsanregung der Maschine mit Wegfehleramplituden im Millimeterbereich (Bild 10). Die Druckbahn weicht entsprechend stark von der Vorgabe ab (Bild 11).

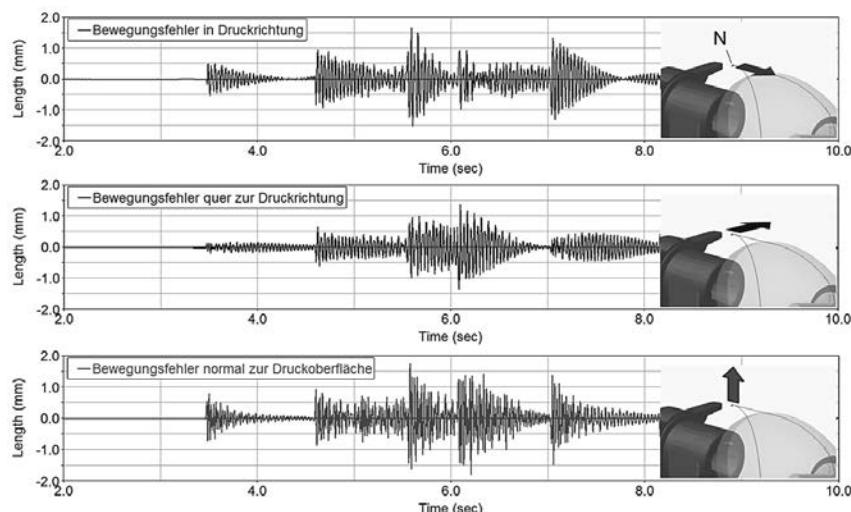


Bild 10: Bewegungsfehler des Druckpunktes N

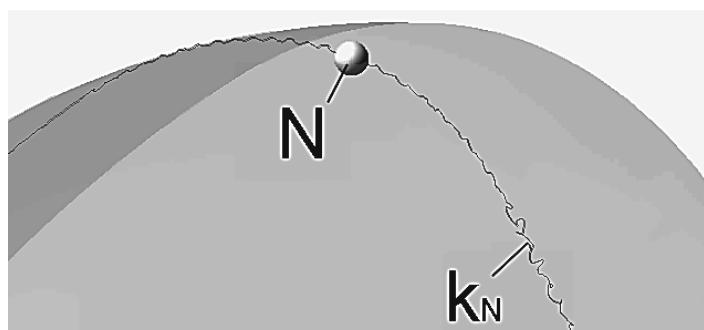


Bild 11: Druckbahn k_N des elastischen Systems.

6. Optimierung des dynamischen Verhaltens durch geeignete Bahnplanung

Die ersten Simulationsergebnisse mit starker Schwingungsanregung der Maschine verdeutlichen die besonders hohe Bedeutung dynamisch günstiger Bewegungsvorgaben (Bewegungsdesign). Zur Minimierung störender Schwingungen wurde daher eine Methode und eine entsprechende Software zur Generierung dynamisch optimaler Druckbahnen k_N entwickelt. Ausgangspunkt ist eine exakt auf der Druckoberfläche liegende Druckbahn, die gegebenenfalls sogar Sprünge im Krümmungsverlauf aufweisen darf. Diese Bahn wird durch einen bei Heidelberg entwickelten Algorithmus geglättet. Die Form der entstehenden neuen Bahn wird dabei durch zwei Parameter gesteuert (**Bild 12**).

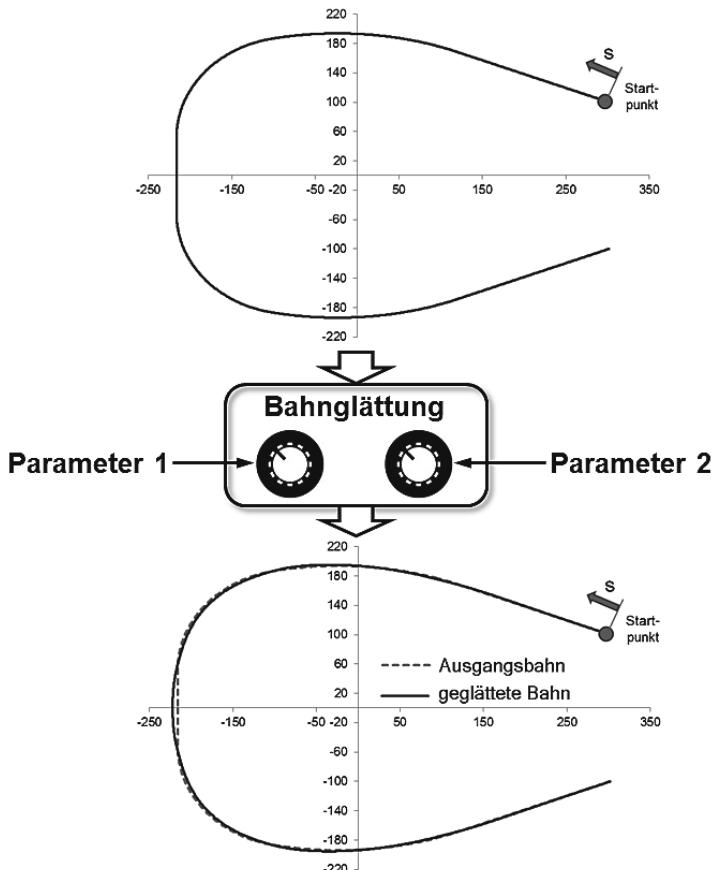


Bild 12: Bahnglättung mit Steuerung durch zwei Glättungsparameter.

Je stärker die Ausgangsbahn geglättet wird, desto geringer ist die Schwingungsanregung durch plötzliche Krümmungsänderungen und desto geringer sind demzufolge die dynamischen Bewegungsfehler der Maschine. Andererseits steigen mit zunehmender Glättung die rein geometrischen Abweichungen von der eigentlich gewünschten Ausgangsbahn.

Das Ziel besteht nun darin, die beiden Glättungsparameter (Bild 12) so zu ermitteln, dass sich der minimale Gesamtbewegungsfehler, also die minimaler Summe aus dem glättungsbedingten geometrischen Bahnfehler und Bewegungsfehlern durch Maschinenschwingungen ergibt. **Bild 13** zeigt für das vorliegende Beispiel den Verlauf des maximalen Gesamtbewegungsfehlers (Summe aus geometrischer Bahnabweichung durch Bahnglättung und Bewegungsfehler durch Schwingungen) in Abhängigkeit der beiden Bahnglättungsparameter. Das Minimum der Funktion kennzeichnet die optimale Parametrierung des Bahnglättungsalgorithmus.

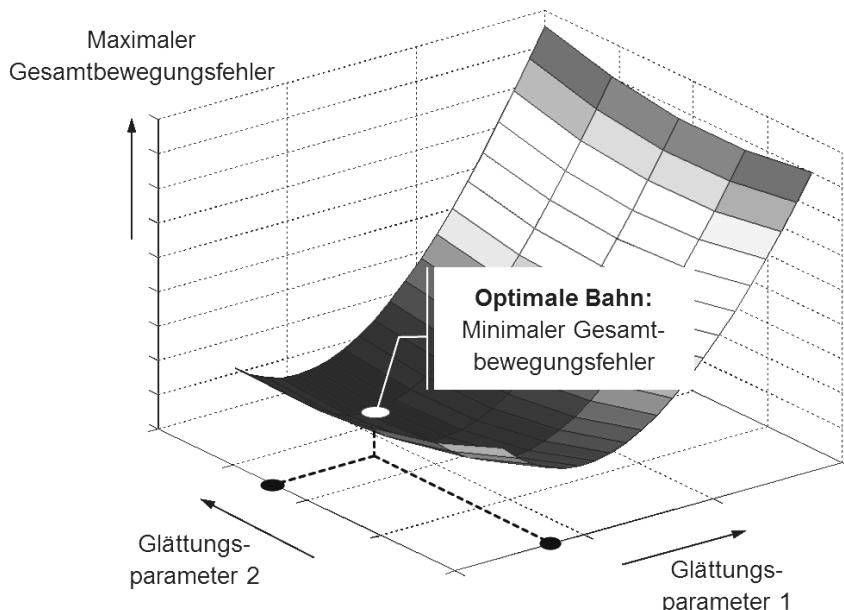


Bild 13: Ermittlung der optimalen Bahnglättungsparameter.

Mit den optimalen Glättungsparametern ergibt sich zunächst ein erstaunlich geringer geometrischer Bahnfehler. Der Abstand ε zwischen einem Punkt der Ausgangsbahn k_N und dem entsprechenden transformierten Punkt auf der geglätteten Bahn ist in **Bild 14** über der Bogenlänge s_{KN} aufgetragen. Der Maximalabstand beträgt lediglich ca. 0.04 mm. Insgesamt ist diese durch Glättung entstehende Abweichung von der Sollbahn für den Druckprozess unkritisch, da sie als reiner Druckabstandsfehler erscheint. Druckbildfehler entstehen dagegen in erster Linie durch Fehler in Bewegungsrichtung oder quer zur Druckrichtung.

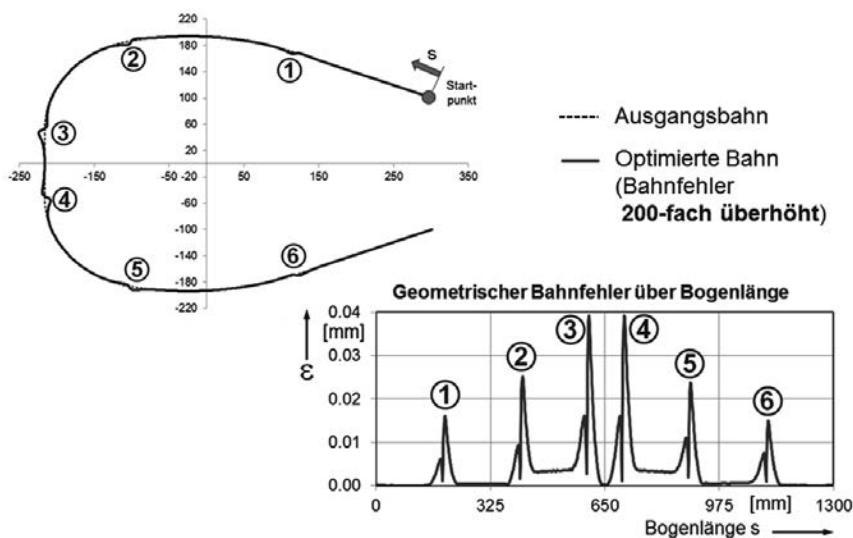


Bild 14: Geometrische Abweichung der optimierten Bahn gegenüber der Ausgangsbahn.

Die erneute Mehrkörpersimulation mit der optimierten Bahnvorgabe zeigt schließlich die enorme Verbesserung des dynamischen Verhaltens. In den Verläufen der Bewegungsfehler des Druckpunktes N (Bild 9) zeigen sich praktisch keine Maschinenschwingungen mehr (**Bild 15**). Beim Vergleich mit dem Ausgangszustand gemäß Bild 10 sind die unterschiedlichen Skalierungen der Diagrammordinaten zu beachten.

Mit der dynamisch optimierten Bahn können die Maschinenschwingungen fast vollständig eliminiert werden, dennoch zeigen die Bahnfehlerverläufe neben konstanten Offsets noch deutliche Schwankungen an diskreten Stellen der Bewegung. Diese Fehler übersteigen die zulässigen Grenzen des Inkjet-Prozesses noch deutlich, so dass eine weitere Verbesserung der Bewegungsgenauigkeit erforderlich ist.

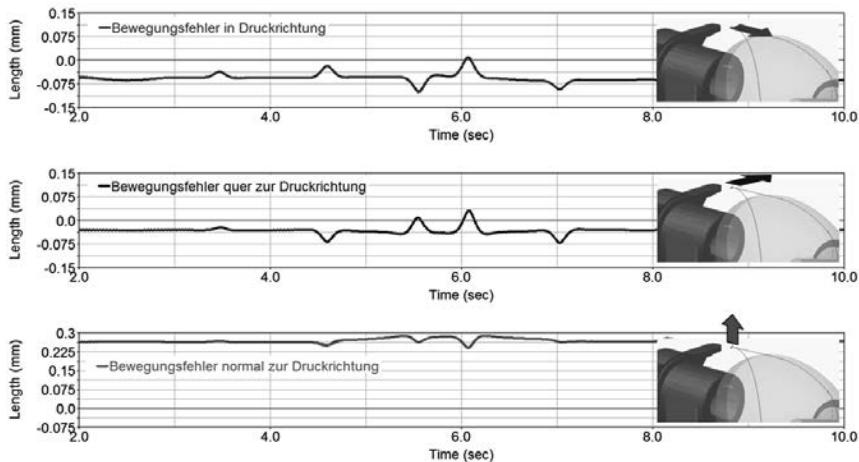


Bild 15: Deutlich reduzierte Bewegungsfehler nach Optimierung der Druckbahn.

7. Kompensation kinetostatischer Bewegungsfehler

Die nähere Untersuchung der Fehlerverläufe gemäß Bild 15 zeigt, dass ihre qualitative Gestalt im Wesentlichen den Beschleunigungsverläufen der Roboterachsen folgt. Insgesamt setzen sich die Restfehler aus rein statischen Abbiegungen der Maschine im Erdschwerefeld und aus kinetostatischen Maschinenverformungen durch die Beschleunigungsverläufe der sechs Roboterachsen zusammen.

Die gewählte kinematische Struktur des Handhabungsgerätes mit dem x,y,z -Linearsystem erlaubt prinzipiell eine sehr einfache Kompensation des Positionsfehlervektors. Eine Kompensation kann nämlich erreicht werden, indem die Verläufe der drei Positionsfehlerkomponenten von den zeitlichen Wegverläufen der entsprechenden Roboterachsen subtrahiert werden. Der Bewegungsfehler in Druckrichtung wird dabei im Bewegungsverlauf der Roboterachse x (Schlitten 2, Bild 5) der Bewegungsfehler quer zur Druckrichtung im Bewegungsverlauf der Achse y (Schlitten 3) und der Bewegungsfehler normal zur Druckoberfläche in der z-Bewegung (Schlitten 4) berücksichtigt bzw. vorgehalten.

Voraussetzung für die Kompensation ist eine möglichst genaue Vorhersage der kinetostatischen Bewegungsfehler, zum Beispiel durch die detaillierte Mehrkörpersimulation. In der Praxis erscheint es jedoch nicht zielführend, den hohen Simulationsaufwand mit einem komplexem Mehrkörpermodell für jede Druckaufgabe vorzusehen. Vielmehr besteht der

Wunsch nach einer schnellen Fehlervorhersage mit analytischen Gleichungen, die ggf. direkt in der Bahnplanungssoftware zur Fehlerkompensation verwendet werden können.

Ein sehr geeignetes Mittel zur Berechnung dieser Gleichungen sind Funktionen moderner MKS-Programme zur Regressionsanalyse zwischen frei definierbaren Einfluss- und Zielgrößen.

Die Komponenten des Bahnfehlers hängen zunächst von der momentanen Roboterpose (Positionen der 6 Roboterachsen), dem momentanen Beschleunigungszustand (Beschleunigungen der 6 Roboterachsen) und von der Druckobjektmasse ab. Insgesamt ergeben sich also 13 Einflussgrößen (Faktoren), auf die das System mit den gesuchten Positionsfehlerkomponenten antwortet. Im MKS-Programm ist es nun zunächst möglich, Ansätze für analytische Regressionsfunktionen zwischen den Einfluss- und den Zielgrößen vorzugeben. Im vorliegenden Fall wurde für die drei Bahnfehlerkomponenten jeweils eine kubische Ansatzfunktion mit noch unbekannten konstanten Koeffizienten gewählt (**Bild 16**). Die Struktur der einzelnen Terme in den Ansatzfunktionen orientiert sich dabei an den Biegeliniengleichungen aus der Festigkeitslehre.

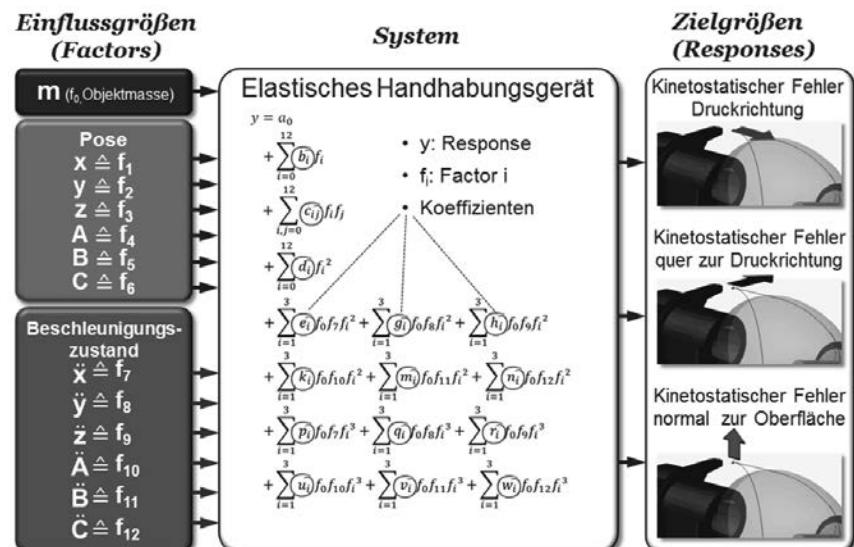


Bild 16: Ansatz für die Regressionsfunktionen zur Vorhersage der Bahnfehlerkomponenten.

Die Ermittlung der Koeffizienten in den Ansatzfunktionen erfolgt nun durch eine automatisierte Simulation mit verschiedenen Wertekombinationen der 13 Einflussfaktoren und anschließende Regressionsanalyse auf Basis der berechneten Bahnfehlerkomponenten.

Die Qualität der Regression hängt dabei wesentlich von der Strategie zur Variation der Einflussgrößen ab. Insbesondere bei einer hohen Anzahl an Einflussgrößen, komplexen Ansätzen für die Regressionsfunktion und vergleichsweise hoher Rechenzeit des Simulationsmodells ist die Aufgabe überhaupt nur durch eine sehr effiziente Planung der Parametervariation lösbar. Eine Betrachtung der Parameterraumgröße verdeutlicht dieses Problem. Der gewählte Regressionsansatz mit dem Grad $n = 3$ (kubisches Regressionsmodell) legt zunächst fest, dass jede der 13 Einflussgrößen (Bild 16) im jeweiligen Parameterintervall in mindestens $q = n + 1 = 4$ verschiedenen Wertstufen variiert werden muss, um die Modellkoeffizienten überhaupt schätzen zu können. Um den Versuchsraum möglichst vollständig und gleichmäßig abzudecken könnte man nach Festlegung der einzelnen Parameterwerte (z.B. durch äquidistante Teilung der $p = 13$ Parameterintervalle in jeweils $q = 4$ Stufen) versuchen, alle möglichen Parameterkombinationen zu bilden (vollfaktorielle Parametervariation). Dabei ergäbe sich ein Versuchsplan mit der Variantenzahl $q^p = 4^{13} > 67$ Millionen), die selbst bei sehr schneller Zielgrößenberechnung natürlich unbeherrschbar wäre. Prinzipiell möglich erscheint dagegen die Anwendung zufallsgesteuerter Variantenrechnungen (Monte Carlo- oder Latin Hypercube Simulationen). Um den Parameterraum jedoch sinnvoll und gleichmäßig mit Varianten abzudecken, ergibt sich beim vorliegenden Problem auch bei diesen Strategien eine zu hohe Variantenzahl mit praxisferner Gesamtrechenzeit.

Das bei Heidelberg eingesetzte MKS-Programm stellt jedoch ein Werkzeug für automatisierte Parametervariationen zur Verfügung, mit dem Variationsstrategien der statistischen Versuchsplanung (Design of Experiments) angewendet werden können. Neben vollfaktoriellen Untersuchungen sowie Monte Carlo und Latin Hypercube Strategien unterstützt es insbesondere die D-optimalen Versuchspläne. D-optimale Parameterstudien maximieren die Robustheit der Regressionsanalyse (Schätzung der Koeffizienten des Regressionsmodells mit minimalem Vertrauensintervall) bei gleichzeitiger Minimierung der Anzahl an Parametervarianten. Die Anzahl der Parametervarianten übersteigt die Anzahl der Koeffizienten im Regressionsmodell nur wenig, so dass sich D-optimale Parameterstudien besonders für Regressionsanalysen in großen Parameterräumen bei komplexen Ansatzfunktionen eignen.

Zur Berechnung der kubischen Regressionsfunktionen für die Bahnfehlerkomponenten schlägt das verwendete MKS-Programm einen D-optimalen Versuchsplan mit 455 Parametervarianten vor, der in 5 „Paketen“ mit je 91 Versuchen abgearbeitet wurde.

Im Anschluss an die Simulation der einzelnen Parametervarianten liefert das MKS-Programm schließlich die Koeffizienten der Regressionsfunktionen für die Bahnfehlerkomponenten des Handhabungsgerätes.

Die Güte der Regressionsanalyse kann anhand der hier betrachteten Testbewegung (Bild 9) gezeigt werden. Zuerst erfolgt die Vorhersage der Bahnfehlerkomponenten mit Hilfe der ermittelten Regressionsgleichungen völlig unabhängig von der Mehrkörpersimulation. Die in den Regressionsgleichungen vorkommenden unabhängigen Variablen für die 6 Achspositionen des Handhabungsgerätes und für die entsprechenden Beschleunigungen können bei gegebener Druckgeschwindigkeit dabei durch eine einfache kinematische Rückwärtsrechnung ermittelt werden. Die Berechnung erfolgt mit einer vorgegebenen Schrittweite für jeden Zeitpunkt der Bewegung, so dass die Bahnfehler über der Zeit aufgetragen werden können.

Bild 17 zeigt am Beispiel des Bahnfehlerverlaufs in Druckrichtung, dass die Vorhersage des Regressionsmodells sehr gut mit dem Fehlerverlauf aus der Mehrkörpersimulation übereinstimmt.

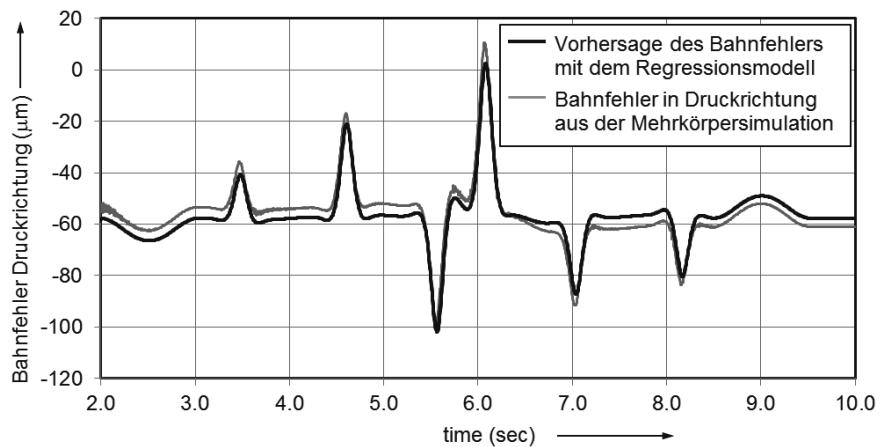


Bild 17: Vergleich des analytisch berechneten Bahnfehlers in Druckrichtung mit dem Ergebnis der MKS.

Nach der Parameterstudie stehen also nun analytische Gleichungen zur Verfügung, mit denen die kinetostatischen Verformungen der Maschine ohne aufwendige Mehrkörpersimulation für beliebige Druckbahnen sehr schnell und genau berechnet werden können. In den Bewegungsvorgaben für die Roboterachsen können die kinetostatischen Bahnfehler damit berücksichtigt und vorgehalten werden. **Bild 18** zeigt schließlich die simulierten Bahnfehlerverläufe nach Vorgabe entsprechend fehlerkompensierter Antriebsbewegungen.

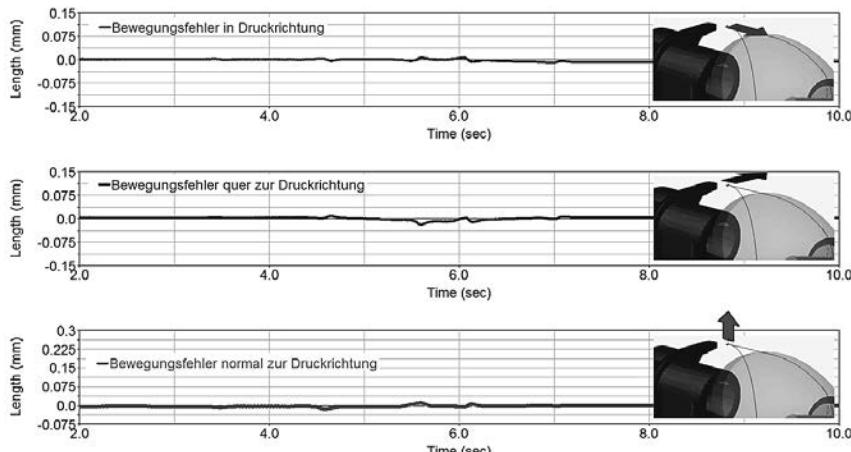


Bild 18: Bahnfehler nach Vorgabe von Antriebsbewegungen mit kinetostatischer Fehlerkompensation.

Die Positionsfehler des mittleren Druckpunktes N (Bild 9) können durch das beschriebene Kompensationsverfahren nochmals deutlich reduziert werden. Ganz analog werden mit der beschriebenen Vorgehensweise auch die kinetostatischen Fehler der Druckkopforientierung (Gier-, Nick- und Rollwinkel des Kopfs relativ zum Druckobjekt) reduziert.

Mit der dynamischen Bahnoptimierung und der kinetostatischen Fehlerkompensation erreicht die Maschine in der Simulation nun hohe Bewegungsgenauigkeiten, die für den Inkjetprozess ausreichend erscheinen. Auf Basis dieser Ergebnisse wurde der Aufbau des ersten Funktionsmusters freigegeben.

8. Aufbau und Erprobung der Maschine

Das erste Funktionsmuster besitzt mit der 6-Achsen-Variante des Handhabungsgerätes (Bild 6d) die maximale Flexibilität im Hinblick auf die bedruckbaren Objektformen. Das Druckmodul enthält als Tools einen Druckobjektscanner, eine Vorbehandlungseinheit, ein Pinningmodul, 6 Druckköpfe (Deckweiß + CMYK + Klarlack) sowie den UV-Trockner.

In ersten Druckversuchen zeigte sich ein guter Passer zwischen den Farbauszügen der einzelnen Druckköpfe, ebenfalls konnten bereits größere, aus mehreren Bildstreifen zusammengesetzte Motive erfolgreich gedruckt werden. Die Druckqualität erlaubte eine Präsentation erster Drucktests auf der Druckbranchen Leitmesse DRUPA 2016 (**Bild 20**).

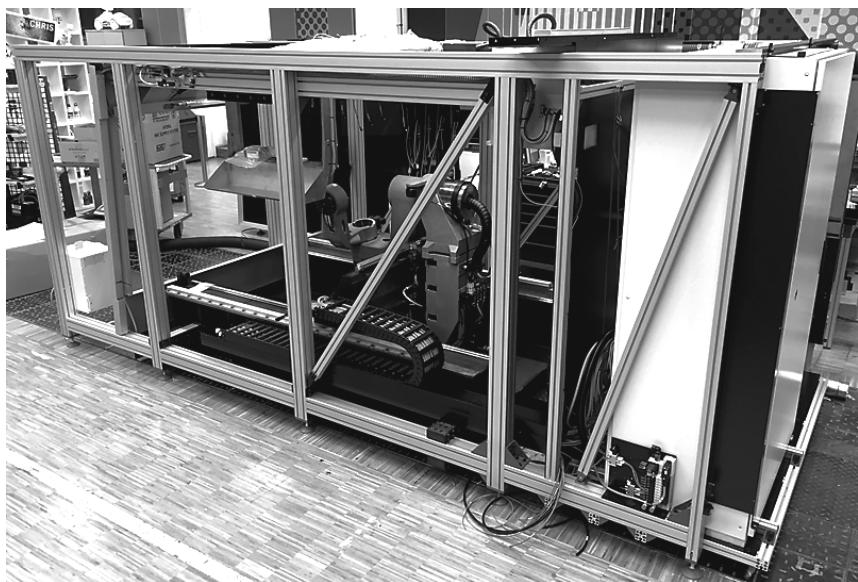


Bild 19: Montagezustand nach „Hochzeit“ zwischen Robotik und Grundgestell.



Bild 20: Präsentation erster Druckproben auf der DRUPA 2016.

Literurnachweis

- [1] Internetseite www.leebmann24.de
- [2] Speicher, T.: Kinematische Konzepte für ein modulares System zum Bedrucken von 3D-Oberflächen. Masterthesis. Heidelberg, 2014.
- [3] EU-P 000002853402A1

Prozessorientierte Synthese der neuartigen Rotorflechtmaschine "D-3F" zur konturadaptiven Fadenablage

Dr.-Ing. D. Denninger, Dr.-Ing. M. Graf, Univ.-Prof. Dr.-Ing. M. Berger,
Prof. Dr.-Ing. habil. Dipl.-Math. B. Awiszus, TU Chemnitz, Chemnitz

Kurzfassung

Der Beitrag zeigt einen Ansatz zur Fertigung schlauchförmiger triaxialer Halbzeuge bzw. Preforms mit gewebeartiger Bindungsstruktur. Als innovativer Kern der Forschungs- und Entwicklungsarbeiten ist das neuartige und zum Patent angemeldete Verlegeprinzip mit zugehörigem Vorrichtungskonzept hervorzuheben. Für die Gestaltung der optimalen Verlegung unter direkter Berücksichtigung der Antriebstechnik wurde eine prozessorientierte Synthesemethodik, auf Basis einer Technologiesynthese, erarbeitet. Die numerische Modellbildung der Verlegetechnik erlaubt unter anderem die frühzeitige Integration von Materialparametern als Vorstufe einer Prozesssimulation. Ziel dabei war die Ermittlung des Prozessfensters für Fadenspannungen unter Berücksichtigung der Abzugsbewegung. Im Ergebnis wird ein Ansatz zur virtuellen Verifikation der Fadenablage im Zusammenspiel mit der kinematischen Optimierung der Verlegebewegungen vorgestellt. Für das virtuelle Prototyping war es allerdings notwendig, sowohl die materialspezifischen Kennwerte und die Reibungszustände des Flechtmaterials als auch die Prozesskinematik in die FE-Software zu implementieren.

1. Einleitung

FaserKunststoffVerbunde (**FKV**) gewinnen aufgrund ihrer hervorragenden werkstoffmechanischen Eigenschaften zunehmend an Bedeutung für innovative Leichtbaulösungen. Die kraftflussorientierte Ausrichtung der inhärenten Faserarchitektur ermöglicht eine belastungsgerechte Auslegung von FKV-Bauteilen bei gleichzeitig enormer Gestaltungsfreiheit. Für Spezialanwendungen insbesondere in der Luft- und Raumfahrt sowie im Automobil- und Sportgerätebau sind derartige Leichtbaulösungen bereits erfolgreich etabliert. Existenzialer Bestandteil im Innovationsprozess zur weiträumigen Erschließung des gegebenen hohen Leichtbaupotentials sind produktive und reproduzierbare Fertigungsverfahren. [1, 2, 3]

In diesem Innovationsfeld nimmt die textile Prozesskette zur geometrisch-flexiblen Gestaltung von Halbzeugen und Preforms eine Schlüsselfunktion ein. Die technologische Herausforderung bei der produktiven Fertigung dieser textilen Verstärkungsstrukturen liegt in der

faserschonenden Handhabung der Verstärkungsmaterialien. Beispielsweise wird durch das schichtweise Überflechten von formgebenden Flechtkernen die vergleichsweise hohe Faserablagerate der Flechttechnik, im Gegensatz z. B. zu **tailored fiber placement (TFP)** oder **automated fiber placement (AFP)**, mit einer gleichzeitig großen Gestaltungsfreiheit ideal kombiniert. Im Speziellen führt die gewebeartige Bindungsstruktur des Flechtmaterials zu einzigartigen strukturmechanischen Eigenschaften mit hoher Schadenstoleranz. Häufig werden drei Fadensysteme zu einem triaxialen UD-Geflecht mit bereichsweise steuerbarer Faserorientierung der beiden Bindungserzeugenden Fadensysteme verarbeitet. [4]

Kern der konventionellen Fertigungsprozesse sind Rund- oder Radialflechtmaschinen, basierend auf dem Gangbahn-Flügelrad-System, mit mechanisch-zwangsläufiger Flechtfadenverlegung und gestellfestem Flechtbett. Rotorflechtmaschinen - z. B. Hebelflechter nach dem System "Horn" - kommen dafür bislang nicht zum Einsatz. Die Vorteile des Systems "Horn" gegenüber dem Gangbahn-Flügelrad System liegen in der abzugsidealen und ausrichtungskonstanten Spulenanordnung in Verbindung mit der einhergehenden faserschonenden und lageparallelen Verarbeitung des Flechtmaterials. Gleichzeitig ist die gesteigerte Flechtgeschwindigkeit, aufgrund der gegengleichen Rotationsbewegung zweier Rotoren, für die wirtschaftlich produktive Verarbeitung des Flechtmaterials von enormer Bedeutung. [5, 6]

Im Folgenden Beitrag werden die Ergebnisse der durchgeführten Forschungs- und Entwicklungsarbeiten zur Funktionalisierung des Systems "Horn" für die Herstellung von Halbzeugen oder Preforms durch Überflechten vorgestellt. Die wesentliche Zielsetzung bestand in der Integration eines dritten Fadensystems in eine faserschonende und antriebstechnisch umsetzbare Verlegetechnik zur Fertigung einer triaxialen Flechtstruktur.

2. Prozessorientierte Synthesemethodik

Textile Halbzeuge prägen die werkstoffmechanischen Eigenschaften von FKV-Bauteilen. Mit der primären Zielstellung einer belastungsgerechten Auslegung sind diese Textilien an umfangreiche Vorgaben, hinsichtlich der notwendigen kraftflussorientierten Faserausrichtung und vor allem der faserschonenden Handhabung der Verstärkungsmaterialien, gebunden. Beim methodischen Umsetzen dieser Vorgaben in produktiven Fertigungsverfahren stoßen Konstrukteure oftmals an die Grenzen des antriebstechnisch und konstruktiv Machbaren. Die stricke Orientierung an bekannten textilen Grundstrukturen sowie deren maschineller Umsetzung führt zu einem überschaubarem Innovationsgrad und oftmals nur zu subjektiv optimalen Ergebnissen. Mit der Adaptierung konventioneller Antriebslösungen durch partielle

Optimierungen wird in der Regel ein Kompromiss aus wirtschaftlich produktiver und faserschonender Verarbeitung der meist spröden Verstärkungsmaterialien akzeptiert.

Die prozessorientierte Synthesemethodik auf Basis der Technologiesynthese (s. **Bild 1**) erweitert das methodische Vorgehen beim Umsetzen vorgegebener Anforderungen. Die primäre Funktionserfüllung der Halbzeuge ist, im Gegensatz zu herkömmlichen Textilien, mit den erzielbaren werkstoffmechanischen Eigenschaften im FKV gekoppelt. Unter der Voraussetzung der Funktionserfüllung erscheint eine gezielte Variation der Vorgaben plausibel und lohnenswert, um Freiräume zur Gestaltung neuer Bindungsstrukturen zu generieren. Mit diesen Freiräumen kann vorhandenes Innovationspotential unter direkter Berücksichtigung kinematisch optimaler Handhabungsaufgaben und antriebstechnischer Gesichtspunkte aufgedeckt werden. Als grundlegende Empfehlung zur produktiven und faserschonenden Verarbeitung von Verstärkungsmaterialien sind demnach möglichst einfache translatorische und rotatorische Bewegungen mit gestellfesten Führungen zu kombinieren, um dynamische Effekte durch Schwingungsaufprägungen und Relativbewegungen der Fasern zu vermeiden.

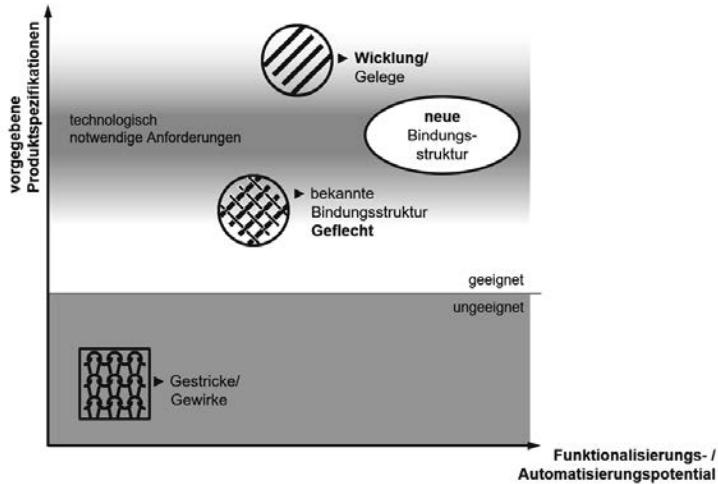


Bild 1: Innovationspotential durch Technologiesynthese

Ausgangspunkt der Technologiesynthese (s. **Bild 2**) - die im Folgenden für die Neukombination der kinematisch und antriebstechnisch optimalen sowie der technologisch notwendigen Anforderungen steht - ist die Analyse der vorgegebenen textilen Grundstruktur und der zugehörigen konventionellen Antriebslösung. Ziel dabei ist das Auflösen der bekannten Strukturen sowie die Separierung und Strukturierung

von Teilbewegungsaufgaben. Zudem wird mit der Analyse und Beurteilung der bekannten Antriebstechnik ein Baukasten für die angestrebte Neukombination von Teifunktionen und Teifunktionsträgern geschaffen. Diese Neukombination ist mit dem iterativen Gestaltungsprozess neuartiger Bindungsstrukturen und kinematisch optimaler Handhabungskonzepte gleich zu setzen. Aus den Bewegungsanforderungen dieses Konzepts ergeben sich alle grundlegenden kinematischen Gegebenheiten der neuen Textilmaschine und erste Anhaltspunkte zur antriebstechnischen Machbarkeit bzw. deren Leistungsfähigkeit.

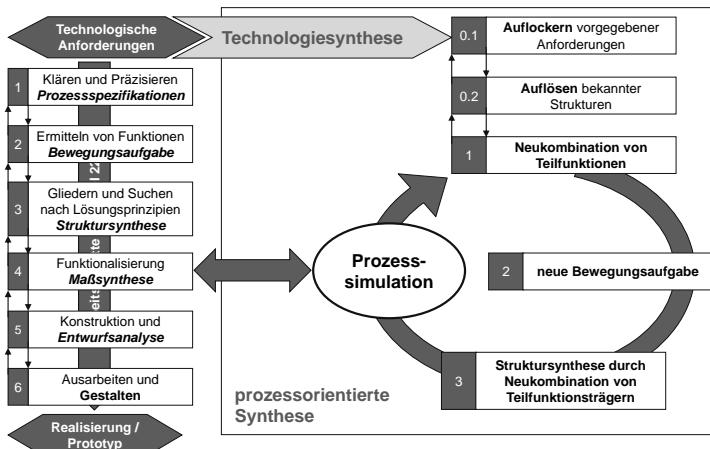


Bild 2: Prozessorientierte Synthesemethodik auf Basis der Technologiesynthese

Die Technologiesynthese erfolgt in einem Syntheseprozess, um die physikalische Machbarkeit des Gesamtsystems unter Berücksichtigung der kinematischen – bei fortschreitender Konkretisierung in die FE-Software implementierte – Prozesssimulation zu prüfen. Diese prozessorientierte Synthesemethodik stellt eine Erweiterung der ganzheitlichen Getriebesynthese [7] mit dem zielgerichteten Einsatz von CAD- und MKS-Funktionalitäten zur direkten Integration der Technologiesynthese dar. Für die Synthese der Antriebstechnik bietet sich die grundlegende technologische Analyse artverwandter oder ursprünglich vorgegebener Fertigungsverfahren an. Der Fokus liegt dabei auf der Parameteridentifikation von getriebetechnischen und konstruktiven Anhaltspunkten und deren Beurteilung hinsichtlich der Eignung zur Herleitung neuartiger Bindungsstrukturen. Diese Parameteridentifikation dient wiederum der zielgerichteten Neukombination bekannter Getriebestrukturen unter direkter Berücksichtigung deren inhärenter Eigenschaften und deren potentieller konstruktiver Detaillierung.

Der vorgestellte Ansatz basiert auf einem methodischen Vorgehen zur Gestaltung neuartiger Produkte, unter direkter Berücksichtigung der antriebstechnischen Leistungsfähigkeit bzw. des Funktionalisierungspotentials und optimaler Erfüllung der tatsächlich notwendigen Anforderungen. Grundsätzlich ist diese Methodik für alle, insbesondere stark kinematisch geprägte, Handhabungs- und Verarbeitungsaufgaben anwendbar. Vorhandene Freiräume sind jedoch die zwingende Voraussetzung und im Vorfeld zu definieren.

3 Rotorflechtmaschine "D-3F"

3.1 Funktionsprinzip

Ausgangspunkt der Funktionalisierung des Systems "Horn" war zunächst die Adaptierung des konventionellen Hebelflechters; mit ausbleibendem Erfolg [5]. In den folgenden Überlegungen kristallisierte sich die Kernkomponente - die gegengleiche, konstant fortlaufende Rotationsbewegung zweier Flechtfadensysteme mit tangentialer und ausrichtungskonstanter Spulenanordnung - eines produktiven und fadenschonenden Ummantelungsverfahrens heraus. Zum einen ist die gegengleiche Rotationsbewegung aus antriebstechnischer Sicht für eine hohe Flechtgeschwindigkeit geeignet. Zum anderen ermöglicht die Spulenanordnung ein faserschonendes Abzugsverhalten ohne Umlenkung der meist bändchenförmigen Verstärkungsmaterialien senkrecht zur Bändchenebene. Durch die genannten Fadensysteme werden zwei einander überlagernde Schichten von Schuss- oder Legefäden mit jeweils gegengleicher Orientierung auf einem Kern abgelegt. Das dritte Flechtfadensystem musste zur Vermeidung von überlagernden Relativbewegungen derart ortsfest integriert werden, dass eine gewebeartige Verbindung der überlagernden Schichten erzielt werden kann. [6]

Mit den Iterationsschleifen der prozessorientierten Synthesemethodik entstand das Rotorflechtmaschinen System "**D-3F**" (s. Bild 3) als Kombination aller, im Rahmen der Technologiesynthese isolierten, technologischen Minimalanforderungen und deren Überführung in ein zum Überflechten bzw. Ummanteln geeignetes Anlagenkonzept. Zur Verlegung der Schussfäden rotieren zwei innere Fadensysteme (Schussfadensystem 1 und 2), mit tangentialer Ausrichtung der Spulenachsen hinsichtlich der Maschinenhauptachse und gegengleicher Rotationsbewegung, auf je einem Breitengrad um die Maschinenhauptachse. Die Breitengrade weisen je gegengleichen Abstand zum Flechtpunkt, axial zur Maschinenhauptachse auf. Jeder Schussfaden besitzt dadurch die gleiche freie Länge vom Fadenabzugspunkt, bis hin zum Flechtpunkt. (s. Patent DE102014016832B3).

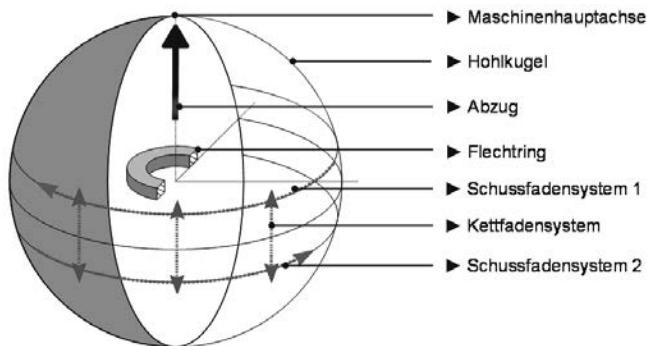


Bild 3: Rotorflechtmaschinen System "D-3F"

Im angedachten Anlagenkonzept werden die Schussfadenspulenträger auf Schlitten befestigt, die über Führungsflächen „fliegend“ und in einem definierten Abstand zueinander auf einer gestellfesten Gleitbahn gelagert sind. Um die Fachbildung der Kettfäden zu ermöglichen, wurde die Gleitbahn in äquidistanten Abständen geschlitzt und die Schlitzöffnungen der gegenüberliegenden Schlitze zueinander ausgerichtet. Für die Erzeugung der neuen gewebeartigen Bindungsstruktur werden durch das dritte Flechtfadensystem Kettfäden bereitgestellt, die durch je ein Fadenstellglied vom äußeren und ortsfesten Spulenträgersatz abgezogen und oszillierend von einem tiefer gelegenen Breitengrad zu einem höher gelegenen Breitengrad verlegt werden, **Bild 4**. Die Kettfäden bilden dadurch Fächer zum kollisionsfreien Passieren der Schussfadenspulenträger aus und werden dabei über bzw. unter die Kreuzungsstellen der Schussfäden verlegt. Das Öffnen und Schließen eines Faches erfolgt in den Zeitfenstern, in denen die Schlitten nicht über die Schlitze der Gleitbahn geführt werden.

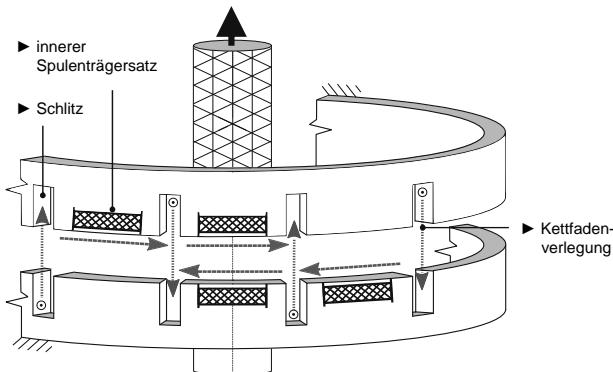


Bild 4: Schematischer Aufbau der Rotorflechtmaschine "D-3F"

Diese Verlegetechnik weist ein sehr hohes Potential für eine deutliche Produktivitätssteigerung der Fertigung schlauchförmiger triaxialer Halbzeuge bzw. Preforms mit gewebeartiger Bindungsstruktur auf. Neben den bereits genannten Vorteilen ergeben sich durch die ortsfeste Anordnung der bindungserzeugenden Kettfäden weitere Eigenschaften:

- 50% aller Fadenspeicher sind ortsfest,
d. h. mit Endlosfadenspeichern ausrüstbar
- der Fadenlängenausgleich ist durch eine aktive Fadenbereitstellung
bedarfsgerecht und faserschonend in den Gesamtkomplex integrierbar

Eine derartige Flechtfadenverlegung führt zu einem neuen textiltechnologischen Fertigungsverfahren mit einer neuen gewebeartigen Bindungsstruktur als Kombination aus Gelege und Geflecht bzw. Gewebe: "**D-3F**" **Geflecht** (s. Bild 5). Die Bindungsstruktur kombiniert die Eigenschaften eines Geleges aus zwei Schichten mit einer gewebeartigen Bindung. Durch die gewebeartige Bindung sind die Schichten untereinander und in ihrer jeweiligen Orientierung fixiert. In Analogie zum Flechtwinkel kann der Legewinkel der Schussfäden über die Abzugsgeschwindigkeit bereichsweise variiert und somit zur Orientierung der Verstärkungsfasern sowie zur Steuerung der Volumenüberdeckung eingesetzt werden.

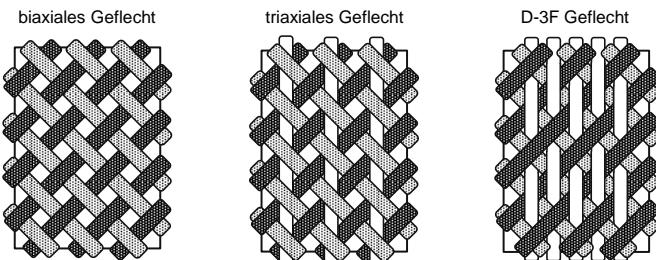


Bild 5: Biaxiales-, triaxiales- und D-3F Geflecht

Basis der prozessorientierten Synthese und aller folgenden Schritte war ein Synthesemodell mit integrierter kinematischer Prozesssimulation zur Verifikation der Verlegetechnik sowie dem kontinuierlichen Parameterabgleich der technologischen, kinematischen, strukturellen und konstruktiven Minimalanforderungen. Das Synthesemodell zur Synchronisation der Verlegebewegungen wurde auf Basis der definierten Aufbauskizzen und der grundlegenden kinematischen Vorgaben in Creo 3.0® umgesetzt, **Bild 6**. Der parametrische Aufbau erlaubte ein iteratives Vorgehen bei der Konkretisierung der Hauptbestandteile des Synthesemodells und demnach einen fließenden Übergang zur Entwurfskonstruktion. Die Abmessungen, der in Wechselwirkung stehenden Bauteile, mussten im Synthesemodell schrittweise angepasst und kinematisch synchronisiert werden. [5]

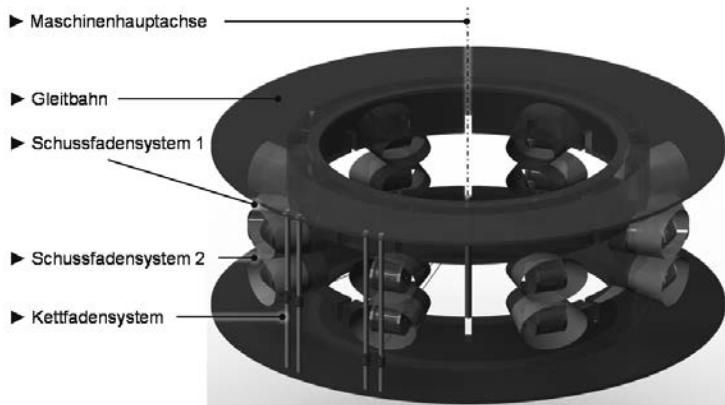


Bild 6: Synthesemodell zur Synchronisation der Verlegebewegungen

Dieses Syntheseverfahren kann demnach als interdisziplinäres Verfahren für den Innovationsprozess mit direkter Verknüpfung der technologischen und der antriebstechnischen Um-

setzung bezeichnet werden. Für die grundlegende Synchronisation der Kettfadenverlegung mit der Schussfadenverlegung wurden zunächst statische Positions vorgaben, resultierend aus ermittelten Prozesspunkten, als Antrieb der Fadenstellglieder in das Synthesemodell implementiert. Die gezielte Beeinflussung der Vorgaben führte zum gezeigten Bewegungsschaubild für ein Fadenstellglied, **Bild 7**.

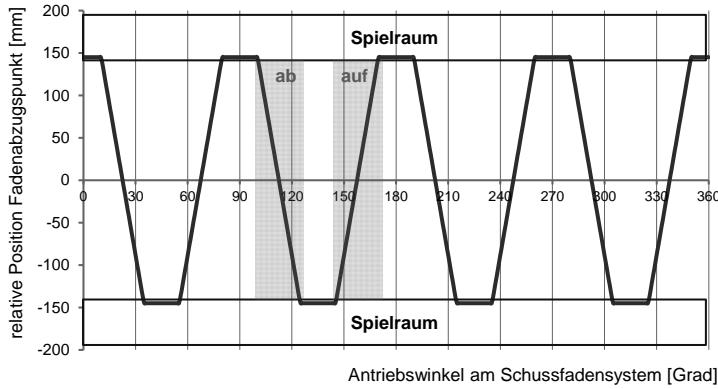


Bild 7: Bewegungsschaubild der synchronisierten Kettfadenverlegung

3.2 Simulation der Fadenablage während des Flechtvorgangs mittels "D-3F"

Die Prozessparameteridentifikation und -optimierung der Kettfadenverlegebewegung für die neuartige Rotorflechtkinematik, deren Wechselwirkung auf die "D-3F" Geflechtausbildung und der sich dabei ergebenden Qualität erfolgte mit Hilfe der FEM. Das schrittweise Vorgehen beim Abbilden des Fertigungsprozess liefert entscheidende Details und Kenntnisse für die Synthese des Rotorflechters – im Speziellen der Spulenträgerkonfiguration und Kettfadenbereitstellung - und der geforderten Handlings-, Zuführ- und Abzugseinrichtungen. Damit eine realitätsnahe Simulation möglich ist, wurden als Flechtmaterialien unter anderem die Aramidgarne hinsichtlich ihres Materialverhaltens bei Zugbelastung (s. **Bild 8**) charakterisiert, was durch ein elastisch-plastisches Materialmodell in der FEM Berücksichtigung fand.

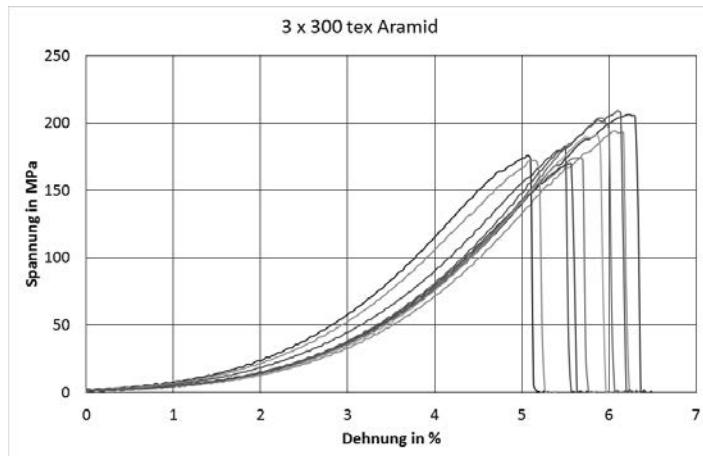


Bild 8: Spannung-Dehnungs-Diagramm für zehn Aramidfasern (3x300 tex) bei Prüfgeschwindigkeit 500 mm/min

Ein weiterer Randparameter für ein realitätsnahes Simulationsmodell ist die Charakterisierung der Reibungszustände zwischen Aramidfasern, Aramidfaser und dem Flechtkern und zwischen Aramidfasern und metallischen Komponenten des Rotorflechtkonzeptes und die damit verbundene Bestimmung des Reibkoeffizienten μ . Dafür wurde in Zusammenarbeit mit dem Sächsischen Textilforschungsinstitut e. V. in Zugversuchen der Reibwert nach dem Eytelwein'schen Gesetz (**Gleichung 1**) für Seilreibung bestimmt.

$$\mu = \frac{1}{\alpha} * \ln \frac{F_{mess}}{F_G} \quad (1)$$

Dabei ist α der Umschlingungswinkel in rad um den Kontaktkörper und F_G die Gewichtskraft des Gegengewichtes und die zur Bewegung notwendige gemessene Kraft F_{mess} . Zum einen standen der Zugprüfstand mit einer Maximalkraft von 500 N und zum anderen das Reibwert-Präzisionsmessgerät HCC- μ -Meter zur Verfügung, wodurch unterschiedliche Prüfgeschwindigkeiten und Reibpartnerpaarungen Beachtung fanden (siehe **Tabelle 1**).

Tabelle 1: Reibkoeffizienten für Aramidfäden (Prüfgeschwindigkeit: 50 mm/min)

Reibungssituation	Reibkoeffizient μ
100 % Umschlingung von Aramidfaden um Innenkontur	0,34
50 % Umschlingung von Aramidfaden um Innenkontur	0,26
Aramidfaden durch Armidschlaufe	0,31

Die numerische Herausforderung bestand darin, dass die Faserbündel im Durchmesser im Vergleich zur Länge extrem klein sind und damit eine Vernetzungsproblematik zu lösen war. Das erfolgte durch die Implementierung eines eigens erzeugten Netzes aus Hexaedern in einem CAD-Modell. Diese Elementtypen besitzen eine höhere Stabilität und sind in der FEM robuster. Außerdem wurde auf Grund der geringen Belastungen auf ein Remeshing verzichtet. Für die simulative Abbildung der speziellen mechanischen Eigenschaften der Faserbündel (hohe Zugfestigkeit in Faserrichtung und biegeschlaff quer zur Faserrichtung) sind die Faserbündel in der FEM stehst mit Federelementen und einer Federkraft von etwa 10 % der maximal zusätzlichen Fadenspannung (rd. 15 N) gespannt, um das Gravitationsverhalten zu umgehen. Die Simulation des Rotorflechters wurde auf Grund der hohen Anzahl an „Komponenten“ als 90 °-Modell (4 Kett- und 2 Schussfäden und dem Flechkern) gerechnet, um das Fadenablegen, die Knotenbildungen und die Fadenspannungen in Abhängigkeit der Abzugsgeschwindigkeit und der Fadenbewegungskinematik zu berechnen (s. **Bild 9**).

Dieses Modell ermöglicht eine beanspruchungsgerechte Gestaltung der Verlegekinematik und des Maschinenprototypens. Ein Fadenversagen oder eine Fadenbeschädigung im Flechtprozess wird somit vermieden. Des Weiteren trägt die numerische Prozesssimulation dazu bei, den Flechtwinkel optimal für sich ändernde Kernquerschnitte auszulegen, um querschnittsvariable Preforms durch mehrfaches Überflechten umsetzen zu können.

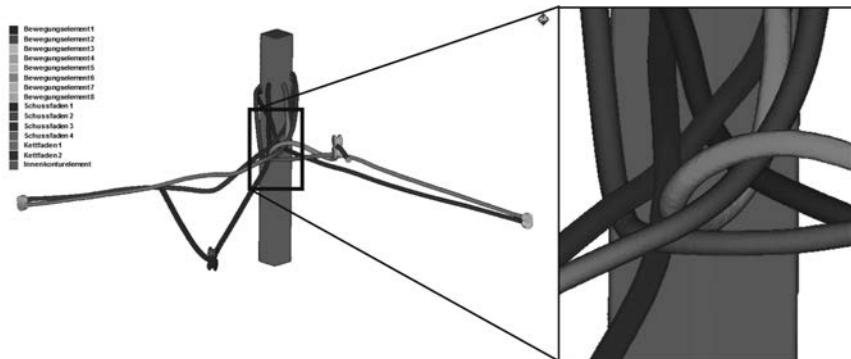


Bild 9: Berechnung der Fadenablage und der Knotenbildung mittels FEM

3. Zusammenfassung

Ein möglicher Ansatz zur Funktionalisierung des Systems "Horn" für die Herstellung von Preforms wurde in Form des Antriebskonzepts der neuartigen Rotorflechtmachine "D-3F" ge-

zeigt. Die prozessorientierte Synthesemethodik, auf Basis einer Technologiesynthese, führte zu einer neuen Verlegetechnik und einer neuen gewebeartigen Bindungsstruktur "D-3FG". Zur Fortführung der Entwicklung wurden beispielhafte Prozess- und Materialparameter numerisch in die Synthese dieser Rotorflechtmaschine integriert. Als Ergebnisse entstanden ein Ansatz zur Optimierung der Antriebstechnik und die virtuelle Verifikation der Fadenablage hinsichtlich des Flechtwinkels sowie der Flechtdichte. Die tatsächliche Leistungsfähigkeit und Ausbringung einer Rotorflechtmaschine "D-3F" ist mit einem Realauflauf und deren Betrieb zu verifizieren. Im Anschluss müssen die tatsächlichen Eigenschaften der neuen Bindungsstruktur und deren potentielle Einsatzgebiete weiter erforscht werden.

An dieser Stelle sei dem Sächsischen Textilforschungsinstitut e. V. für die Unterstützung bei der Werkstoffcharakterisierung und Reibwertbestimmung gedankt, die somit die notwendigen Inputdaten für die numerische Simulation bereitstellten.

4. Literatur

- [1] MODLER, N.; et. al.: *Application of Transmission-Based Solutions for Automated Manufacturing of Thermoplastic Hybrid Sandwich Structures*. Procedia Materials Science Volume 2, Elsevier 2013, S. 83-91 – ISSN 2211-8128
- [2] CHERIF, C.: *Textile Werkstoffe für den Leichtbau - Techniken - Verfahren - Materialien – Eigenschaften*. 1. Aufl. Springer-Verlag, Heidelberg/ Dordrecht/ London/ New York 2011 - ISBN 978-3-642-17991-4
- [3] MODLER, N.; et. al.: *Textilverstärkte Leichtbaukomponenten mit hoher Funktionsintegration für Anwendungen im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Tagung Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik, Dresden 2012-03-22/23, S. 211-222 – ISBN 978-3-867780-272-7
- [4] BIRKEFELD, K.: *Virtuelle Optimierung von Geflecht-Preforms unter Berücksichtigung von Fertigungsaspekten*. Dissertation, Universität Stuttgart - Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie, Stuttgart 2013
- [5] DENNINGER, D.: *Prozessorientierte Synthesemethodik am Beispiel der neuartigen Verlegetechnik "D-3F" zum Überflechten mit drei Fadensystemen*. Dissertation, TU Chemnitz - Fakultät für Maschinenbau, Chemnitz 2016 - ISBN 978-3-944640-80-8
- [6] DOUGLASS, W. A.: *Braiding and Braiding Machinery*. Cleaver-Hume-Press Ltd., London 1964
- [7] BERGER, M.; JAKEL R.: *Ganzheitliche Getriebeauslegung*. 8. Anwendertreffen Simulation PTC World 2008, Darmstadt 2008

Auslegung und Rapid Prototyping einer räumlichen Fahrzeugtürkinematik unter Berücksichtigung von Singularitätsbetrachtungen sphärischer 4-Gelenke

Simon Laudahn, M.Sc., Dr.-Ing. Franz Irlinger,
Univ. Prof. Dr. rer. nat. **Tim C. Lüth, Dr.-Ing. Kassim Abdul-Sater,**
Lehrstuhl für Mikrotechnik und Medizingerätetechnik, TU München

Kurzfassung

Ausgehend von verschiedenen Vorarbeiten wird ein räumliches 7-Gelenkgetriebe optimiert, dessen struktureller Aufbau aus einer spezifischen Kopplung zweier sphärischer 4-Gelenke resultiert. Hierbei kommen sowohl eine kinetostatische Analyse mittels Mehrkörpersimulationssoftware, wie auch die Betrachtung linienbasierter Singularitäten zum Einsatz. Der Mechanismus wird zur Führung einer Fahrzeugtür verwendet und dient in diesem Zusammenhang insbesondere zur Erleichterung der Ein- und Ausstiegssituation in beengten Parklücken. Auf Grundlage der Berechnungsergebnisse wurde ein Funktionsmodell im Maßstab 1:1 aufgebaut, bei dem neben klassisch gefertigten Stahlteilen auch ein Kunststoff-RP-Verfahren zum Einsatz kommt, welches die einfache Fertigung von verschiedenen, bei räumlichen Getrieben üblichen, komplexen Bauteilgeometrien ermöglicht.

1. Motivation

Im Kontext der Fahrzeugentwicklung lässt sich ein Trend zu breiteren Kraftfahrzeugen beobachten. Als ein häufiger Vertreter auf deutschen Straßen soll hierfür beispielhaft der VW Golf herangezogen werden. Während dieser mit Baujahr 1974 ohne Außenspiegel eine Breite von 1,61 m aufweist, beträgt die Breite eines neuen VW Golf aus dem Jahr 2016 ohne Außenspiegel 1,79 m [1, 2]. Dem gegenüber steht beispielsweise die vorgeschriebene lichte Mindestbreite von Einstellplätzen von 2,3 m (bzw. 2,4 m (bei einseitiger Wand), 2,5 m (bei beidseitiger Wand)), wie sie in der bayerischen *Garagen- und Stellplatzverordnung (GaStellV)* [3] von 1993 festgelegt ist.

Das durch diesen Gegensatz entstehende Problem enger Ausstiegsbereiche hat u. a. bereits zu einer Vielzahl von Patenten für neuartige Türöffnungskonzepte geführt. Beispielsweise sei an dieser Stelle auf [4, 5, 6] verwiesen.

2. Stand der Technik

2.1 Methoden und Werkzeuge

Die beispielsweise in [7] detailliert erarbeitete algebraische finite Posensynthese repräsentiert eine Verallgemeinerung der Burmester'schen Exaktlagensynthese und ermöglicht die Berechnung kinematischer Maße für ebene, sphärische und räumliche Gelenkgetriebe für eine vorgegebene Bewegungsaufgabe. *Finit* drückt hierbei aus, dass die Bewegungsaufgabe durch eine endliche Zahl von Bewegungsposen (Position und Orientierung) eines zu bewegenden Objekts - wie hier einer Fahrzeugtür - beschrieben wird.

Zur Bewertung synthetisierter Getriebe stehen Verfahren zur Getriebeanalyse zur Verfügung (vgl. z.B. [8] oder [9]). Je nach betrachteter Differentiationsordnung werden zunächst im Rahmen kinematischer Analysen Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung von Getriebegliedern bestimmt. Aufbauend hierauf gibt die nachfolgend relevante Analyse der Statik bzw. Kinetostatik Aufschluss über die auftretenden Kräfte und Momente, die während der Bewegungsaufgabe in den Gelenken des Getriebes auftreten bzw. als Antriebskraft oder –moment benötigt werden (vgl. [8]). Die in [8] geschilderte *synthetische Methode* zur kinetostatischen Analyse der Kräfte und Momente basiert im Falle räumlicher Getriebe auf den räumlichen Impuls- und Drallsätzen sowie dem Schnittprinzip. Insgesamt steht für eine statisch bestimmte Struktur mit n Gliedern im räumlichen Fall dadurch ein System mit $6 \cdot (n - 1)$ Gleichungen zur Verfügung, die nach entsprechend vielen unbekannten Gelenkkraftgrößen aufgelöst werden können.

Durch die Verwendung von Software zur Mehrkörpersimulation (MKS) kann die Analyse von Getrieben automatisiert werden. Als kommerziell erhältliche Vertreter von MKS-Programmen sollen hier beispielhaft Simscape Multibody (vormals SimMechanics) von MathWorks, Adams von MSC Software und SIMPACK von Dassault Systèmes genannt werden.

Die mittels Kinetostatik bei gegebener Kinematik und gegebenem Lastfall bestimmten Kräfte und Momente ermöglichen prinzipiell eine Bewertung der Bewegungsgüte eines Getriebes. Allerdings ist hierzu stets die Kenntnis von Trägheitsgrößen wie Massenträgheiten und Gieiderschwerpunkten und damit wiederum eine hinreichend genaue Kenntnis der geometrischen Gestalt erforderlich. Um auch unabhängig hiervon eine Bewertung der Bewegungsqualität zu ermöglichen existieren daher auch weitere Methoden. Ein im Zusammenhang mit Getrieben gängiger Ansatz ist etwa die Betrachtung von Übertragungswinkeln in geschlossenen kinematischen Ketten, z. B. [10]. Im Kontext robotischer Strukturen existieren zudem liniengeometrische Verfahren zur Detektierung kinematisch singulärer Konfigurationen bzw. linearer Abhängigkeiten zwischen verschiedenen Gelenkachsen, s. z.B. [11]. Insbesondere solche geometrischen Betrachtungen waren bereits

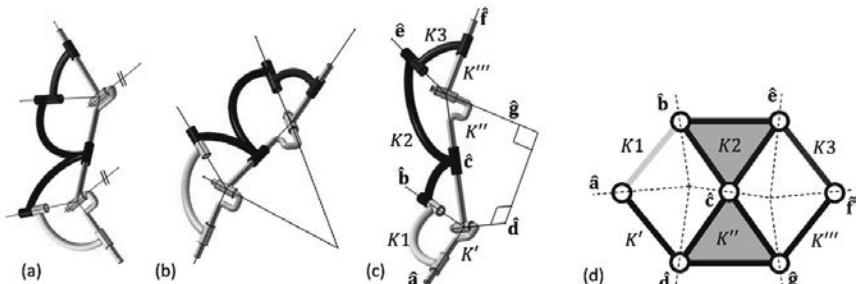


Bild 1: Die Familie der sphärisch zwangsgeführten RR-Ketten: (a) eben, (b) sphärisch und (c) räumlich. (d) zeigt die sphärisch zwangsgeführte RR-Kette in schematischer Darstellung.

Gegenstand einer ersten Vorarbeit [12] zur Analyse des nachfolgend betrachteten Getriebes und spielen auch eine zentrale Rolle in diesem Beitrag.

2.2 Sphärisch zwangsgeführte RR-Ketten

Dieser Beitrag befasst sich mit einer räumlichen sphärisch zwangsgeführten RR-Kette. Hierbei steht RR für *revolute-revolute*, bezeichnet also eine kinematische Kette mit zwei Drehgelenken. Beispielsweise in [13] findet sich eine detaillierte Beschreibung dieser Mechanismenfamilie der sphärisch zwangsgeführten RR-Ketten, wie sie in Bild 1 dargestellt ist. Es wird zwischen der ebenen (a), der sphärischen (b) und der räumlichen (c) sphärisch zwangsgeführten RR-Kette unterschieden.

Die RR-Kette besteht nach der Notation aus Bild 1 aus den drei Körpern \$K'\$, \$K''\$ und \$K'''\$, die über die beiden Drehachsen \$\hat{d}\$ und \$\hat{g}\$ miteinander gekoppelt sind. Die sphärische Zwangsführung der RR-Kette wird von den Körpern \$K1\$, \$K2\$ und \$K3\$ mit den fünf Achsen \$\hat{a}\$, \$\hat{b}\$, \$\hat{c}\$, \$\hat{e}\$ und \$\hat{f}\$ übernommen. Wie Bild 1d) verdeutlicht, besteht diese Art von Mechanismus im Wesentlichen aus zwei sphärischen Viergelenken, die über die gemeinsame Achse \$\hat{c}\$ miteinander gekoppelt sind. Der gesamte Mechanismus verfügt somit über sieben Drehgelenke und sechs Körper, von denen nachfolgend \$K'\$ als Gestell betrachtet wird. Er repräsentiert daher entsprechend dem räumlichen Grübler'schen Freiheitsgradkriterium ein übergeschlossenes und damit statisch überbestimmtes Getriebe.

Die algebraische 3-Posensynthese einer räumlichen sphärisch zwangsgeführten RR-Kette findet sich beispielsweise in [13]. In Bild 2 sind die wesentlichen Schritte dargestellt: Nach der Vorgabe von drei Posen für \$K'''\$ wird zunächst eine räumliche RR-Kette in einer

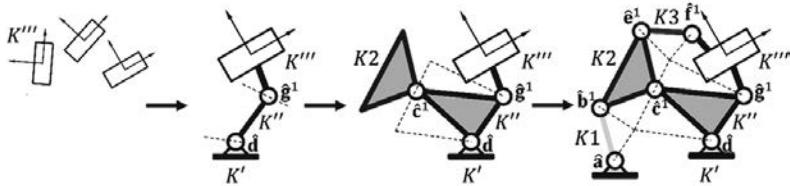


Bild 2: Schematischer Ablauf der Synthese einer sphärisch zwangsgeführten RR-Kette

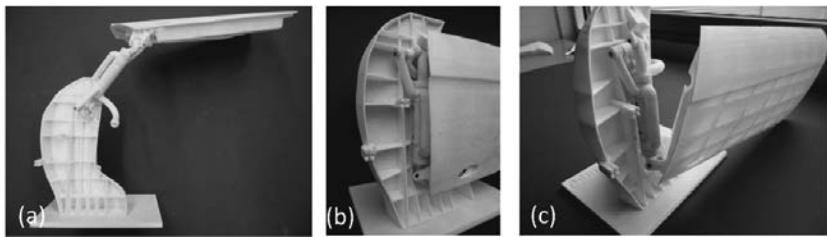


Bild 3: Das lasergesinterte Modell der Fahrzeugtürkinematik: Die geöffnete Stellung ist in (a) zu sehen. In (b) ist die Kinematik in der geschlossenen Sollstellung abgebildet. (c) zeigt die Auswirkung der singulären Stellung.

Referenzkonfiguration '1' synthetisiert, die durch die beiden zugehörigen Gelenkkachsen \hat{d} und \hat{g}^1 repräsentiert wird. Nach Definition der Achse \hat{c}^1 lassen sich weitere drei Posen von $K2$ frei

wählen und bilden die Grundlage für die 3-Posensynthese der beiden durch \hat{a} und \hat{b} bzw. \hat{e} und \hat{f} definierten sphärischen RR-Ketten. Da das 3-Posenproblem sphärischer RR-Ketten allerdings unterspezifiziert ist (s. z. B. [7]) lässt sich je eine Achsrichtung der beiden durch \hat{a} und \hat{b} bzw. \hat{e} und \hat{f} definierten Ketten frei definieren. Zusammen mit den bzgl. Achse \hat{c} frei vorgebbaren Posen liegen damit insgesamt sechs frei wählbare Parameter vor, die im Rahmen dieses Beitrags systematisch bzgl. einer optimalen Getriebestruktur gewählt werden (s. auch [13] für eine detaillierte Erläuterung der Parameter).

Das Anwendungsbeispiel in sämtlichen hier relevanten Vorarbeiten [12] und [13] ist die Synthese einer Fahrzeugtürkinematik auf Basis von drei Vorgabeposen (geschlossene Stellung, Zwischenstellung und offene Stellung) der Tür. Die Parameter wurden im Rahmen der genannten Vorarbeiten bereits jeweils unterschiedlich gewählt. In [13] wurden die Parameter bereits unter Berücksichtigung erster Singularitätsberechnungen gewählt und der Verlauf der Bewegung der Kinematik im CAD untersucht. Die Funktion der Bewegung wurde durch ein aus PA2200-Pulver lasergesintertes Modell der Kinematik im Maßstab 1:5 validiert

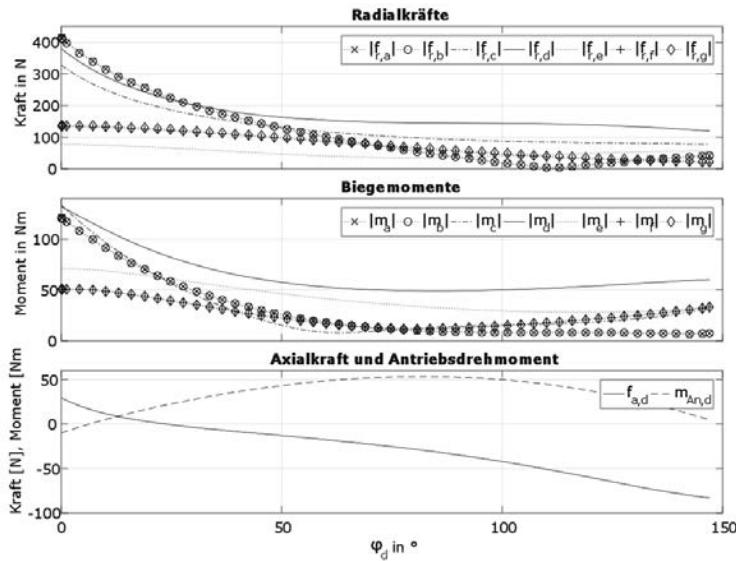


Bild 4: Verläufe der Gelenkreaktionen nach [12]

(s. Abbildung 3). Während das Getriebe in der offenen Türstellung günstige Lasttrageeigenschaften aufweist, befindet sich der Mechanismus allerdings bei geschlossener Fahrzeugtür nah an einer singulären Stellung, sodass ein Schließen der Tür alleinig durch ein Drehmoment an der Antriebsachse \hat{d} nicht möglich ist.

In der weiteren Vorarbeit [12] wurde daher zur zusätzlichen Berücksichtigung von Trägheitswirkungen erstmalig die kinetostatische Analyse der Türkinematik unter ausschließlicher Berücksichtigung von Gewichtslasten durchgeführt. Da es sich bei sphärisch zwangsgeführten RR-Ketten um statisch überbestimmte Getriebe handelt wurde dabei ein Modellierungsansatz gewählt, der sechs der sieben Drehgelenke als Dreh-Schub- bzw. zylindrische Gelenke berücksichtigt. Das verbleibende Drehgelenk repräsentiert die Antriebsachse, längs derer entsprechend auch eine axiale Reaktionskraft auftritt. Grundlage für diesen Ansatz bildete eine Betrachtung von Singulärkonfigurationen sphärischer Viergelenke und lieferte ein eindeutig bestimmtes kinetostatisches Problem. Die Analyse wurde in dem Mehrkörpersimulationsprogramm SimMechanics (2nd Generation) in Matlab umgesetzt. Die aus dieser Simulation gewonnenen graphischen Verläufe der Kräfte und Momente, die während der Bewegung in den Gelenken bzw. im Antrieb der Kinematik auftreten, weisen zu Anfang der Öffnungsbewegung teils hohe Werte auf. Bild 4 zeigt die Gelenkkraft- und momentenverläufe aus [12],

die auf Grundlage eines Tür-Dummys (Gewicht ca. 7kg) ermittelt wurden. An diesen Stand knüpft der vorliegende Beitrag nachfolgend an.

3. Optimierung der Fahrzeugtürkinematik

Der vorliegende Abschnitt befasst sich mit der Variation zuvor genannter Parameter sowie Ansätzen zur Bewertung des Bewegungsverhaltens der hieraus resultierenden, verschiedenen Getriebe. Dabei erfolgte eine gezielte Parameterwahl unter Berücksichtigung singulärer Achskonfigurationen, welche gegenüber der ursprünglichen kinetostatischen Betrachtung bessere Parameter lieferte und eine hybride stahl- und kunststoffgefertigte Konstruktion motivierte. Die Fahrzeugtür wurde dabei in Form des beschriebenen Tür-Dummays ($m_{K'''} \approx 7 \text{ kg}$) berücksichtigt. Für die übrigen Bauteilmassen wurden $m_{K''} \approx 3,0 \text{ kg}$, $m_{K1} \approx 0,4 \text{ kg}$, $m_{K2} \approx 4,6 \text{ kg}$ und $m_{K3} \approx 0,4 \text{ kg}$ auf Grundlage von CAD-Daten verwendet.

3.1 Variable Parameter

Die bereits gewählten Türposen und somit auch die RR-Kette, d.h. die Achsen $\hat{\mathbf{d}}$, $\hat{\mathbf{g}}$ und $\hat{\mathbf{e}}$ sollen unverändert bleiben. Somit verbleiben für die weitere Betrachtung die eingangs erwähnten sechs frei wählbaren Parameter, die die Geometrie des Getriebes beeinflussen.

Die ersten beiden Parameter sind die Winkel der Relativdrehungen zwischen den Gliedern K'' und $K2$ bezüglich der Achse $\hat{\mathbf{e}}$ zwischen der 1. und 2. Konfiguration (Winkel φ_c^{12}) sowie zwischen der 1. und 3. Konfiguration (Winkel φ_c^{13}).

Für die 3-Posensynthese der durch $\hat{\mathbf{a}}$ und $\hat{\mathbf{b}}$ definierten sphärischen RR-Kette wird darüber hinaus der Richtungsvektor \mathbf{a} der gestellfesten Achse $\hat{\mathbf{a}}$, durch zwei weitere Parameter ausgedrückt. Diese sind die Koordinatenwinkel θ_a und ϕ_a der Achse $\hat{\mathbf{a}}$ in Kugelkoordinaten. Analog werden die letzten beiden Parameter für den Richtungsvektor \mathbf{f}^1 der Achse $\hat{\mathbf{f}}^1$ in Konfiguration 1 verwendet. Es ergeben sich die Parameter θ_f^1 und ϕ_f^1 . Für den Richtungsvektor \mathbf{a} bzw. \mathbf{f}^1 gilt:

$$\mathbf{a} = \begin{pmatrix} \sin(\theta_a) \cdot \cos(\phi_a) \\ \sin(\theta_a) \cdot \sin(\phi_a) \\ \cos(\theta_a) \end{pmatrix} \quad \mathbf{f}^1 = \begin{pmatrix} \sin(\theta_f^1) \cdot \cos(\phi_f^1) \\ \sin(\theta_f^1) \cdot \sin(\phi_f^1) \\ \cos(\theta_f^1) \end{pmatrix}$$

Die Berechnung der Richtungsvektoren \mathbf{b}^1 und \mathbf{e}^1 der Achsen $\hat{\mathbf{b}}^1$ und $\hat{\mathbf{e}}^1$ erfolgt anschließend nach der in [13] beschriebenen 3-Posensynthese. Dabei sei angemerkt, dass die Aufpunkte zur eindeutigen Festlegung von $\hat{\mathbf{b}}^1$ und $\hat{\mathbf{e}}^1$ bereits durch die Schnittpunkte zwischen $\hat{\mathbf{a}}$ und $\hat{\mathbf{e}}^1$ bzw. $\hat{\mathbf{g}}^1$ und $\hat{\mathbf{e}}^1$ gegeben sind.

3.2 Variation von Parametern unter Berücksichtigung singulärer Achskonfigurationen

Für den hier verfolgten Ansatz werden die beiden sphärischen Viergelenke direkt auf Singularitäten untersucht. Im Falle eines sphärischen Viergelenks mit den Achsen \hat{a} , \hat{b} , \hat{c} und mit Antrieb in \hat{d} (s. hierzu auch Bild 1c)) lassen sich Singulärkonfigurationen durch Betrachtung linearer Abhängigkeiten zwischen den Richtungsvektoren a , b und c quantifizieren, vgl. [13]. Es liegt eine singuläre Stellung vor, wenn die drei Richtungsvektoren in einer Ebene liegen. Physikalisch entspricht dies einer Situation in der auch bei gänzlicher Unbeweglichkeit im Antriebsglied (etwa durch eine beliebig leistungsstarke Bremse induziert) weiterhin (geringfügige) Beweglichkeit im Getriebe vorliegt.

Ein Maß zur Quantifizierung des Sachverhaltes ist die Determinante der Matrix $J_{abc} = [a, b, c]$. Falls gilt $\det(J_{abc}) = 0$, so liegen die drei Richtungsvektoren in einer Ebene, sind also linear abhängig und die Stellung des Getriebes ist singulär. Wünschenswert ist deshalb eine Determinante möglichst nah an eins. Im Idealfall gilt $\det(J_{abc}) = 1$, was dem Fall entspricht, dass die drei Achsen aufeinander senkrecht stehen. Zum einen lässt sich dieser Zustand aber, durch die Bewegung des Getriebes, nicht in jeder Stellung des Getriebes realisieren. Zum anderen sind die Winkelabmessungen zwischen \hat{a} und \hat{b} bzw. \hat{b} und \hat{c} i.A. von 90 Grad verschieden. Damit ist die Determinante vielmehr eine Funktion des Antriebwinkels und der Abmessungen der Getriebeglieder. Im Falle des zweiten, durch \hat{e} , \hat{f} und \hat{g} definierten Getriebes, repräsentiert entsprechend der Kopplung zwischen erstem und zweitem Viergelenk die Achse \hat{c} den Antrieb, sodass für singularitätenfreie Bewegung Analoges für die Matrix $J_{efg} = [e, f, g]$ gilt.

Die Variation der verbliebenen Parameter hat keinen Einfluss auf die Achsen \hat{c} , \hat{d} und \hat{g} , die bereits die räumliche RR-Kette zur Führung des Fahrzeugtür-Dummies definieren. Zudem kann im Rahmen des 3-Posen-Syntheseproblems der sphärischen RR-Ketten lediglich evaluiert werden, ob es in Konfiguration 1 des Getriebes (Tür geschlossen) nicht-singuläre Achskonfigurationen gibt. Die übrigen Getriebekonfigurationen über den Bewegungsablauf bleiben durch die Variationen der Parameter unberücksichtigt und müssen anschließend im Rahmen einer kinematische Analyse evaluiert werden. Dennoch lassen sich durch die Variation der zuvor eingeführten Winkel θ_a und ϕ_a sowie θ_f^1 und ϕ_f^1 unter Umständen hinreichend nicht-singuläre Achskonfigurationen erzeugen.

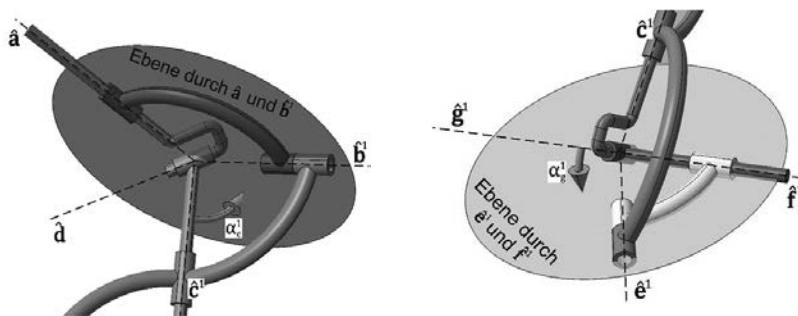


Bild 5: Winkel α_c^1 und α_g^1 zur Charakterisierung linear abhängiger Achsen in Konfiguration 1

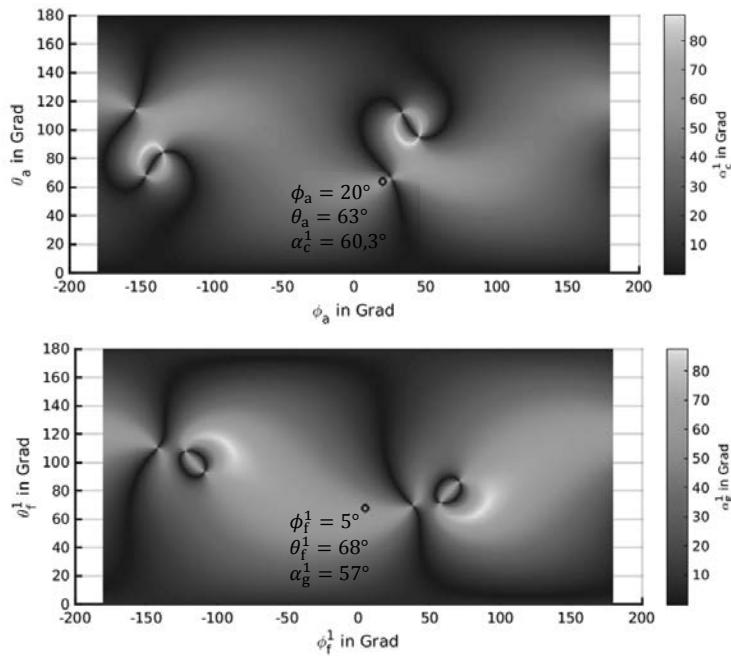


Bild 6: Die Winkel α_c^1 und α_g^1 geplottet über die jeweiligen Syntheseparameter. Die beiden Kreise innerhalb der Plots markieren die schließlich gewählten Parameter.

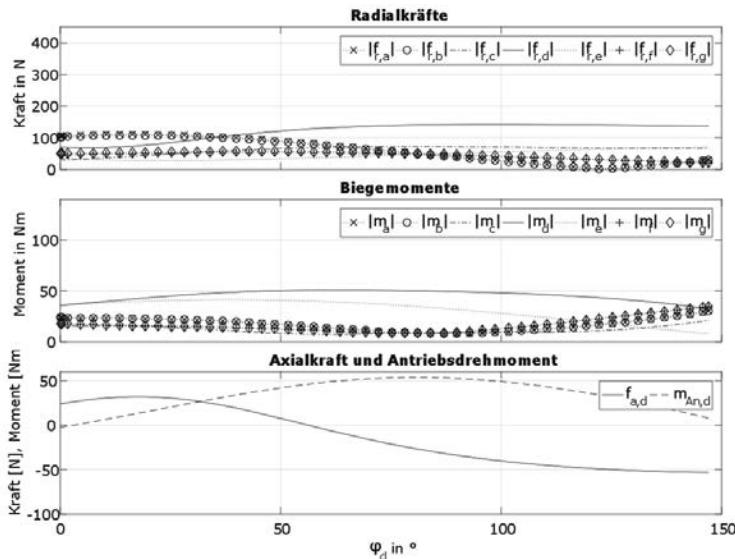


Bild 7: Verläufe der Gelenkreaktionen mit den finalen Parametern

Nicht-singuläre Achskonfigurationen lassen sich durch zwei Winkel α_c^1 und α_g^1 (s. Bild 5) charakterisieren. Der Winkel α_c^1 wird dabei zwischen der Achse \hat{c}^1 und der Ebene aufgespannt durch \hat{a} und \hat{b}^1 , der Winkel α_g^1 zwischen der Achse \hat{g}^1 und der Ebene aufgespannt durch die Achsen \hat{e}^1 und \hat{f}^1 gemessen. Die Winkel α_c^1 bzw. α_g^1 lassen sich getrennt voneinander als Flächenfunktionen über die Parameter θ_a und ϕ_a (bzw. θ_f^1 und ϕ_f^1) plotten (s. Bild 6).

Anhand der beiden Diagramme aus Bild 6 konnten die Parameter θ_a , ϕ_a , θ_f^1 und ϕ_f^1 neu gewählt werden, sodass die Winkel α_c^1 und α_g^1 in der geschlossenen Stellung der Tür maximal, d.h. möglichst nah an 90° sind. Für die neuen Parameter ($\theta_a = 63^\circ$, $\phi_a = 20^\circ$, $\theta_f^1 = 68^\circ$ und $\phi_f^1 = 5^\circ$) ergaben sich die Winkel $\alpha_c^1 = 60,3^\circ$ und $\alpha_g^1 = 57^\circ$. Gleichzeitig konnte durch Simulation gezeigt werden, dass sich sogar über den gesamten Bewegungsverlauf minimal die Werte $\alpha_{c,min} = 42,8^\circ$ und $\alpha_{g,min} = 50,9^\circ$ einstellten. Zur Erreichung dieses Ergebnisses (d.h. auch zur Erzeugung der Flächenfunktionen aus Bild 6 wurden ebenfalls die Parameter φ_c^{12} und φ_c^{13} neu gewählt, sodass sie nun während der Bewegung von Pose 1 zu 2 und von 2 zu 3 zu einer gleichmäßigen Drehung von K2 bezüglich Achse \hat{c} führen ($\varphi_c^{12} = 40^\circ$ und $\varphi_c^{13} = 80^\circ$). Die zugehörigen Gelenkreaktionen über die Bewegung des Antriebs sind in



Bild 8: Hybrid gefertigtes Funktionsmodell aus Stahlteilen in Kombination mit lasergesinterten Teilen aus PA2200

Bild 7 geplottet, für die sich eine signifikante Verbesserung gegenüber den Verläufen aus Bild 4 zeigt.

3.3 Konstruktion und Fertigung des Funktionsprototyps

Für einen Aufbau des Funktionsprototypen im Maßstab 1:1 wurden die Körper K' , K'' und K''' mittels klassischer Fertigung aus Stahl und als Schraubkonstruktion umgesetzt, da die durch K' , K'' und K''' definierte räumliche RR-Kette die Hauptträgerstruktur der Fahrzeugtür definiert. Die Glieder $K1$, $K2$ und $K3$ dienen der Zwangsführung der räumlichen RR-Kette und wurden wesentlich mit dem Rapid-Prototyping-Verfahren des selektiven Lasersinterns aus Kunststoff (PA2200) hergestellt. Das Verfahren besitzt eine hohe Maßhaltigkeit und erlaubt eine große Formvielfalt bei der konstruktiven Bauteilgestaltung im CAD und ermöglichte hier insbesondere für $K2$ bionisch anmutende Strukturbereiche. Zur Umsetzung sämtlicher Lagerstellen wurden allerdings einheitliche, aus Stahl gefertigte Lagersitze mit Fest-Los-Lagerung verwendet und mit den Kunststoffteilen verschraubt. Die hierbei ausgelegte Kombination aus Rillenkugellagern und Zylinderrollenlagern minimiert die Gelenkkreibung und wurde gewählt, da auch die zugrundeliegende kinetostatische Gelenkkraftrechnung ohne Gelenkkreibung erfolgte.

Bild 8 zeigt den Funktionsprototypen mit Tür-Dummy in geöffneter Stellung. Der Antrieb bezüglich Achse \hat{d} wurde mittels einer Gasdruckfeder umgesetzt, die K'' gegenüber dem Gestell K' bewegt.

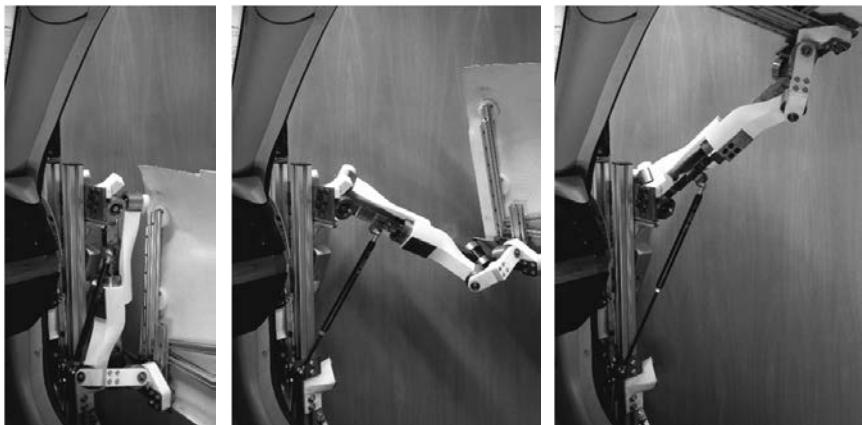


Bild 9: Drei Konfigurationen der Türkinematik

Diese wurde auf Grundlage des simulativ ermittelten Antriebsmoments $|\mathbf{m}_{An,d}|$ aus Bild 7 gewählt und ist in der Lage das Funktionsmodell zu aktualieren. Die Bild 9 zeigt hierzu eine Bewegungssequenz zwischen den Konfigurationen 'Tür geschlossen' und 'Tür offen'. Die Abbildung veranschaulicht dabei zusätzlich die, den sphärisch zwangsgeführten RR-Ketten immanente Eigenschaft einer kompakten Bauform, welche gerade im Zusammenhang mit der vorliegenden Fahrzeuganwendung von hoher Relevanz ist. Obgleich es sich bei dem Mechanismus, wie in Abschnitt 2 erwähnt, um ein statisch überbestimmtes Getriebe handelt, bewegt sich das Getriebe aufgrund der Kombination präziser klassischer Fertigung sowie modernstem Rapid Prototyping ohne nennenswerte Lagerverspannungen.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Der vorliegende Beitrag befasst sich mit einer kinetostatik-bezogenen Optimierung der Maßparameter eines räumlichen Gelenkgetriebes, das als sphärisch zwangsgeführte RR-Kette bezeichnet wird und das hier zur räumlichen Führung einer Fahrzeughüt verwendet wird. Insbesondere die Berücksichtigung von linearen Abhängigkeiten zwischen den Gelenkkachsen und damit die Berücksichtigung von Singulärkonfigurationen ermöglichen eine gezielte Auswahl kinetostatisch günstiger Maßparameter. Diese motivierten den erstmaligen Aufbau eines Funktionsprototypen im Maßstab 1:1, der als hybride Konstruktion, aus klassisch gefertigten Stahl- und mittels RP-Fertigungstechnologie generierten Kunststoffteilen, umgesetzt

wurde. Insbesondere die hohe Maßhaltigkeit und große Formenvielfalt die mittels modernen Rapid Prototyping sowie auch Rapid Manufacturing Technologien schnell herstellbar sind, eignen sich besonders für die Fertigung der bei räumlichen Getrieben stets auftretenden hochkomplexen Bauteilgeometrien. Damit ist ein Weg bereitet, der womöglich zukünftig die Verwendung der bislang aufgrund hochkomplexer Auslegung und Fertigung oft gemiedenen räumlichen Getriebe in unterschiedlichen Anwendungen rechtfertigen könnte. Neben der hier gezeigten fahrzeugtechnischen Anwendung könnten hiervon auch weitere Bereiche wie die Produktionstechnik, Textiltechnik, Luft- und Raumfahrttechnik oder auch die Medizintechnik profitieren.

Literatur

- [1] Schneider, H.-J.: VW Golf ab Baujahr 1974 – Technik Wartung Reparatur. BLV Verlagsgesellschaft München Wien Zürich 1984
- [2] Volkswagen: Der Golf – Technik und Preise – Gültig für das Modelljahr 2017. Produktbroschüre 2016
- [3] GaStellV: Garagen- und Stellplatzverordnung für Bayern vom 30. November 1993
- [4] GM Corp.: „Door hinging arrangement for vehicle bodies“, Schutzrecht: US3095600, Offenlegungstag: 02.07.1963
- [5] DaimlerChrysler AG: „Seitentür eines Personenkraftwagens“, Schutzrecht: DE19639663 B4, Offenlegungstag: 16.04.1998
- [6] Daimler AG: „Personenkraftwagen mit Flügeltür“, Schutzrecht: DE102004007054B4, Offenlegungstag: 21.05.2008
- [7] McCarthy, J. M. und Soh, G. S.: Geometric Design of Linkages. New York: Springer Verlag 2011
- [8] Kerle, H.; Pittschellis, R. und Corves, B.: Einführung in die Getriebelehre. Wiesbaden: Teubner, 2007
- [9] Uicker, J. J.; Pennock, G. R.; and Shigley, J. E.: Theory of Machines and Mechanisms. Oxford: Oxford University Press, 2003.
- [10] Volmer J.: Getriebetechnik Grundlagen. 2. Auflage, Verlag Technik, 1995
- [11] Husty, M.: Karger, A.: Sachs, H.: Steinhilper, W.: Kinematik und Robotik. Springer Berlin Heidelberg, 1997, ISBN 3-540-63181-X
- [12] Abdul-Sater, K.; Laudahn, S.; Winkler, M.; Irlinger, F. und Lüth, T.: „Ein Beitrag zur Analyse Origami-Inspirierter, sphärisch zwangsgeführter RR-Ketten“. 11. Kolloquium Getriebetechnik, Garching 2015
- [13] Abdul-Sater, K.: Task-Based, Computer-Aided Kinematic Design of Spherically Constrained Kinematic Chains. Dissertation. München 2016

Numerisch optimierte NC-Programme für räumliche Kurven

Dipl.-Ing. Dipl.-Inform. **Rainer Nolte**, Nolte NC-Kurventechnik GmbH

Kurzfassung

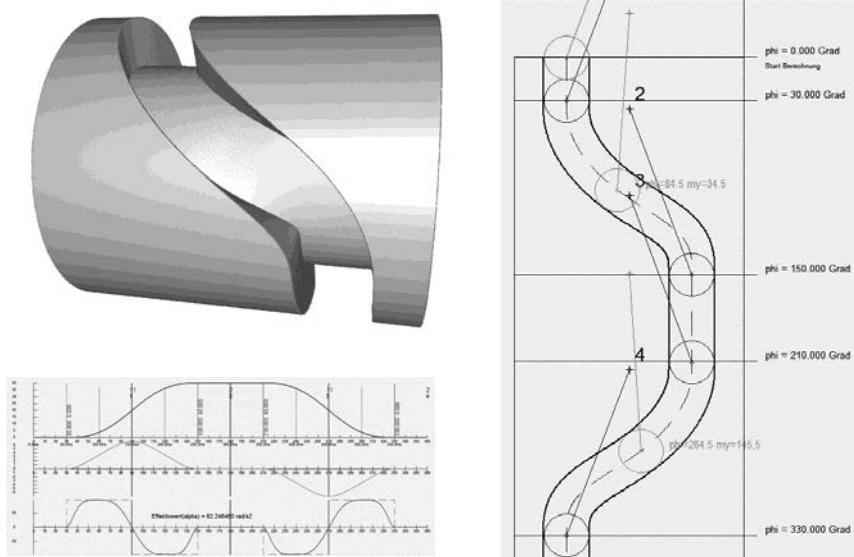
Bei der Herstellung von Zylinder- und Globoidkurven entstehen Abweichungen vom theoretischen Kurvenprofil, wenn der Schlichtwerkzeugdurchmesser nicht dem Rollendurchmesser entspricht, oder wenn die Koordinaten der NC-Sätze näherungsweise über Abwicklungsdarstellungen ermittelt werden. Die Abweichungen verändern das Tragbild zwischen Rolle und Kurve und können im Extremfall dazu führen, dass das Getriebe sich verklemmt. Bei der NC-gesteuerten Herstellung von Fasen an den Kurvenflanken führen die Abweichungen zu stark schwankenden Fasenbreiten über einen Kurvenumlauf. Die Anforderungen an die Qualität mechanischer Kurven wachsen nach wie vor. Mit dem Beitrag soll ein Verfahren zur Ermittlung von NC-Daten vorgestellt werden, wie sich die Abweichungen zwischen einer theoretisch benötigten Kurvenflanke und der sich aus den dazu ermittelten NC-Daten ergebenden Kurvenflanke bei sonst üblicher Fertigungstechnik minimieren lassen. Bei der Herstellung von Fasen führt das Verfahren zu konstanten Fasenbreiten entlang der Kurvenflanke.

Abstract

When cylindrical and globoidal cams are manufactured with tool diameters that are smaller than the roller diameters, there will be deviations between the theoretical cam flanks and the cam flanks actually produced when equidistants are calculated based on developed views referring to the pitch diameter. The deviations change the pressure distribution between cam and roller and let the cam gear block in extreme cases. When chamfers are produced with this simple method, their width very often varies too much. The article presents a method how to generate NC files that minimize the residual errors on produced cam flanks and chamfers.

1. NC-Daten für eine Beispiel-Zylinderkurve

Die folgenden Betrachtungen beziehen sich auf eine Zylindernutkurve mit oszillierendem Schwinghebelabtrieb.



Der Rollendurchmesser in diesem Kurvengetriebe beträgt 40 mm, die Nuttiefe 30 mm.

Angenommen, die Werkzeugmaschine verfährt das Werkzeug in den Koordinatenrichtungen X (Richtung der Kurvendrehachse) und Y (in der Bewegungsebene der Rolle und senkrecht zu X) und dreht die Kurve auf dem Rundtisch über die Koordinate A, und man verwendet ein Werkzeug mit dem Durchmesser der Rolle. Dann lassen sich die Fräskoordinaten A, X und Y für das NC-Programm sehr einfach ausrechnen:

$$A = \text{Kurvendrehwinkel}$$

$$X = X_{\text{Hebeldrehpunkt}} + \text{Schwinghebellänge} \cdot \cos(\text{Hebellagewinkel})$$

$$Y = Y_{\text{Hebeldrehpunkt}} + \text{Schwinghebellänge} \cdot \sin(\text{Hebellagewinkel})$$

Theoretisch kann die Kurve damit exakt hergestellt werden.

Aus Kostengründen und zur Optimierung des Fräsprozesses möchte die Fertigung aber ein Standardwerkzeug mit kleinerem Durchmesser verwenden, z.B. 20 mm.

Für die Herstellung der Kurve sind also Koordinaten für eine Äquidistante zu berechnen.

Die Möglichkeiten der NC-Steuerungen im Feld in Bezug auf die Koordinatentransformation bei räumlichen Kurven sind sehr unterschiedlich. Während es bei ebenen Kurven üblich ist, in NC-Programmen das Kurvenprofil abzubilden und dann die Werkzeugradiuskorrektur der Steuerung für die Berechnung der Werkzeugmittelpunktkoordinaten zu verwenden, steht diese Funktion für räumliche Kurven nur bei wenigen NC-Steuerungen zur Verfügung. NC-Programme für räumliche Kurven beziehen sich deshalb üblicherweise auf einen vorher festgelegten Werkzeugdurchmesser. Beim Wechsel des Werkzeugs ist ein neues NC-Programm zu erstellen.

Hier als Beispiel ein Ausschnitt aus einem solchen NC-Programm in ISO-Code:

```
N360X-54.950Y-7.887A58.176
N362X-54.620Y-8.037A58.535
N364X-54.285Y-8.186A58.892
N366X-53.947Y-8.335A59.248
N368X-53.605Y-8.484A59.601
```

Bei modernen NC-Steuerungen kann die Werkzeugbahnnkorrektur auch dadurch implementiert werden, dass Terme statt fester Zahlen als Koordinatenwerte angegeben werden.

Beispiel:

```
N473 G1 X=-10.7136248+R41*(0.14284833) Y=74.5816636+R41*(-0.98974459) A=98.2127006
N474 G1 X=-11.3391279+R41*(0.15118837) Y=74.4886921+R41*(-0.98850497) A=98.6958007
N475 G1 X=-11.9638246+R41*(0.15951766) Y=74.3904499+R41*(-0.98719507) A=99.1789007
N476 G1 X=-12.5876710+R41*(0.16783561) Y=74.2869440+R41*(-0.98581500) A=99.6620008
```

Der Parameter R41 dient dabei zur Verrechnung der Differenz zwischen tatsächlichem Werkzeugradius und dem Bezugs-Werkzeugradius, für den die konstanten Anteile in den einzelnen Termen berechnet wurden. Die Zahlen in Klammern, die mit R41 multipliziert werden, legen die Korrektur-Richtung fest, entsprechen also dem Normalenvektor auf die Kurvenbahn.

2. Berechnung der Äquidistante mit Hilfe von Abwicklungsdarstellungen

Für die zeichnerische Darstellung von Zylinderkurven wird die Abwicklungsdarstellung verwendet, die in die Ebene entwickelte Ansicht der räumlichen Kurve von außen. Die Abwicklungsdarstellung bezieht sich immer auf einen Zylinderdurchmesser. Es ist verbreitet, die Abwicklung auf den Außendurchmesser der Kurve zu beziehen, besser ist es aber, den Wirkdurchmesser zu verwenden, d.h. den Abstand der Kurvendrehachse von der Ebene, in der der Kontaktpunkt der (balligen) Rolle verfährt. Wenn zylindrische Kurvenrollen verwendet werden, die über ihre gesamte Länge Kontakt haben sollen, sollten die Kurvenflanken ohne Profilabweichung hergestellt werden, d.h. letztlich mit Schlichtwerkzeugdurchmesser = Rollendurchmesser. Die durch kleinere Werkzeuge verursachten Profilabweichungen führen dazu, dass die Rollen effektiv nur auf einer Kante laufen, wechselweise die obere oder die untere.

Die Abwicklungsdarstellung transformiert die räumliche Kurvenbahn in eine Ebene, so dass Äquidistanten wie bei ebenen Kurven ermittelt werden können.

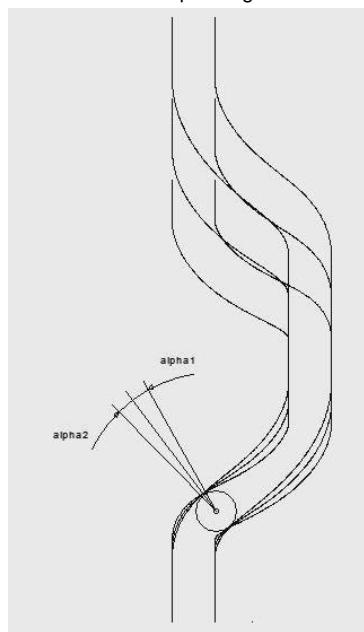
Die Koordinaten der Abwicklungsdarstellung der Rollenmittelpunktbahn lassen sich aus den Koordinaten X und Y der Rollenmitte und dem Kurvendrehwinkel phi folgendermaßen berechnen:

$$X_{\text{Abwicklung}} = X$$

$$Y_{\text{Abwicklung}} = Y - \text{Kurvendurchmesser}/2 \cdot \phi$$

Damit sind auch Tangenten- und Normalenrichtungen für die Kurvenbahnen berechenbar, und über die Normalenrichtung zu einem Rollenmittelpunkt die entsprechenden Profil- und Werkzeugmittelpunkte.

Mit dem angenommenen Kurvendurchmesser variiert die Länge der Abwicklung und damit die Normalenrichtungen, also auch die zu errechnenden Werkzeugmittelpunkt- und Profilpunkte. Das nebenstehende Bild zeigt für die Musterkurve die Abwicklungen für den äußeren, den kinematisch wirksamen und den inneren Kurvenflankendurchmesser.



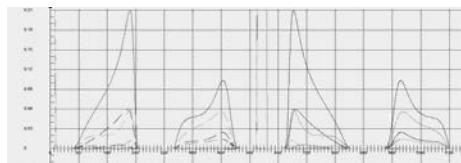
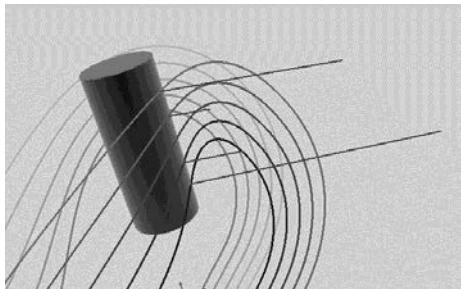
Mit den NC-Daten soll die Kurvenflanke in der Regel in voller Höhe in einem Schnitt geschlichtet werden, so dass in einem NC-Satz nur eine Normalenrichtung bzw. ein Kurvendurchmesser berücksichtigt werden kann, am ehesten der Wirkdurchmesser. Da diese Normalenrichtung für die anderen Kurvendurchmesser nicht stimmt und mit der „falschen“ Richtung das theoretische Kurvenprofil nicht erreicht wird, entstehen dort Profilabweichungen in Form von Aufmaßen, d.h. es bleibt immer zuviel Material stehen. Die entstehenden Profilüberhöhungen hängen ab von

- der Differenz zum Kurven-Wirkdurchmesser
- der Steigung der Rollenmittelpunktbahn in der Abwicklungsdarstellung
- dem Äquidistantenabstand (Rollenradius-Werkzeugradius)

Bei balligen Kurvenrollen sind diese Profilabweichungen unkritisch, für die Schmiegeung zwischen Kurve und Rolle sogar förderlich, solange der Kurvenprofilfehler sich entlang der Rollenachse (d.h. über den Kurvendurchmesser) weniger stark entwickelt, als sich der Radius der balligen Rolle entlang der Achse verkleinert.

Bei großer Kurvensteigung oder großem Äquidistantenabstand wächst der Profilfehler aber so stark, dass die Rolle in der Zylinderkurvennut festklemmt bzw. bei einer offenen Kurve entweder auf dem äußeren oder dem inneren Flankenrand auf der Kante läuft.

Im nebenstehenden Diagramm für die Beispielkurve beträgt die maximale Profilüberhöhung am Kurvenflankenrand 0.21 mm. Auf dieser Höhe ist der Radius der balligen Rolle (R500) um $500 - \sqrt{(500^2 - 15^2)}$ mm = 0.225 mm kleiner als auf Höhe des Nenn-durchmessers von 40 mm.



Profilabweichung auf verschiedenen Kurvendurchmessern in der Steigung

3. Fasen-NC-Programme mit Kompensation der Kontaktpunkt-Mittenauswanderung

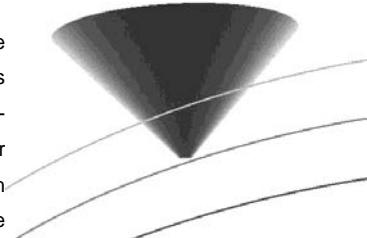
Nicht nur die Kurvenflanken selbst, sondern Fasen an den äußeren Rändern der Kurvenflanken können CNC-gefertigt werden, um den Aufwand für das manuelle Entgraten zu vermeiden und ein hochwertiges Finish zu erzeugen. Da Fasen mit konischen Werkzeugen gefertigt werden, hängt die Fasenbreite von der Eindringtiefe ab. Schon relativ kleine Schwankungen in der Eindringtiefe bewirken unregelmäßig aussehende Fasen, also ein schlechtes Ergebnis. Bei der Kurvenflanke hingegen können Schwankungen in der Eindringtiefe eher toleriert werden, da die Nuttiefe mit gewisser Reserve festgelegt wird.

Schwankungen in der Eindringtiefe des Werkzeugs ergeben sich, wenn das Werkzeug bei einem Schwinghebelabtrieb oder durch die Werkzeugbahnnkorrektur in einer Ebene quer zur Kurvendrehachse verfährt, also bei den oben verwendeten Koordinaten in Y-Richtung. Insbesondere der Kontaktpunkt zwischen Rolle und Kurvenflanke bzw. Fase schwankt in dieser Außermittigkeit. Der Kurvenradius für den Kontaktpunkt ergibt sich aus

$$\text{Kontaktpunkt-Radius} = \sqrt{(\text{Kurvenaußenradius}^2 + \text{Kontaktpunkt-Y-Koordinate}^2)}$$

Für eine konstante Fasenbreite muss deshalb das konische Werkzeug entlang seiner Achse nachgeführt werden, oder es muß entsprechend dem Konuswinkel eine Korrektur in der XY-Ebene erfolgen.

Ein weiteres Problem aber ist, dass das konische Werkzeug „schief“ auf der Fase steht, wenn es außermittig schneidet (siehe Bild). Um den Fasenrichtungsvektor im Kontaktpunkt in der Bewegungsebene des Werkzeugs zu halten, kann der Kontaktpunkt durch Drehung der Kurve über die Rundtischachse über die Kurvendrehachse gebracht werden, so dass die Y-Koordinate des Kontaktpunkts auf 0 gesetzt werden kann. Die Mittelpunktkoordinaten für das Werkzeug ergeben sich dann aus einer Äquidistantenberechnung wie in Abschnitt 2, ausgehend vom Kontaktpunkt mit Y=0.



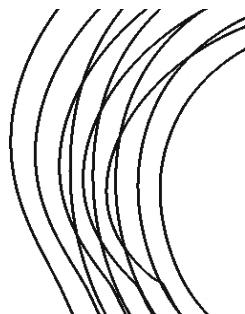
4. Berechnung genauer Kurvenflanken-Raumkurven

In den bisherigen Ausführungen wurden die Kurvenflanken und die Werkzeugmittelpunktbahnen über die Abwicklungsdarstellung und bezogen auf einen Kurvenwirkdurchmesser berechnet. In der Höhe der Kurvenflanke treten so Profilüberhöhungen auf, wenn die Kurve hergestellt wird. Um zu genaueren Kurvenflanken bei Verwendung von Werkzeugen zu kommen, deren Durchmesser stark vom Rollendurchmesser abweicht, sollten zunächst die Kurvenflanken in ihrer vollen Höhe genau berechnet werden. Dazu wird die Kurvenflanke in Höhenrichtung in mehrere Segmente zerlegt, und die Kanten dieser Segmente werden als Raumkurven berechnet. In der Regel reicht es aus, zwei Segmente bzw. drei Raumkurven zu verwenden: die Ränder und die Mitte der Kurvenflanke.

Als Maß für die Höhe der zu berechnenden Profilpunkte sind zwei Ansätze denkbar:

a) Der Abstand des Kontaktpunkts zwischen Kurve und Rolle zu einer Stirnfläche der Rolle

Dieser Ansatz führt zu Raumkurven mit teilweise stark schwankendem Radius, die die sich kinematisch ergebenden Schwankungen in der Eindringtiefe der Rolle und des Kontaktpunkts im Kurvenkörper nachbilden. In der Seitenansicht sind diese Radius-Schwankungen als Ausbeulungen zu sehen. Solche Ausbeulungen erschweren im CAD das Austragen von Kurvennuten über die Raumkurven. Auch Unterschnitt ist an solchen Raumkurven schwer erkennbar.



b) Der Abstand des Kontaktpunkts zur Kurvendrehachse

Hier sehen die Raumkurven in der Seitenansicht kreisförmig aus. Wenn die Kurvenrolle in Y-Richtung sehr stark auswandert, wie es z.B. bei manchen Schrittgetrieben der Fall ist, lässt sich aber nicht mehr für alle vorgegebenen Bezugsdurchmesser ein Kontaktpunkt berechnen. Die Raumkurve müsste an dieser Stelle nach einem anderen Kriterium stetig und knickfrei fortgesetzt werden, was schwierig ist.

Eines dieser beiden Kriterien wird nun für die Festlegung der Höhe eines Kontaktpunkts (= Raumkurvenpunkt) verwendet.

Zur numerischen Berechnung eines Raumkurvenpunktes mit 3 Koordinaten sind zwei weitere Bedingungen notwendig:

- der Abstand des Raumkurvenpunktes von der Rollenachse muss dem Rollenradius entsprechen
- der Vektor vom Raumkurvenpunkt zu seiner Projektion auf die Rollenachse muss senkrecht zur Bewegungsrichtung des Kontaktpunkts bzw. seiner Projektion auf die Rollenachse liegen

Aus diesen drei Bedingungen können für jede Lage der Rolle im Kurvenkörper zwei Profilpunkte bzw. Raumkurvenpunkte berechnet werden: für jede Flanke einer Nutkurve einer.

5. Numerische Optimierung der NC-Daten für die Werkzeugmittelpunktbahn

Ausgehend von den Raumkurven, die die Kurvenflanken in verschiedenen Höhen beschreiben, kann für jede Position längs der Kurvenflanke die Lage eines Werkzeugs mit gegebenem Durchmesser iterativ so optimiert werden, dass der Abstand der Raumkurven vom Werkzeugmantel längs der Werkzeugachse möglichst wenig schwankt. Als Startvorgabe für die Iteration kann die Werkzeuglage verwendet werden, die sich aus der klassischen Berechnung über die Abwicklungsdarstellung ergeben würde.

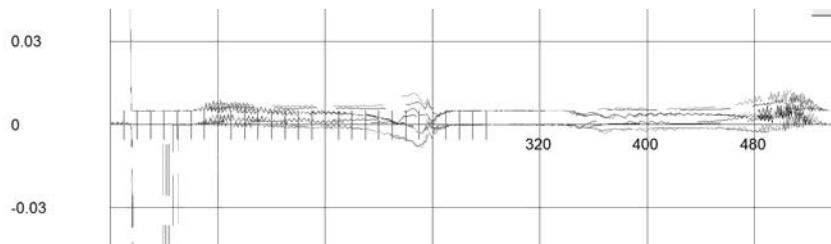
Wenn die Kurve mit einer 4-Achsen-Werkzeugmaschine (XYZ und Rundtisch) hergestellt werden soll, wird die Position des Werkzeugs auf einer Geraden variiert, die durch den Profilpunkt auf einer der Raumkurven läuft und in der XY-Ebene im Raumkurvenpunkt senkrecht auf der Raumkurve steht. Außerdem kann das Werkzeug für die Optimierung um eine Gerade gedreht werden, die parallel zur Kurvendrehachse liegt und sowohl die eben genannte Gerade als auch die Werkzeugachse schneidet.

Wird eine 5-Achsen-Werkzeugmaschine verwendet wie bei der Herstellung von Globoidkurven, so kann das Werkzeug für die Optimierung um zwei verschiedene Achsen gedreht werden, die zueinander und zur Werkzeugachse senkrecht stehen.

Das Drehen der Werkzeugs führt zu Änderungen der Rundtischkoordinate (hier A) und bei der 5-Achsen-Variante zu Änderungen in einer zusätzlichen Schwenkachse (z.B. B).

Bei der Optimierung von Fasen-NC-Programmen wird nur die äußere Raumkurve genutzt. Der Kontaktpunkt wird zunächst auf $Y = 0$ gelegt mit entsprechender Kompensation durch Drehen der Rundtischachse, dann wird der Abstand der Werkzeugachse zur Raumkurve optimiert. Für diese Berechnung ist nicht unbedingt eine Iteration erforderlich.

Mit der 5-achsigen Optimierung der NC-Koordinaten ergibt sich für die Musterkurve bei dem Werkzeugdurchmesser 20 mm eine maximale Profilabweichung von ca. 0.01 mm (statt 0.21 mm bei der klassischen Methode), siehe Bilder.



6. Literaturangaben

- [1] Matthes, J.; Heine, A.; Berger, M.: „Methode zur Fertigung von Zylinderkurvenkörpern räumlicher Kurvengetriebe mit Fräserradienkorrektur.“, VDI-Berichte 2116, VDI-Verlag Düsseldorf, ISBN 978-3-18-092116-7
- [2] Berger, M. (Hrsg.): 3. Saxon Simulation Meeting and Mathcad Workshop (SAXSIM). Tagungsband (CD), Chemnitz, 18.+19.4.2011, ISBN 978-3-941003-31-6; Beitrag von Matthes, J.: „Hüllkurven-Berechnung der Fräseradienkorrektur von Zylinderkurvenkörpern mit Mathcad“

Gestaltung von Bewegungsübergängen mit Hilfe vorgewählter Drehmomentprofile

Ein effektiver Ansatz zur Antriebsentlastung bei schnelllaufenden Koppelgetrieben

Prof. i. R. Dr.-Ing. **Reinhard Braune** VDI, Aachen

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag stellt einen Ansatz vor, mit dem Bewegungsverläufe für den Antrieb von schnelllaufenden Koppelgetrieben durch Motion-Control-Systeme so gestaltet werden können, dass trotz gegebenenfalls stark veränderlichem reduzierten Massenträgheitsmoment nur relativ geringe Antriebsbelastungen entstehen.

1. Einführung

Zunehmend werden Motion-Control-Systeme als Antrieb von Koppelgetrieben eingesetzt. Damit wachsen der Bedarf und die Bedeutung von praxisnahen Ansätzen zur möglichst optimalen Nutzung der oft erlaubten, zumindest teilweise freien Gestaltung bestimmter Bewegungsabschnitte. Bei den typischerweise periodischen Bewegungsabläufen – z.B. in Verpackungs- und anderen Verarbeitungsmaschinen – ist in der Regel der erforderliche Verlauf der Antriebsbewegung nur in einem gewissen „Arbeitsabschnitt“ durch die zu erfüllende technologische Aufgabe mehr oder weniger fest vorgegeben, während der Rest als „Rücklaufabschnitt“ zur Vervollständigung eines Antriebsumlaufs zwischen vorliegenden Anschlussbedingungen relativ frei gestaltet werden kann.

Übliche Ansätze für Bewegungsdesign – z.B. gemäß der VDI-Richtlinie 2145 – führen dabei oft zu unbefriedigenden Ergebnissen in Form unnötig hoher Antriebsmomente, insbesondere für schnell zu durchlaufende Bewegungsabschnitte über größere Drehwinkel mit stark veränderlichem Verlauf des reduzierten Massenträgheitsmomentes. Der Autor dieses Beitrags hat schon im Jahre 2000 auf einer VDI-Getriebetagung im Rahmen eines allgemeinen Beitrags über Bewegungsdesign kurz einen neuen Ansatz unter der Bezeichnung „Momenten-Polynom“ angedeutet [1]. Dieser Ansatz ist in den Folgejahren von Mitarbeitern des Autors in der Forschung und im praktischen Einsatz mehrfach erfolgreich umgesetzt worden [2, 3], aber wohl noch nicht allgemein bekannt, übliche Praxis oder gar Lehrstoff in der Ausbildung. Der vorliegende Beitrag will deshalb einem breiteren Fachpublikum diesen Ansatz in seinen

Grundlagen und seiner praktischen Umsetzung noch einmal anhand einer exemplarischen Anwendung anschaulich nahe bringen und damit eine verstärkte Diskussion über den praktischen Bedarf und alternative Vorschläge anregen, die z. B. in [2, 4-6] zu finden sind.

Alle hier vorgestellten Berechnungen wurden durchgeführt mit der am ehemaligen Institut für Getriebetechnik der Leibniz Universität Hannover entwickelten und für Interessenten kostenlos erhältlichen universellen Getriebe- und Mechanismen-Software [GENESYS](#) [7].

2. Demonstrationsbeispiel

Bild 1 illustriert eine mögliche getriebetechnische Lösung für eine typische Aufgabenstellung bei der Verarbeitung kleinformatiger Stückgüter, wie z. B. Schokoriegel oder ähnliches, nämlich das so genannte „Lückenziehen“. Die Produkte – hier exemplarisch die grauen quadratischen Klötzen – werden mit geringem Abstand von links auf dem langsam laufenden grauen Förderband angeliefert und durch irgendeinen Mechanismus über ein Zwischenblech mit entsprechend größerem Abstand und größerer Geschwindigkeit auf das schwarze, erheblich schneller laufende Förderband geschoben, das die Produkte nach rechts abtransportiert. Der Überschub erfolgt hier durch das gezeigte 6-gliedrige Koppelgetriebe, das mit umlaufendem Antrieb am Glied 2 das Glied 6 parallel schiebend so führt, dass dessen nach unten weisende Fingerspitze F die Bahnkurve k_F beschreibt.

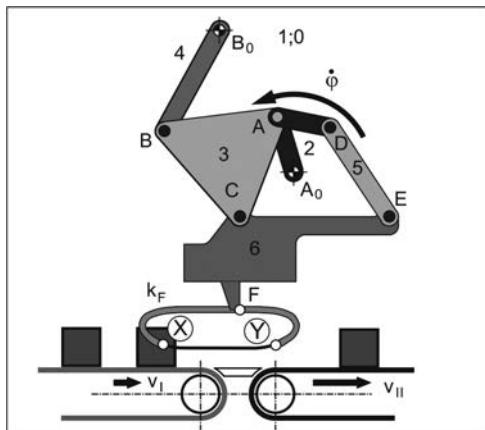


Bild 1: Demonstrationsbeispiel

In der gezeigten Stellung befindet sich der Finger gerade in der später näher betrachteten „Rücklaufphase“ im oberen grauen Teil der Bahnkurve k_F auf dem Weg von rechts nach links. Er taucht dann nach unten in die schmale Lücke zwischen den beiden vordersten antransportierten Produkten ein und legt sich bei (X) exakt mit der Geschwindigkeit v_I des anliefernden Förderbandes an die linke Rückseite des vordersten Produktes an.

Zu diesem Zeitpunkt beginnt die „Beschleunigungsphase“ (Index B). Auf dem schwarzen Abschnitt der Bahnkurve k_F wächst die Geschwindigkeit des Fingers auf seinem Weg nach rechts kontinuierlich an, um bei (Y) – wenn das beschleunigte Produkt gerade vollständig auf

das abtransportierende schwarze Förderband geschoben ist – genau die Geschwindigkeit v_{II} dieses Bandes und damit das Ende der Beschleunigungsphase zu erreichen. Nun beginnt die nächste Rücklaufphase (Index R), in der der Finger zunächst langsamer wird, dann angehoben wird und oberhalb der Produkte nach links zurück läuft, um sich genau zum richtigen Zeitpunkt und mit genau der richtigen Geschwindigkeit wieder an der Stelle (X) von links an das nächste antransportierte Produkt anzulegen.

Die gezeigte, für die betrachtete Aufgabe gut geeignete Bahnkurve k_F des Schiebefingers erzeugt das maßstäblich dargestellte 6-gliedrige Koppelgetriebe zwangsläufig bei umlaufendem Antrieb am Glied 2, aber der benötigte, genau angepasste Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverlauf des Fingers entlang der Bahnkurve verlangt einen entsprechend gesteuerten Servo-Antrieb. Dieser benötigt eine SOLL-Bewegungs-Vorgabe und deren Auslegung ist die hier zu lösende Bewegungsdesign-Aufgabe. Dabei sind die beiden erläuterten Bewegungsabschnitte Beschleunigungsphase und Rücklaufphase getrennt zu betrachten.

3. Bewegungsdesign-Aufgabe

Das Bewegungsdesign für die Beschleunigungsphase wirft keine besonderen Schwierigkeiten auf. Gemäß dem Diagramm (a) in Bild 2 gibt man sich für die waagrechte Schiebebewegung s_F des Schiebefingers zwischen dem Anfangspunkt (X) und dem Endpunkt (Y) mit dem Abstand s_B (hier z.B. 60 mm) über einem gewählten Zeitintervall T_B (hier z. B. 100 ms) z. B. ein Polynom 5. Grades mit den Geschwindigkeiten v_I und v_{II} der Bänder (hier z. B. 0.2 und 1.0 m/s) sowie den Beschleunigungswerten 0 als Randwerten vor. Über eine inverse kinematische Analyse des vorliegenden Getriebes ergibt sich daraus zwingend der zeitliche Verlauf φ_B des Motordrehwinkels φ gemäß Diagramm (b) in Bild 2. Damit liegen auch die Anschlusswerte der Rücklaufphase in dem grau hinterlegten Diagrammbereich über einer gewählten Rücklaufdauer T_R (hier z. B. auch 100ms) fest, aber die Gestaltung des Bewegungsablaufs dazwischen ist relativ frei und es soll gezeigt werden, dass damit die Antriebsbelastung erheblich beeinflusst werden kann.

4. Vergleichsbasis: Lösungsansatz BUA

Bild 3 zeigt als Vergleichsbasis zunächst das Ergebnis des klassischen Lösungsansatzes, der hier als Abkürzung für „Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb“ mit BUA bezeichnet wird.

Gemeint ist damit, dass der bereits vorliegende Verlauf des Motordrehwinkels in der Beschleunigungsphase mit den entsprechenden Randwerten für die Winkelgeschwindigkeit und die Winkelbeschleunigung zu einem Gesamtumlauf über 360° ergänzt wird, z. B. wie im Dia-

gramm (b) in Bild 3 wiederum durch ein stoß- und ruckfrei anschließendes Polynom 5. Grades für den Drehwinkel φ über der Zeit t . Damit steht der Gesamtverlauf der SOLL-Antriebsbewegung fest und es kann nun – unter Zugrundelegung einer bestimmten Masseverteilung im Getriebe – der Verlauf des dafür erforderlichen massebedingten Antriebsmoments mittels einer kinetostatischen Analyse bestimmt werden. Bei schnelllaufenden Getrieben in Verarbeitungsmaschinen ist dies oft der wesentliche Anteil des insgesamt erforderlichen Antriebsmoments und deshalb soll ausschließlich dieser im Weiteren betrachtet werden. Das Diagramm (a) in Bild 3 zeigt für die hier zugrunde gelegten typischen Auslegungsdaten ein ebenso typisches Ergebnis: In der funktionell wesentlichen Beschleunigungsphase bleibt das erforderliche Antriebsmoment relativ gering, aber in der Rücklaufphase, in der das Getriebe eigentlich gar keine besondere Funktion erfüllen, sondern „nur irgendwie“ wieder an den Anfang der nächsten Beschleunigungsphase zurücklaufen soll, treten sehr schnell wechselnde und im Betrag sehr hohe Spitzenwerte auf. Zum späteren Vergleich mit Alternativlösungen werden der hier erreichte Maximalwert und der Effektivwert zu jeweils 100% gesetzt.

Die entscheidende Ursache für solche häufig auftretenden, ungünstigen Momentenverläufe, die nicht annähernd proportional oder auch nur ähnlich zum Verlauf der Winkelbeschleunigung sind, ist die oft erhebliche Veränderlichkeit des auf die Motorwelle reduzierten Massenträgheitsmomentes J_{red} eines eingesetzten Koppelgetriebes durch dessen ungleichmäßige Übersetzung. Insbesondere dann treten hohe Spitzenwerte des Antriebsmomentes auf, wenn – so wie hier und typisch für praktische Einsatzfälle – in solchen Rücklaufphasen große Drehwinkel von mehr als 180° (die dadurch „Totlagen“ des Getriebes einschließen oder an diese heranreichen) in kurzen Zeitschnitten, also schnell durchlaufen werden sollen.

Die dazu führenden Zusammenhänge zeigen sich besonders deutlich in einer Darstellung der relevanten Größen gemäß Bild 4 über dem Drehwinkel φ der Motorwelle. Die hier zugrunde gelegte Masseverteilung einer konkreten konstruktiven Ausführung des betrachteten Getriebes führt zusammen mit dem Massenträgheitsmoment eines geeigneten Motors zu dem in Diagramm (a) gezeigten Verlauf des auf die Motorwelle reduzierten Gesamt-Massenträgheitsmomentes J_{red} , das hier etwa in der Mitte des Rücklaufwinkels einen herausragenden Extremwert erreicht, also gerade in dem Winkelbereich, in dem gemäß Diagramm (b) auch die Motorwinkelgeschwindigkeit ihr Maximum durchläuft.

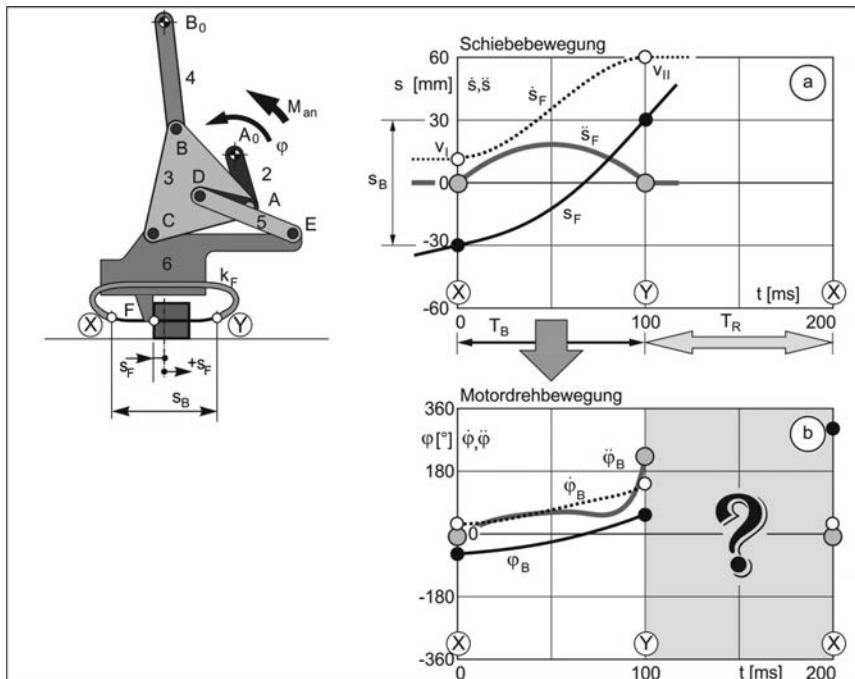


Bild 2: Bewegungsdesign-Aufgabe

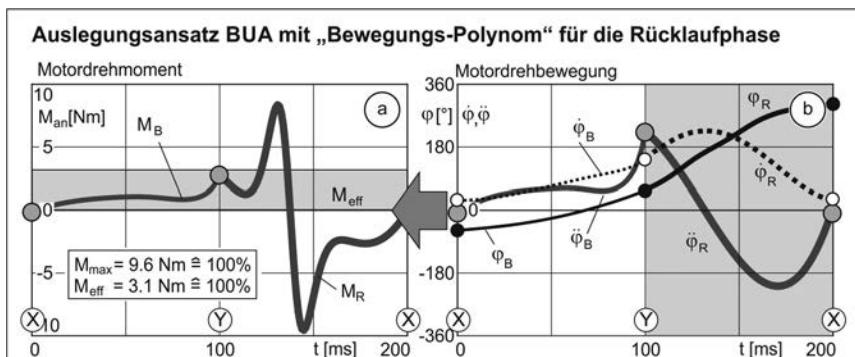


Bild 3: Klassischer Lösungsansatz „Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb“ (BUA)

5. Entwicklung des Lösungsansatzes VDP mit einem „Momenten-Rechteck“

Es stellt sich nun die Frage, ob bei gleichbleibenden Randwerten mit irgendwie anderer Gestaltung der Rücklaufbewegung eventuell deutlich geringere Antriebsbelastung möglich ist, und man kann sich vorstellen, dass dazu tendenziell im mittleren Bereich des Rücklaufwinkels die Motorwinkelgeschwindigkeit geringer sein sollte, was dann allerdings höhere Winkelgeschwindigkeiten am Anfang und am Ende der Rücklaufphase verlangt, um den Rücklauf in gleich bleibender Rücklaufzeit T_R auszuführen. Der Versuch, diese Überlegung in einer interaktiven Manipulation der Rücklaufbewegung intuitiv umzusetzen, führt jedoch nach vorliegenden praktischen Erfahrungen eher selten zu befriedigenden Ergebnissen, und auch aus der in Bild 4 angegebenen, bekannten „Differentialgleichung der starrgliedrigen Maschine“ zur Berechnung des massebedingten Antriebsmomentes M_{an} lässt sich so ohne Weiteres keine konkrete Gestaltungshilfe ableiten.

Ergiebiger erscheint dagegen eine energetische Betrachtung: In der vorliegenden Darstellung des fett in Grau gezeichneten Rücklaufdrehmomentes M_R im Diagramm (c) in Bild 4 über dem Motordrehwinkel φ entspricht die hellgrau unterlegte Fläche unter dem Drehmomentverlauf direkt der Änderung der im Getriebe gespeicherten kinetischen Energie. Zählt man diese Energieänderung ΔE_{kin} beginnend mit dem Wert 0 ab dem Anfang (Y) der Rücklaufphase, so erreicht diese gemäß dem schwarz punktiert eingezeichneten Verlauf nach einem anfangs flacheren, dann steiler werdenden Anstieg ein Maximum ΔE_{max} , um danach mit zuerst steilerem, dann flacher werdendem Abfall auf einen Endwert ΔE_R am Ende der Rücklaufphase, also am Anfang (X) der folgenden nächsten Beschleunigungsphase abzusinken. Diese Energiedifferenz ΔE_R zwischen Anfang und Ende der Rücklaufphase ergibt sich auch direkt gemäß der in Bild 4 angegebenen Gleichung aus den vorliegenden J_{red} -Werten am Anfang und am Ende der Rücklaufphase sowie den entsprechenden Anschlusswinkelgeschwindigkeiten. Sie ist somit eine entscheidende Größe, die bei jedweder Umgestaltung des Bewegungsverlaufs auf jeden Fall konstant bleiben muss, denn genau diese sorgt dafür, dass bei einer vorgeschriebenen Winkelgeschwindigkeit am Anfang des Rücklaufwinkels auch an dessen Ende immer genau die dort verlangte Winkelgeschwindigkeit erreicht wird.

In der vorliegenden Darstellung über dem Motordrehwinkel φ entspricht die veränderliche Steigung der Energieänderung ΔE_{kin} direkt dem jeweils auftretenden Moment M_{an} , das insgesamt möglichst gering werden soll. Eine konstante und damit auch die kleinstmögliche Steigung hätte ein Energieverlauf mit einem linearen Abfall vom Werte 0 am Anfang auf den einzuhaltenden Endwert ΔE_R am Ende der Rücklaufphase. Dies entspräche einem konstanten,

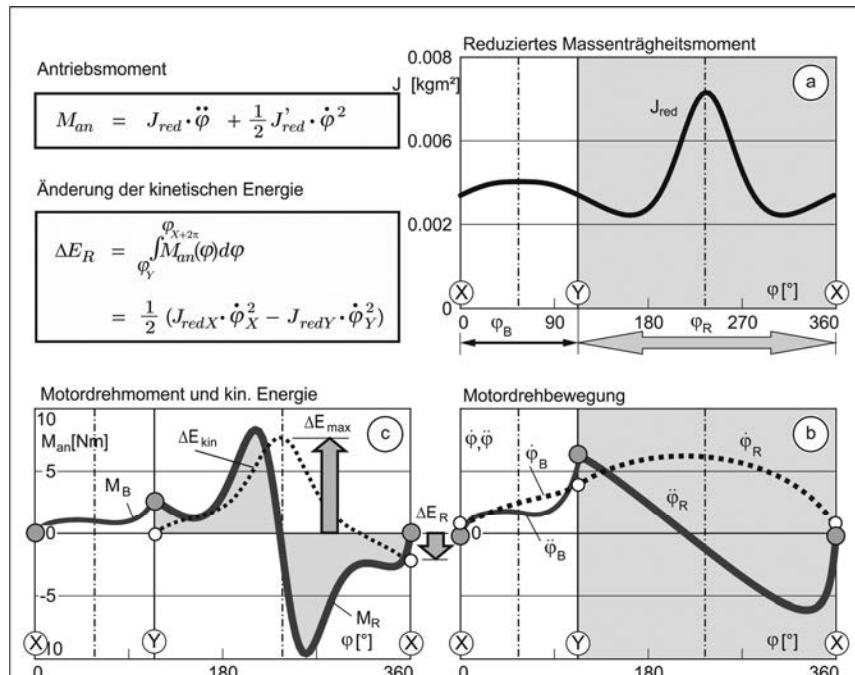
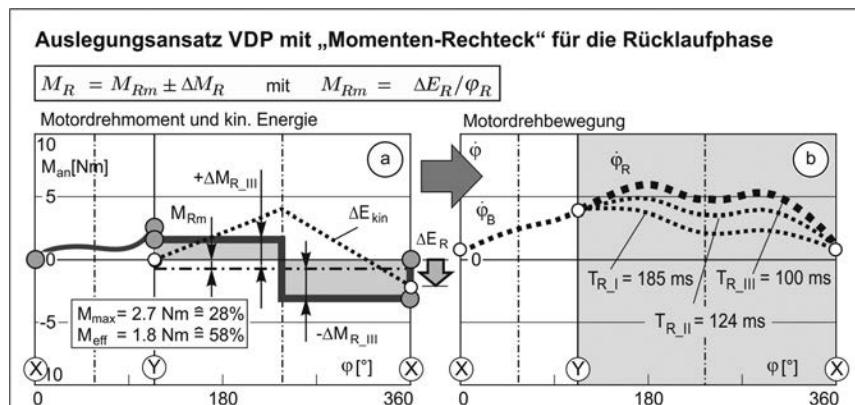
Bild 4: Darstellung relevanter Größen über dem Motordrehwinkel φ 

Bild 5: Lösungsansatz „Vorgabe eines Drehmomentprofils“ (VDP) mit „Momenten-Rechteck“

hier negativen Drehmoment $M_{Rm} = \Delta E_R / \varphi_R$, das im Diagramm (a) in Bild 5 strichpunktiert eingezeichnet ist. Eine kinetische Analyse des betrachteten Systems mit dem vorliegenden Bewegungszustand am Ende des vorhergehenden Bewegungsabschnittes als Anfangszustand und einem solchen konstanten Rücklaufmoment als weiterer Antriebsvorgabe ergibt den in Diagramm (b) in Bild 5 mit (I) bezeichneten Verlauf der Winkelgeschwindigkeit über dem Rücklaufwinkel φ_R und – nicht anders zu erwarten – am Ende wird tatsächlich exakt die verlangte Anschlusswinkelgeschwindigkeit erreicht. Allerdings ist diese Lösung so noch nicht brauchbar, denn die Zeit, die für den Rücklaufwinkel benötigt wird, beträgt dabei $T_{R,I} = 185$ ms statt der hier verlangten genau 100 ms!

Es muss also versucht werden, den Rücklauf schneller zu vollziehen, dabei aber den Drehmomentverlauf so zu gestalten, dass er bis zum Ende der Rücklaufphase weiterhin genau die gleiche Energieänderung ΔE_R bewirkt, und das heißt, dass der Mittelwert M_{Rm} des Momentes bzw. die vorzeichenbehaftete Fläche unter dem Drehmomentverlauf über dem Drehwinkel φ dabei konstant bleiben muss.

Eine einfache Möglichkeit dies zu erreichen, besteht z. B. darin, dem festliegenden Mittelwert M_{Rm} einen konstanten Aufschlag ΔM_R in der ersten Hälfte des Rücklaufwinkels positiv und in der zweiten Hälfte des Rücklaufwinkels negativ zu überlagern. Jedes so vorgegebene „Drehmomentprofil“ – daher die Abkürzung VDP für „Vorgabe eines Drehmomentprofils“, hier zunächst als „Momenten-Rechteck“ – vollendet den Rücklauf dann genau mit der richtigen Endgeschwindigkeit, aber in unterschiedlicher Zeit. Ein höherer Aufschlag ΔM_R bewirkt eine kürzere Rücklaufzeit und in einem 1-parametrischen Optimierungsprozess kann das Zuschlagsmoment ΔM_R iterativ so bestimmt werden, dass genau die verlangte Rücklaufzeit erreicht wird. Für die hier zugrunde gelegten Daten ist das der in Bild 5 mit (III) bezeichnete Verlauf, bei dem das Maximalmoment nur noch 28% und das Effektivmoment nur 58% der Werte der Vergleichsbasis mit dem BUA-Ansatz gemäß Bild 3 erreicht.

5. Verwendung eines „Momenten-Polynoms“ für den Lösungsansatz VDP

Man kann nachweisen, dass die Vorgabe eines Rechteckprofils für den Momentenverlauf insgesamt zur kleinstmöglichen Antriebsbelastung führt, aber das Rechteckprofil hat dennoch einen prinzipiellen Nachteil. An seinen Anschlägen sowie insbesondere am Übergang von der positiven zur negativen Überlagerung des Momentenzuschlags treten nämlich Sprünge im Momentenverlauf auf, die oft unerwünscht sind.

Es besteht jedoch durchaus auch die Möglichkeit der Vorgabe von Drehmomentprofilen mit stetigem Momentenverlauf sowie stoß- und ruckfreiem Anschluss an den jeweils vorherge-

henden und den nachfolgenden Bewegungsabschnitt, z. B. mithilfe des in Bild 6 gezeigten polynomischen Ansatzes. Den Ausgangspunkt bildet dabei das angegebene Polynom 5. Grades für den Verlauf der Änderung der kinetischen Energie über dem Motordrehwinkel φ mit den 6 Koeffizienten $A_0 - A_5$. Dessen Ableitung nach dem Motordrehwinkel φ liefert ein Polynom 4. Grades für den Verlauf des Drehmomentes M_{an} und die nächste Ableitung ein Polynom 3. Grades für die Steigung des Momentenverlaufs. Den 6 Koeffizienten stehen zunächst 4 vorgegebene, zwingend zu erfüllende Randbedingungen gegenüber, nämlich am Anfang des Übergangsbereiches der Bezugswert 0 für die kinetische Energie und am Ende der SOLL-Wert ΔE_R , sowie am Anfang und am Ende die Randwerte der Drehmomentverläufe des vorhergehenden und des nachfolgenden Bewegungsabschnitts. Somit verbleiben 2 freie Parameter, nämlich die Steigungen des Momentenverlaufs über dem Drehwinkel am Anfang und am Ende der Rücklaufphase. Einer dieser beiden Steigungswerte muss letztlich wiederum in einem 1-parametrischen Optimierungsprozess iterativ angepasst werden, um genau die verlangte Rücklaufzeit zu erreichen, während der zweite Steigungsparameter in gewissen Grenzen frei variiert werden kann und so gestaltenden Einfluss auf den Drehmomentverlauf innerhalb der Rücklaufphase ermöglicht.

Auslegungsansatz VDP mit „Momenten-Polynom“ für die Rücklaufphase

$$\begin{aligned}\Delta E_{kin}(\varphi) &= A_0 + A_1 \varphi + A_2 \varphi^2 + A_3 \varphi^3 + A_4 \varphi^4 + A_5 \varphi^5 \\ M_{an}(\varphi) = dE_{kin} / d\varphi &= A_1 + 2A_2 \varphi + 3A_3 \varphi^2 + 4A_4 \varphi^3 + 5A_5 \varphi^4 \\ M'_{an}(\varphi) = dM_{an} / d\varphi &= 2A_2 + 6A_3 \varphi + 12A_4 \varphi^2 + 20A_5 \varphi^3\end{aligned}$$

- ⇒ 4 Festvorgaben zur Anpassung von E_{kin} und M_{an} am Anfang und am Ende
- ⇒ 1 freier Variationsparameter zur Modifikation des Übergangsverlaufs
- ⇒ 1 Anpassungsparameter zur Einhaltung der verlangten Übergangszeit

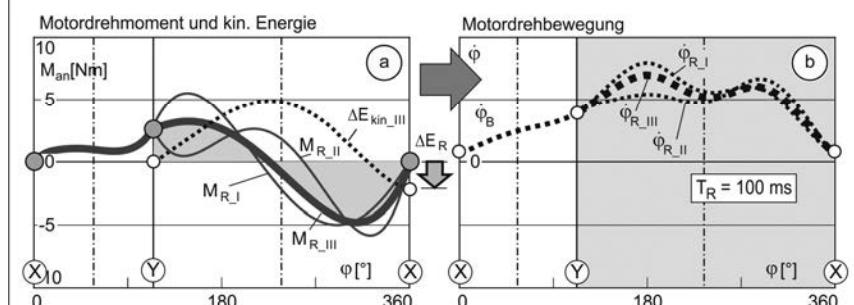


Bild 6: Lösungsansatz „Vorgabe eines Drehmomentprofils“ (VDP) mit „Momenten-Polynom“

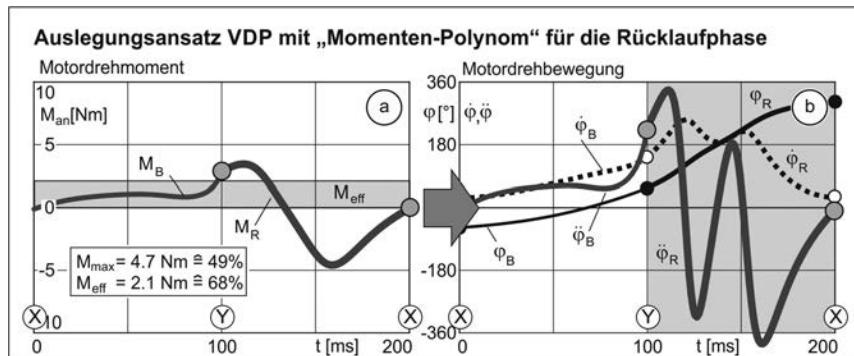
Drei exemplarische, mit diesem Ansatz gewinnbare Lösungen (I), (II) und (III) der betrachteten Aufgabe zeigen die Diagramme in Bild 6. Bei den dünn gezeichneten Lösungen (I) und (II) wurde zunächst die Anfangssteigung des Rücklaufmomentes M_R in Diagramm (a) mit einem relativ großen Wert einmal positiv (I) und einmal negativ (II) frei gewählt und dann iterativ die Endsteigung jeweils so angepasst, dass sich Bewegungsverläufe einstellten, die den Rücklaufwinkel genau in der vorgegebenen Rücklaufzeit von $T_R = 100$ ms durchlaufen. Im Vergleich einiger so entstehender Lösungsvarianten erhält man schnell ein intuitives Gefühl dafür, wie man in etwa die freie Anfangssteigung vorgeben sollte, um einen ausgewogenen, möglichst glatten Drehmomentverlauf mit kleinen Extremwerten zu erzielen. Als in diesem Sinne gutes Endergebnis kann z. B. die fett hervorgehobene Lösung (III) betrachtet werden.

6. Vergleich der Lösungsansätze und praktisches Betriebsverhalten

Zum unmittelbaren Vergleich der Ergebnisse des Lösungsansatzes BUA mit einem klassischen „Bewegungs-Polynom“ 5. Grades in Bild 3 zeigt Bild 7 die Ergebnisse des Lösungsansatzes VDP mit dem hier entwickelten „Momenten-Polynom“ 4. Grades, so wie in Bild 3 nun wieder dargestellt über der Zeit t . Die Richtung des Pfeiles zwischen dem jeweiligen Diagramm (a) für das Motormoment und dem Diagramm (b) für den Motordrehwinkel soll dabei den jeweiligen „Entstehungsweg“ andeuten. Während bei der klassischen Vorgehensweise BUA der Bewegungsablauf über der Zeit t vorgegeben und damit dann per kinetostatischer Analyse das dazu notwendige Antriebsmoment berechnet wird, ist der Weg beim Ansatz VDP umgekehrt. Es wird zunächst ein prinzipielles Drehmomentprofil vorgegeben und dieses dann durch Variation seiner freien Parameter so angepasst, dass genau die verlangte Bewegungsdauer erreicht wird. Dabei muss in jedem Variationszyklus eine kinetische Analyse durchgeführt werden.

Das hier vorgestellte, über dem Drehwinkel φ definierte „Momenten-Polynom“ 4. Grades erfüllt die jeweils gestellte Aufgabe „von Hause aus“ mit stoß- und ruckfreien Anschlägen, benötigt nur eine 1-parametrische Variation zur Einhaltung der jeweils verlangten Bewegungsdauer und bietet letztlich über einen dann noch freien Parameter die Möglichkeit, den entstehenden Drehmomentverlauf in gewissen Grenzen intuitiv zu modifizieren.

Im hier betrachteten Beispiel wird die gestellte Aufgabe mit einem sehr gleichmäßig glatten Drehmomentverlauf gelöst, der im Vergleich mit dem klassischen BUA-Ansatz nur 49% des Maximalmomentes und 68% des Effektivmomentes erreicht, also eine erhebliche Antriebsentlastung bewirkt. Ein solches Ergebnis ist durchaus typisch und hat sich bei vielen ähnlichen Aufgabenstellungen so gezeigt [2,3].

Bild 7: Ergebnis des Ansatzes VDP mit Momenten-Polynom, dargestellt über der Zeit t

Oft ergibt sich dabei allerdings ein Beschleunigungsverlauf mit mehrfachem schnellen Wechsel zwischen hohen Extremwerten. Wenn man unvorbereitet nur diesen Beschleunigungsverlauf sieht, erwartet man zunächst wohl kaum, dass dazu ein so glatter Drehmomentverlauf gehört. Aber das liegt eben an der intuitiv nicht so leicht nachvollziehbaren Auswirkung der Veränderlichkeit des reduzierten Massenträgheitsmomentes des Getriebes.

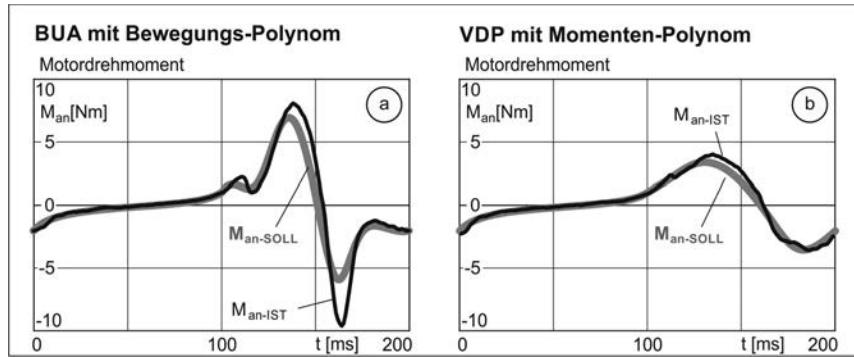


Bild 8: Praktische Realisierung der Lösungsansätze BUA und VDP

Zuletzt bleibt die Frage, wie sich ein so ausgelegter Verlauf der Antriebsbewegung mit starken Wechseln der Beschleunigung als SOLL-Vorgabe für einen Servo-Motor in der Praxis bewährt. Dazu zeigt Bild 8 ein konkretes Versuchsergebnis, das sich so auch in anderen Anwendungen – im Versuchslabor und im praktischen Einsatz bei verschiedenen Verarbeitungsmaschinen – immer wieder bestätigt hat [3].

Bei den Versuchen mit den in Bild 8 gezeigten Ergebnissen wurde zwar nicht genau das gleiche Getriebe eingesetzt, das hier bisher theoretisch betrachtet wurde, aber ein sehr ähnliches, und auch die gestellte Bewegungsaufgabe war ein bisschen anders, aber mit der gleichen Grundproblematik, nämlich einer schnellen Übergangsbewegung mit einem großen Drehwinkel bei einem Koppelgetriebe mit einem erheblich veränderlichen reduzierten Massenträgheitsmoment. Demgemäß entsprechen auch die dafür ermittelten, in Bild 8 in Grau dargestellten SOLL-Verläufe des Antriebsmomentes qualitativ und quantitativ durchaus dem vorstehend theoretisch behandelten Beispiel gemäß den Diagrammen (a) in den Bildern 3 und 7. Dünner in Schwarz zeigt Bild 8 nun zum Vergleich die tatsächlich auftretenden IST-Verläufe des Antriebsmomentes, gemessen an einem handelsüblichen Servo-Motor mit einer marktgängigen Servo-Steuerung. Man erkennt, dass der Vorteil der VDP-Variante in der Praxis sogar noch größer ist, als die theoretische Betrachtung bereits erhoffen lässt. Der glatte, stetige SOLL-Drehmomentverlauf der VDP-Variante hat nämlich nicht nur „von Hause aus“ ohnehin schon kleinere Spitzenwerte, sondern wird praktisch auch noch mit sehr viel kleineren, überlagerten Drehmomentfehlern realisiert, während bei dem BUA-Verlauf gerade der bereits theoretisch sehr hohe Spitzenwert – Regelungstechnisch bedingt – zusätzlich auch noch durch einen erheblichen Drehmomentfehler eutlich erhöht wird.

7. Literaturangaben

- [1] Braune, R.: Bewegungs-Design – Eine Kernkompetenz des Getriebetechnikers. VDI-Berichte 1567, S. 1-23. Düsseldorf: VDI-Verlag 2000
- [2] Callesen, M.: Der Antrieb ungleichmäßig übersetzender Getriebe durch Motion-Control-Systeme – Nutzungsaspekte, Betriebsverhalten und Bewegungsoptimierung. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 1146. Düsseldorf: VDI-Verlag 2008
- [3] Köster, M.: Der Antrieb ungleichmäßig übersetzender Getriebe durch Motion-Control-Systeme – Systemkonzipierung und praktischer Einsatz. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 1168. Düsseldorf: VDI-Verlag 2010
- [4] Blümel, R.: Entwurf dezentraler Antriebe für Verarbeitungsmaschinen – Von den technologischen Anforderungen zum optimalen Antriebssystem. Universität Dresden Diss. 2000
- [5] Grzonka, H.: Entwicklung von Servoantriebssystemen in Verarbeitungsmaschinen – Methoden zur Strukturauswahl und Dimensionierung. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 359. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002
- [6] Schulze, S.: Bewegungsdesign unter Berücksichtigung des reduzierten Massenträgheitsmoments. Beitrag zur Tagung SAXSIM 2016, siehe <https://www.tu-chemnitz.de/mb/MHT/SAXSIM/einstieg.php>, TU Chemnitz, 2016
- [7] Braune, R.: Die Getriebe- und Mechanismen-Software [GENESYS](http://www.getriebe-software-genesys.de). Siehe <http://www.getriebe-software-genesys.de>, 2016

Schranken und Extremalfunktionen für die Kennwerte der VDI Richtlinie 2143

Prof. Dr. Burkhard Alpers (VDI), Hochschule Aalen

Kurzfassung

Die VDI Richtlinie 2143 gibt für normierte Bewegungsgesetze Kennwerte an, mit denen man die Güte bezüglich gewisser Eigenschaften beurteilen und damit auch vergleichen kann. Im Beitrag wird gezeigt, wie man bei gegebenen Randbedingungen größte untere Schranken berechnen und damit auch unstetige Extremalfunktionen aufstellen kann, bei denen die Kennwerte die unteren Schranken annehmen. Diese erfüllen die Randbedingungen zwar im Allgemeinen noch nicht, man kann sich ihnen aber mit erfüllenden Funktionen beliebig genau annähern. Als Nutzungsbeispiele für die Schranken werden Kennwertkreise mit absoluten Referenzwerten und gewichtete multikriterielle Optimierungen beschrieben.

1. Einleitung

In der VDI Richtlinie 2143 [1] werden zur Bewertung normierter Bewegungsgesetze Kennwerte eingeführt. Es geht dabei um die Betragsmaxima der ersten drei Ableitungen (C_v -Wert, C_a -Wert, C_j -Wert) sowie um das Betragsmaximum des Produkts aus erster und zweiter Ableitung (C_{Mdyn} -Wert), deren Bedeutung in der Richtlinie und in der Lehrbuchliteratur näher erläutert wird. In der Dissertation von Heine [2] werden zudem noch die Effektivwerte $C_{a\text{eff}}$ der zweiten Ableitung und $C_{M\text{eff}}$ des Produkts aus erster und zweiter Ableitung als weitere relevante Kennwerte präsentiert. Man kann verschiedene normierte Bewegungsgesetze bezüglich dieser Kennwerte optisch einfach und übersichtlich vergleichen, indem man so genannte „Kennwertkreise“ bildet, wie dies bei Berger [3] und Heine [2] vorgeschlagen und beispielhaft gezeigt wird. Dabei wird ein ausgewähltes Bewegungsgesetz als Referenz benutzt, auf dessen Kennwerte diejenigen der anderen zu vergleichenden Funktionen bezogen werden. Es fehlt bislang eine „absolute Referenz“ in Form von größten unteren Schranken für die Kennwerte (in der Mathematik auch als „Infimum“ bezeichnet), die dann auch Information darüber geben, welches Potential noch vorhanden ist. Im vorliegenden Beitrag wird nach einer kurzen Vorstellung der Kennwerte (Abschnitt 2) dargelegt, wie man bei vorgegebenen Randwerten solche Schranken bestimmen kann. Ferner wird gezeigt, wie man unstetige Extremalfunktionen aufstellen kann, die diese Schranken annehmen (Abschnitt 3). Die Nützlichkeit der Schranken wird dann am Beispiel von Kennwertkreisen mit absoluten Referenzen und

anhand der gewichteten multikriteriellen Optimierung von Bewegungsgesetzen demonstriert (Abschnitt 4). Der Beitrag schließt mit einem Ausblick auf weitere Nutzungsmöglichkeiten, bei denen man die Extremalfunktionen stetig „entschärft“.

2. Kinematische Kennwerte für normierte Bewegungsgesetze

Jeder Abschnitt einer Übertragungs- oder Bewegungsfunktion, bei dem die Funktionswerte am Anfang und am Ende unterschiedlich sind, lässt sich in eine normierte Form überführen, bei der die unabhängige Variable und die abhängige Variable jeweils von 0 nach 1 laufen (vgl. [1,4]). Daher werden in diesem Beitrag nur normierte Bewegungsgesetze $f(z), z \in [0,1]$ mit $f(0) = 0, f(1) = 1$ betrachtet. Für solche sind in der VDI Richtlinie 2143 folgende Kennwerte definiert, die zur Beurteilung der Eignung und zum Vergleich verschiedener Bewegungsgesetze dienen:

- Geschwindigkeits- und statischer Momentenkennwert
 $C_v = \max\{|f'(z)| | z \in [0,1]\} = C_{Mstat}$
- Beschleunigungskennwert $C_a = \max\{|f''(z)| | z \in [0,1]\}$
- Ruckkennwert $C_j = \max\{|f'''(z)| | z \in [0,1]\}$
- Dynamischer Momentenkennwert $C_{Mdyn} = \max\{|f'(z) \cdot f''(z)| | z \in [0,1]\}$.

In der VDI Richtlinie wird noch zwischen positiven und negativen Extremwerten (z.B. C_a und C_a^*) unterschieden, was man aber in der neueren Lehrbuchliteratur (vgl. [4]) nicht mehr findet und daher auch im Folgenden nicht betrachtet wird. Welche Kennwerte relevant sind, hängt von der Anwendungssituation ab. Sind zum Beispiel die Massenkräfte am Abtrieb interessant, so ist ein möglichst niedriger C_a -Wert anzustreben. Ist das erforderliche Moment am Antrieb möglichst gering zu halten, sollte ein niedriger C_{Mdyn} -Wert angestrebt werden. Der Ruckkennwert spielt für die Schwingungsanregung eine wichtige Rolle ([1,2]). Neben diesen Werten aus der Richtlinie sind für die Antriebsauslegung auch die Effektivwerte von Beschleunigung und Moment wichtig (vgl. [2,5]). Dafür schlägt Heine folgende Kennwerte vor:

- Effektiver Beschleunigungskennwert $C_{aeff} = \sqrt{\int_0^1 f''(z)^2 dz}$
- Effektiver Momentenkennwert $C_{Meff} = \sqrt{\int_0^1 (f'(z) \cdot f''(z))^2 dz}$.

Diese Werte werden im Folgenden ebenfalls in die Betrachtung einbezogen. Bei aller Nützlichkeit sollte man sich aber auch der Grenzen der Kennwertbetrachtung bewusst sein. Sie erfassen beispielsweise nicht, wo im Bewegungsabschnitt das Betragssmaximum auftritt und ob es ursprünglich positiv oder negativ war. Letzteres kann relevant sein, wenn z.B. durch Reibung eine negative Beschleunigung unterstützt wird (vgl. [6]).

3. Ermittlung von Schranken und Extremalfunktionen

In diesem Abschnitt sollen für jeden der sechs angegebenen Kennwerte Verfahren zur Bestimmung der größten unteren Schranke angegeben werden, die durch normierte stetige Bewegungsgesetze beliebig genau angenähert werden können, auch wenn die Schranken selbst nur durch unstetige Extremalfunktionen erreicht werden (vgl. bereits Callesen [5]). Gegeben seien dazu (normierte!) Randwerte bis zur zweiten Ableitung:

$$f(0) = 0, f(1) = 1, f'(0) = v_0, f'(1) = v_1, f''(0) = a_0, f''(1) = a_1. \quad (3.1)$$

Gesucht werden Extremalfunktionen für die Kennwerte, so dass die Funktion den jeweiligen Kennwert minimiert und die Randbedingungen bezüglich derjenigen Ableitungen einhält, die eine geringere Ordnung als die im Kennwert vorkommende Ableitung höchster Ordnung haben. Wie eine solche Funktion dann durch eine stetige Funktion, die alle Randbedingungen einhält, beliebig gut angenähert werden kann, wird anhand des Kennwerts C_v gezeigt.

3.1 Geschwindigkeitskennwert C_v

Gesucht ist eine Funktion $f(z)$ mit minimalem C_v -Wert, so dass $f(0) = 0, f(1) = 1$ gilt. Dies gilt für die Funktion $f(z) = z$, da hier die erste Ableitung konstant ist: $f'(z) = 1$. Diese Funktion ist auch bereits als "nicht empfehlenswert" in der VDI Richtlinie 2143 aufgeführt. Damit ist dann die größte untere Schranke für den C_v -Wert gleich $\max\{1, |v_0|, |v_1|\}$. Gilt also $|v_0| \leq 1$ und $|v_1| \leq 1$ wie etwa bei der Rast-in-Rast-Aufgabe, so ist 1 größte untere Schranke für C_v und $f(z)$ ist eine in der Regel unstetige Extremalfunktion. Diese kann man nun so annehmen, dass man die Randbedingungen einhält und die Funktion stetig ist. Dazu fügt man z.B., wie in Bild 1 dargestellt, am Anfang und am Ende der Ableitungsfunktion $f'(z)$ zwei „kurze“ Abschnitte etwa mit Polynomen 3. Grades ein, so dass die Randbedingungen (3.1) erfüllt sind. Sind die gegebenen Randableitungen bereits betragsmäßig größer als 1, so kann der Wert 1 natürlich nicht mehr erreicht werden und es ist auch nicht sinnvoll, für das Innere des Intervalls $[0,1]$ einen Ableitungswert nahe 1 anzustreben. Es gibt dann auch nicht „die“ Extremalfunktion, sondern man kann Funktionen erstellen, die die Randwerte einhalten und deren C_v -Werte beliebig nahe an $\max\{|v_0|, |v_1|\}$ liegen.

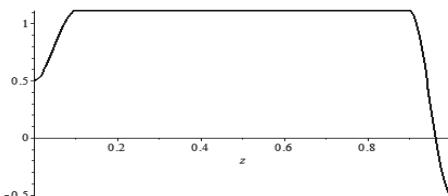


Bild 1: Stetiges $f'(z)$ mit $f'(0) = 0,5$, und $f'(1) = -0,5$, Betragssmaximum: 1,11

3.2 Beschleunigungskennwert C_a

Gesucht ist eine Funktion $f(z)$ mit minimalem C_a -Wert, so dass $f(0) = 0, f(1) = 1, f'(0) = v_0, f'(1) = v_1$ gilt. Dies erreicht man, indem man den Betrag von $f''(z)$ konstant hält, wie in Bild 3 dargestellt. Dabei kann ein Vorzeichenwechsel an einer Zwischenstelle t_1 erforderlich sein. Um die Randbedingungen einzuhalten, stellt man zwei Forderungen: $\int_0^1 f''(z)dz = v_1 - v_0$ sowie $\int_0^1 f'(z)dz = 1$. Dies liefert folgende zwei nicht-lineare Gleichungen für die Unbekannten w und t_1 :

$$wt_1 - w(1-t_1) = v_1 - v_0 \quad , \quad -wt_1^2 + 2wt_1 + v_0 - \frac{1}{2}w = 1 \quad (3.2)$$

Löst man dieses System und setzt man $a = \sqrt{2v_0^2 + 2v_1^2 - 4v_0 - 4v_1 + 4}$, so erhält man:

$$\begin{aligned} w &= -v_0 - v_1 + 2 + a, t_1 = \frac{-v_0+1+a/2}{-v_0-v_1+2+a}, \text{ falls } v_0 + v_1 \leq 2 \\ w &= -v_0 - v_1 + 2 - a, t_1 = \frac{-v_0+1-a/2}{-v_0-v_1+2-a}, \text{ falls } v_0 + v_1 > 2 \end{aligned} \quad (3.3)$$

Damit erhält man als größte untere Schranke für den C_a -Wert $\max\{|w|, |a_0|, |a_1|\}$. Für eine Rast-in-Rast-Aufgabe erhält man den Wert 4 und die entsprechende Funktion ist bereits in der VDI Richtlinie 2143 als „nicht empfehlenswert“ aufgeführt. Mit den Formeln (3.3) kann man jetzt aber für beliebige Randbedingungen die größte untere Schranke bestimmen. Wie im Abschnitt 3.1 umrissen, kann man auch hier wieder durch Einfügen „kurzer“ Übergangsstücke am Anfang, an der Stelle t_1 und am Ende für Stetigkeit und Einhaltung aller Randbedingungen sorgen.

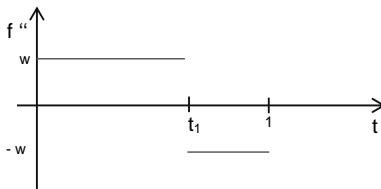


Bild 3: Betragskonstante f'' -Funktion

3.3 Ruckkennwert C_j

Gesucht ist eine Funktion $f(z)$ mit minimalem C_j -Wert, so dass $f(0) = 0, f(1) = 1, f'(0) = v_0, f'(1) = v_1, f''(0) = a_0, f''(1) = a_1$ gilt. Dies erreicht man, indem man den Betrag von $f'''(z)$ konstant hält, wie in Bild 4 dargestellt. Dabei kann ein Vorzeichenwechsel an zwei Zwischenstellen t_1 und t_2 erforderlich sein. Um die Randbedingungen einzuhalten, stellt man

drei Forderungen: $\int_0^1 f'''(z)dz = a_1 - a_0$, $\int_0^1 f''(z)dz = v_1 - v_0$ sowie $\int_0^1 f'(z)dz = 1$. Dies liefert folgende drei nicht-lineare Gleichungen für die drei Unbekannten w , t_1 und t_2 :

$$\begin{aligned} wt_1 - w(t_2 - t_1) + w(1 - t_2) &= a_1 - a_0, \\ \frac{1}{2}wt_1^2 + wt_1(t_2 - t_1) - \frac{1}{2}w(t_2 - t_1)^2 + (wt_1 - w(t_2 - t_1))(1 - t_2) + \frac{1}{2}w(1 - t_2)^2 &= v_1 - v_0, \\ \frac{1}{6}wt_1^3 + \frac{1}{2}wt_1^2(t_2 - t_1) + \frac{1}{2}wt_1(t_2 - t_1)^2 - \frac{1}{6}w(t_2 - t_1)^3 + \left(\frac{1}{2}wt_1^2 + wt_1(t_2 - t_1) - \frac{1}{2}w(t_2 - t_1)^2\right) \cdot (1 - t_2) + \frac{1}{6}w(1 - t_2)^3 &= 1 \end{aligned} \quad (3.4)$$

Mit einem Computeralgebraprogramm wie Maple® kann man dieses System symbolisch lösen, wobei sich allerdings sehr große Ausdrücke ergeben, die von den Nullstellen eines Polynoms 4. Grades abhängen. Dies lässt sich in der folgenden Weise vereinfachen, wenn man $\Delta a = a_1 - a_0$ und $\Delta v = v_1 - v_0$ setzt. Dann ist zunächst w zu bestimmen als eine reelle Nullstelle des Polynoms

$$3x^4 + (-12\Delta a + 48\Delta v - 96)x^3 - 6(\Delta a^2 + 8\Delta v^2 - 16\Delta a)x^2 + 4\Delta a^3x - \Delta a^4 \quad (3.5)$$

Mit dem so gewonnenen w lassen sich dann t_1 und t_2 wie folgt ausrechnen:

$$t_1 = \frac{1}{4} \cdot \frac{-\Delta a^2 + 2w\Delta a + 4w\Delta v + w^2}{w(w + \Delta a)}, \quad t_2 = \frac{1}{4} \cdot \frac{\Delta a^2 + 6w\Delta a + 4w\Delta v + 3w^2}{w(w + \Delta a)} \quad (3.6)$$

Hat das Polynom in (3.5) mehrere reelle Nullstellen, so ist w so zu wählen, dass t_1 und t_2 zwischen 0 und 1 liegen. Die größte untere Schranke für C_j ist dann gerade $|w|$. Bei einer Rast-in-Rast- Bewegungsaufgabe erhält man $w = 32$, $t_1 = \frac{1}{4}$ und $t_2 = \frac{3}{4}$.

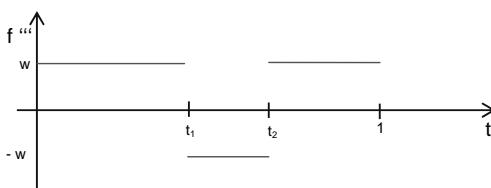


Bild 4: Betragskonstante f'' -Funktion

3.4 Dynamischer Momentenkennwert C_{MDyn}

Gesucht ist eine Funktion $f(z)$ mit minimalem C_{MDyn} -Wert, so dass $f(0) = 0, f(1) = 1, f'(0) = v_0, f'(1) = v_1$ gilt. Dies erreicht man, indem man den Betrag von $f'(z) \cdot f''(z)$ konstant hält, ähnlich wie in Bild 3 und 4 für die Ableitungsfunktionen dargestellt. Dabei kann ein Vorzeichenwechsel an einer oder mehreren Zwischenstellen auftreten, wobei je nach Fall bis zu drei Zwischenstellen möglich sind. Wir betrachten zunächst die Differentialgleichung, die entsteht, wenn man für $f'(z) \cdot f''(z)$ eine Funktion $g(z)$ vorgibt:

$$f'(z) \cdot f''(z) = g(z), \quad f''(z) = g(z) \cdot \frac{1}{f'(z)} \quad (3.7)$$

Dies ist eine separierbare Differentialgleichung für $f'(z)$ und die Methode „Trennung der Variablen“ liefert $f'(z) = \pm \sqrt{2 \cdot G(z) + C}$, wobei $G(z)$ Stammfunktion von $g(z)$ sei. Ist wie im vorliegenden Fall $g(z)$ abschnittsweise konstant, so ist $f'(z)$ ebenfalls abschnittsweise zu bilden, wobei pro Abschnitt das Vorzeichen der Wurzel und der Wert der Konstanten C geeignet zu wählen sind. Je nach Vorzeichen und Werten von v_0 und v_1 benötigt man einen bis hin zu vier Abschnitte. Eine vollständige Darstellung würde den Rahmen dieses Beitrags sprengen und ist beim Verfasser als Maple®-Worksheet (oder in PDF) erhältlich. Im Folgenden wird nur einer von sechs Fällen genauer betrachtet: Es sei

$$v_0 \geq 0, \quad v_1 \geq 0, \quad \frac{2}{3} \cdot \frac{v_0^3 + v_1^3}{v_0^2 + v_1^2} \leq 1 \quad \text{oder} \quad v_0 = v_1 = 0 \quad (3.8)$$

Dann genügen zwei positive Wurzelabschnitte. Man setzt folgendermaßen an:

$$f'(z) = \begin{cases} \sqrt{2w(z - t_0)} & \text{für } 0 \leq z \leq t_1 \\ \sqrt{-2w(z - (2t_1 - t_0))} & \text{für } t_1 < z \leq 1 \end{cases}, \quad (3.9)$$

wobei w der Wert der betragsskonstanten Funktion $f'(z) \cdot f''(z)$, t_1 die Zusammensetzungstelle und t_0 bzw. $2t_1 - t_0$ die „Scheitel“ der beteiligten Wurzelfunktionen seien. Folgende drei Gleichungen sind nun zu erfüllen:

$$f'(0) = v_0, \quad f'(1) = v_1, \quad \int_0^1 f'(z) dz = 1 \quad (3.10)$$

Dieses nicht-lineare System ist nach den drei Unbekannten w, t_0, t_1 zu lösen, wobei gegebenenfalls die geeigneten Lösungen zu wählen sind. Als größte untere Schranke für den C_{MDyn} -Wert erhält man dann $|w|$. Macht man dies beispielsweise für die Rast-in-Rast-Situation (RR), so erhält man $t_0 = 0, t_1 = \frac{1}{2}, w = \frac{9}{4} = 2,25$. Bild 5 zeigt die sich ergebende Funktion. Das Polynom 5. Grades hat hier zum Vergleich einen C_{MDyn} -Wert von 6,69.

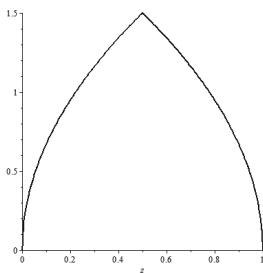


Bild 5: Extremalfunktion für C_{MDyn} bei RR

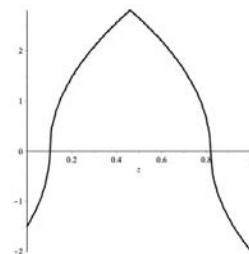


Bild 6: Extremalfunktion für C_{MDyn} bei GG

Bild 6 zeigt eine Lösung für die Randbedingungen $v_0 = -1,5$; $v_1 = -2$, bei der man vier Abschnitte benötigt. Die Extremalfunktionen weisen bei Nulldurchgängen unendliche Beschleunigungen auf und sind daher nur zur Orientierung verwertbar.

3.5 Effektiver Beschleunigungskennwert $C_{a\text{eff}}$

Gesucht ist eine Funktion $f(z)$ mit minimalem $C_{a\text{eff}}$ -Wert, so dass $f(0) = 0, f(1) = 1, f'(0) = v_0, f'(1) = v_1$ gilt. Nun ist $C_{a\text{eff}} = \sqrt{\int_0^1 f''(z)^2 dz}$, d.h. zu minimieren ist $\int_0^1 f''(z)^2 dz$. Dies ist ein Standardproblem aus der Variationsrechnung. Nach [7] (S.577) erhält man als notwendige Bedingung $\frac{d^2}{dz^2}(2 \cdot f''(z)) = 0$, also $f^{(4)}(z) = 0$. Damit muss $f(z)$ ein Polynom 3. Grades sein. Zu diesem Ergebnis ist übrigens Schönherr [8] auch bereits durch direkten Polynomansatz gekommen. Die Koeffizienten ergeben sich aus den Wertevorgaben zu:

$$f(z) = (v_1 + v_0 - 2)z^3 + (3 - 2v_0 - v_1)z^2 + v_0 z \quad . \quad (3.11)$$

Man erhält daraus als größte obere Schranke:

$$\sqrt{4(v_0^2 + v_0 v_1 + v_1^2) - 12(v_0 + v_1) + 12} \quad . \quad (3.12)$$

So ergibt sich zum Beispiel bei der Rast-in-Rast-Aufgabe $\sqrt{12} \approx 3,464$. Man erhält für $f''(z)$ eine lineare Funktion. Diese kann man wieder beliebig genau annähern mit einer Funktion, die auch noch die Randbedingungen bezüglich der zweiten Ableitung einhält, indem man am Anfang und am Ende von $f''(z)$ noch zwei „kurze“ Abschnitte einfügt, die den Übergang zu den gegebenen Randbedingungen herstellen.

3.6 Effektiver Momentenkennwert $C_{M\text{eff}}$

Gesucht ist eine Funktion $f(z)$ mit minimalem $C_{M\text{eff}}$ -Wert, so dass $f(0) = 0, f(1) = 1, f'(0) = v_0, f'(1) = v_1$ gilt. Zu minimieren ist $\int_0^1 (f'(z)f''(z))^2 dz$. Dies ist wiederum ein Problem aus der Variationsrechnung, für das man eine Eulersche Differentialgleichung aufstellen kann, die aber nicht symbolisch lösbar ist. Wegen Singularitäten ist auch eine numerische Lösung häufig problematisch, insbesondere wenn die Singularitäten innerhalb des Intervalls $[0,1]$ auftreten. Für die Rast-in-Rast-Aufgabe konnte bei geringer „Aufweichung“ der Randbedingungen (im Bereich 10^{-6}) mit Maple® eine numerische Lösung gewonnen werden, die als Kennwert $\sqrt{3,47} = 1,86$ ergibt. Wenn man ohnehin auf numerische Lösungen angewiesen ist, kann man aber das Minimierungsproblem auch direkt mit Näherungsverfahren bearbeiten. Hierzu gibt es mehrere Varianten wie die Nutzung der FEM oder die Optimierung von Ansatzfunktionen, die die Randbedingungen erfüllen. Im Folgenden wird ein Verfahren vorgestellt, bei dem $f'(z)f''(z)$ durch Bezierfunktionen (vgl. [5, 9]) angenähert wird, so dass das

oben angegebene Funktional minimal wird. Setze dazu $g(z) = \frac{1}{2} \cdot f'(z)^2$; dann ist $g'(z) = f'(z)f''(z)$, das heißt das Funktional $\int_0^1 g'(z)^2 dz$ ist zu minimieren, wobei $g(0) = \frac{1}{2}v_0^2$ und $g(1) = \frac{1}{2}v_1^2$ ist. Zudem muss gewährleistet sein, dass das Wegintegral 1 ergibt, d.h. $\int_0^1 sgn(g(z)) \cdot \sqrt{2|g(z)|} dz = 1$. Die Randbedingungen können unmittelbar beim Aufstellen der Bezierfunktion berücksichtigt werden. Die Wegintegralbedingung kann in Form einer Straffunktion in die Optimierung einbezogen werden. Setzt man bei $g(z)$ mit einem Polynom 6. Grades an, so hat man noch 5 freie Kontrollordinaten. In der symmetrischen RR-Aufgabe kann man diese auf 3 reduzieren. Ein Optimierungslauf in Maple® mit dem lokalen Non-Linear-Simplex-Verfahren nach Nelder/Mead liefert eine Lösung mit Straffunktionswert 0 (auf 10 Stellen gerundet) und demselben Kennwert wie oben bei der numerischen Lösung der Differentialgleichung (also 1,86). Dabei wurden gute Startwerte für die Optimierung gewonnen, indem bei $g'(z)$ mit einem quadratischen Polynom angesetzt wurde und die Koeffizienten über die zwei Randbedingungen und die Anforderung an das Wegintegral ermittelt wurden. Dies resultierte bereits in einem Kennwert von 1,87, so dass sich die Frage stellt, ob sich eine weitere Optimierung überhaupt noch lohnt. Bild 8 und 9 zeigen die optimalen Funktionen für $f'(z)$ in der Rast-in-Rast-Aufgabe bzw. für die Randwerte $v_0 = 1, v_1 = \sqrt{6}$, wobei sich bei letzteren ein Kennwert von 4,06 ergab. Es zeigen sich wieder die Singularitäten am Rand bzw. im Inneren des Intervalls.

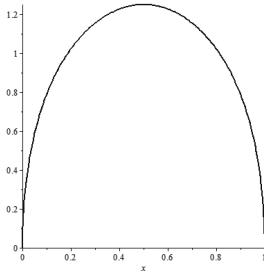


Bild 7: $f'(z)$ bei RR

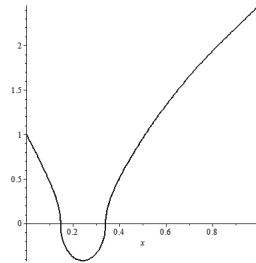


Bild 8: $f'(z)$ bei Randwerte $v_0 = 1, v_1 = \sqrt{6}$

4. Nutzungsbeispiele

4.1 Bewertung normierter Bewegungsgesetze im Kennwertkreis

In den Arbeiten von Berger [3] und Heine [2] wird die Bildung von Kennwertkreisen empfohlen, um schnell und übersichtlich alternative Bewegungsfunktionen vergleichen zu können. Bei Heine werden insbesondere normierte Bewegungsgesetze hinsichtlich der in Abschnitt 3 angegebenen Kennwerte (außer C_i) verglichen, wobei ein besonders „schlechtes“ Bewe-

gungsgesetz als Referenz genutzt wird. Hat man jedoch gemäß Abschnitt 3 größte untere Schranken ermittelt, so bietet es sich an, auf diese im Kennwertkreis zu referenzieren. Die Bilder 9 und 10 zeigen zwei Möglichkeiten: In Bild 10 wird der Quotient aus der Schranke und dem jeweiligen Kennwert eines Bewegungsgesetzes gebildet, der damit immer kleiner gleich 1 ist. Man sieht dann auf der Skala den Anteil der Schranke am Wert des Bewegungsgesetzes, d.h. bei einem Wert von 0,5 ist der aktuelle Kennwert doppelt so groß wie die Schranke. Ein „gutes“ Bewegungsgesetz liegt also möglichst weit am Rand. Alternativ könnte man, wie in Bild 11 dargestellt, auch den Kehrwert betrachten. Dann sind die Werte immer durch 1 nach unten begrenzt und die Skala zeigt den Faktor an, um den der aktuelle Wert über der Schranke liegt. Ein Wert von 2 besagt also, dass der Kennwert des Gesetzes doppelt so groß ist wie die Schranke. Man kann zum Beispiel Bild 11 entnehmen, dass die modifizierte Sinuslinie sehr ausgeglichen ist. Wir werden die erste Darstellung auch im nächsten Abschnitt zum Vergleich mit optimierten Bewegungsgesetzen verwenden.

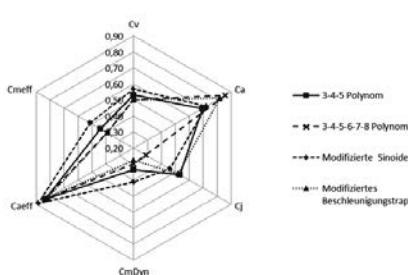


Bild 9: KW-Kreis Schranke/Kennwert

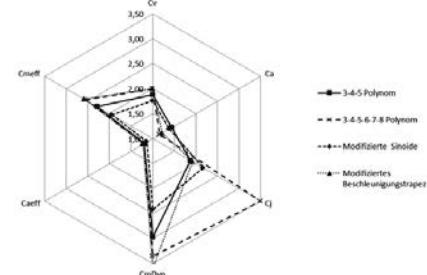


Bild 10: KW-Kreis Kennwert/Schranke

4.2 Gewichtete Optimierung normierter Bewegungsgesetze

Will man Bewegungsgesetze optimieren, so stellt sich zunächst einmal die Frage nach einem sinnvollen Optimierungsmodell, d.h. im Wesentlichen nach der zu verwendenden Zielfunktion und den Restriktionen, so wie nach der zugrundeliegenden Funktionsklasse (vgl. [5]). Man kann z.B. einen der Kennwerte als Zielfunktion verwenden und gegebenenfalls andere in Form von Restriktionen berücksichtigen ([5]). Man kann auch die Kennwerte eher indirekt beeinflussen, indem man Funktionale für die quadratischen Mittelwerte der Ableitungsfunktionen oder die Bogenlängen minimiert (vgl. [4,10]):

$$I_k = \int_a^b \left(\frac{d^k f}{dx^k} \right)^2 dx , L_k = \int_a^b \sqrt{1 + (f^{(k+1)}(x))^2} dx \quad k = 1, 2, 3, \dots \quad (4.1)$$

Im Folgenden stellen wir einen Ansatz vor, bei dem als Zielfunktion ein gewichtetes Mittel der Kennwerte bezogen auf den ermittelten Schrankenwert genutzt wird:

$$I(f) = g_v \cdot \frac{C_v(f)}{S_v} + g_a \cdot \frac{C_a(f)}{S_a} + g_j \cdot \frac{C_j(f)}{S_j} + g_{MDyn} \cdot \frac{C_{MDyn}(f)}{S_{MDyn}} + g_{aeff} \cdot \frac{C_{aeff}(f)}{S_{aeff}} + g_{Meff} \cdot \frac{C_{Meff}(f)}{S_{Meff}} \quad . \quad (4.2)$$

Dabei sind die jeweiligen Gewichtungsfaktoren mit g_{Index} und die Schranken mit S_{Index} abgekürzt. Durch den Bezug auf die Schranken geben die Quotienten an, um welchen Faktor die Schrankenwerte überschritten werden, so dass unterschiedliche Größenordnungen bei den Kennwerten ausgeglichen werden. Die Gewichtungsfaktoren sollten in Summe 1 ergeben. Sie erlauben eine direktere Beeinflussung des jeweiligen Kennwerts. Als zugrundeliegende Funktionsklasse verwenden wir Bezierfunktionen, also Polynome geschrieben als Linear-kombinationen von Bernsteinpolynomen (vgl. [5], [9]). Diese erlauben die direkte Vorgabe von Randwerten und haben sich auch bei Callesen als geeignet in Optimierungszusammenhängen erwiesen. Führt man mit Bezierfunktionen vom Grad 11, bei denen man aufgrund der 6 Randbedingungen noch 6 Freiheitsgrade hat (bei Ausnutzung der Symmetrie nur drei), für die Rast-in-Rast-Aufgabe in Maple® mit der „Global Optimization Toolbox“ eine Optimierung durch, so erhält man die in Tabelle 1 angegebenen Kennwerte.

Tabelle 1: Optimale Kennwerte und Vergleich mit bekannten Bewegungsgesetzen

Gewichtung	C_v	C_a	C_j	C_{MDyn}	C_{aeff}	C_{Meff}
Schranken	1	4	32	2,25	3,46	1,86
$g_v=1$, sonst 0	1,15	13,83	840	8,41	4,90	2,91
$g_a=1$, sonst 0	1,81	4,63	168	5,98	3,85	3,82
$g_j=1$, sonst 0	2	6,60	36,25	8,30	4,50	5,01
$g_{MDyn}=1$ ($n=17$), sonst 0	1,51	9,45	1083,47	2,63	3,64	2,38
$g_{aeff}=1$, sonst 0	1,52	6,53	329,98	3,89	3,56	2,62
$g_{Meff}=1$, sonst 0	1,32	9,60	539,82	4,64	3,86	2,19
Alle $g_i=1/6$	1,71	6,01	76,61	4,61	3,84	3,33
$g_a=1/2$, sonst 1/10	1,76	5,69	72,22	5,05	3,88	3,56
Mod. Sinuslinie	1,76	5,53	69,47	5,46	3,91	3,63
Mod. Beschl.-Trapez	2	4,89	61,43	8,09	4,23	4,8

Man sieht, dass bei der Einzelkennwertoptimierung die Schranken lediglich um bis zu ca. 25% übertroffen werden, was sich bei höherem Grad noch weiter reduzieren lässt. Natürlich ergeben sich dann bei den jeweils anderen Kennwerten deutlich schlechtere Werte als etwa

bei den bekannten Gesetzen. Bei der gleichmäßigen Gewichtung ergibt sich auch ein sehr ausgeglichenes Bewegungsgesetz, das bezüglich der Kennwerte C_{MDyn} und C_{Meff} sogar noch deutlich besser abschneidet als die modifizierte Sinuslinie. Dies zeigt auch der vergleichende Kennwertekreis in Bild 11, bei dem $C_{a\text{eff}}$ weggelassen wurde, damit man die Unterschiede besser erkennen kann. Am Beispiel $g_a=1/2$ (sonst $1/10$) sieht man auch, dass man mit der Gewichtung gut gesteuert und moderat Einfluss nehmen kann: Der Kennwert mit erhöhtem Gewicht wird deutlich besser, ohne dass die anderen Kennwerte sehr schlecht werden.

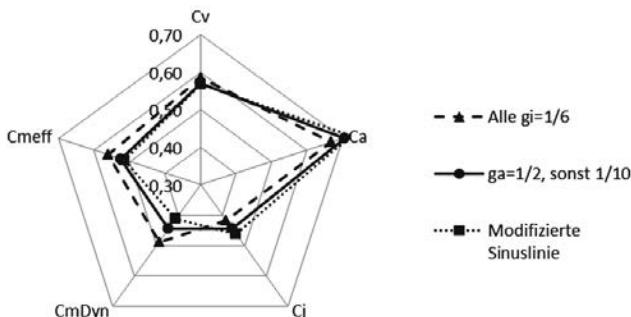


Bild 11: Vergleich im Kennwertekreis Schranke/Kennwert (≤ 1) ohne $C_{a\text{eff}}$

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wird dargelegt, wie man bei beliebiger Vorgabe von Randableitungen größte untere Schranken für die kinematischen Kennwerte normierter Bewegungsgesetze aus der VDI Richtlinie 2143 und zwei weitere Effektiv-Kennwerte bestimmen und dazu in der Regel unstetige Extremalfunktionen aufstellen kann. Die Schranken können als Referenzwerte zur Beurteilung der absoluten Güte eines Bewegungsgesetzes genutzt werden. In einem Kennwertekreis kann man mehrere Bewegungsgesetze vergleichend an den Referenzwerten messen. Ferner lassen sich geeignete Zielfunktionen für die multikriterielle Optimierung aufstellen, indem man die Kennwerte einer Bewegungsfunktion relativ zu den Schranken auswertet und ein gewichtetes Mittel dieser Quotienten bildet. Beispielrechnungen haben gezeigt, dass man damit ausgewogene Bewegungsgesetze ermitteln, aber auch Kennwerte durch entsprechende Gewichtsvorgabe zielgerichtet beeinflussen kann. Die sich dabei ergebenden Bezierfunktionen könnte man nun auch in eine interaktive Bewegungsdesignumgebung wie die in [9] beschriebene importieren und dort durch Ziehen am Kontrollpolygon noch ein „Finetuning“ vornehmen.

Die Gewichtsvorgabe in der Optimierung erlaubt wegen des Zeitaufwands für letztere kein interaktives Vorgehen, etwa durch Ziehen an „Gewichtsreglern“. Es bleibt zu untersuchen, ob man – bei gegebenen Randbedingungen – für jeden Kennwert eine „entschärfte“ Extremalfunktion berechnen und dann interaktiv ein gewichtetes Mittel solcher Funktionen bilden kann. Ein ähnlicher Gedanke findet sich bereits in [5] bei der Aufstellung von Templates.

Literatur

- [1] VDI Richtlinie 2143: Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe – Blatt 1: Theoretische Grundlagen, Berlin: Beuth Verlag 1980
- [2] Heine, A.: Ein Beitrag zur kennwertorientierten Entwicklung kurvengesteuerter, ebener Schrittgetriebe, Dissertation TU Chemnitz, Universitätsverlag Chemnitz, 2015
- [3] Berger, M., Matthes, J., Kitzig, P.: Kennwertkreis und normierte Bewegungsgestaltung – Möglichkeiten zur optimalen Auslegung von Servoantriebssystemen, Bewegungstechnik 2008, VDI-Berichte 2050, Düsseldorf: VDI-Verlag 2008, S. 17-33
- [4] Fricke, A., Günzel, D., Schaeffer, Th.: Bewegungstechnik – Konzipieren und Auslegen von mechanischen Getrieben, München: Carl Hanser Verlag 2015
- [5] Callesen, M.: Der Antrieb ungleichmäßig übersetzender Getriebe durch Motion-Control-Systeme, VDI Fortschrittsberichte 1146, Düsseldorf: VDI Verlag 2008
- [6] Corves, B., Bonsch, F., Nefzi, M.: Optimierung von Bewegungsprofilen, in: Bewegungstechnik, VDI Berichte 1966, S. 93-110
- [7] Bronstein, I.N. et al.: Taschenbuch der Mathematik, 5. Auflage, Frankfurt: Verlag Harri Deutsch 2001
- [8] Schönherr, J.: CAD-orientierte Verfahren für den Entwurf und die Rekonstruktion von Kurvengetrieben, Dissertation B, TU Karl-Marx-Stadt 1990
- [9] Geist, A., Alpers, B.: Eine interaktive Umgebung für das Bewegungsdesign mit Bezierfunktionen, Lüth, T., Irlinger, F., Abdul-Sater, K. (Hrsg.): 11. Getriebetechnik-Kolloquium, TU München 2015, S. 333-349
- [10] Volmer, J.: Kurvengetriebe, 2. Auflage, Heidelberg: Hüthig Verlag 1989

Computergestützte Simulationsschnittstelle

Optimierte Systementwicklung in der Mechatronik

Dipl.-Ing. **Silvain Jewoh Zekeyo**, Dipl.-Ing. **Sam Nezhat**,
SANON GmbH, Ismaning/München;
Dipl.-Ing. **Christopher Schropp**,
Technische Universität München, Garching/München;
M.S. **Steve Miller**, The MathWorks GmbH, Ismaning/München

Kurzfassung

Das Verbinden der Konstruktions- mit der Simulationsdisziplin für Mehrkörpersimulationen ermöglicht es, Produkte in der Konstruktionsumgebung zu gestalten und anschließend in der Simulationsumgebung unter gewünschten Einflüssen auszulegen. Disziplinübergreifende Kommunikation zwischen entsprechenden Softwareprodukten erfolgt meist indirekt, manuell und unter Integritätsverlusten. Zwischen verschiedenen CAD Systemen und MATLAB besteht keine direkte Verbindung, weshalb die SANON GmbH zusammen mit dem Institut für Flugsystemdynamik der Technischen Universität München eine Schnittstelle zum automatischen, bidirektionalen und integritätsverlustfreien Austausch zwischen den Systemen entwickelt hat. So kann in MATLAB und Simscape Multibody (früher SimMechanics) vollautomatisiert ein Mehrkörpersimulationsmodell auf Basis eines CAD-Modells aufgebaut werden. Darüber hinaus können Daten zurück an die CAD-Umgebung gesendet werden und somit Daten bidirektional ausgetauscht werden. Das hieraus entstandene Alleinstellungsmerkmal des vollautomatisierten und bidirektionalen Austausches unserer Innovation ist ein Novum auf dem Markt.

Mit **CASIN** (Computer Aided Simulation INterface) stellen wir eine neuartige Plattform bereit, die Ihnen den domänenübergreifenden Transfer von CAD-Daten zwischen Konstruktions- und Simulationsumgebung erlaubt. So kann auf Bauteil- und Baugruppeninformationen per Knopfdruck unmittelbar in MATLAB zugegriffen werden. Benutzerdefinierte CAD-Parameter können aus MATLAB heraus modifiziert werden. Somit ist die Grundlage für einen iterativen Datenaustausch zwischen den Disziplinen geschaffen.

1. Problemstellung

Mechatronische Systeme sind elementar in der Entwicklung neuer technologisch fortschrittlicher Systeme in den verschiedensten Industriezweigen wie der Medizintechnik, der Automobil-

bilindustrie und der Luft- und Raumfahrttechnik. Entwicklungen in der Mechatronik setzen sich aus den Disziplinen der Mechanik, Elektrik und Elektronik, Regelungstechnik sowie Softwaretechnik zusammen. Folglich umfasst die Entwicklung von mechatronischen Systemen eine Vielzahl von Auslegungswerkzeugen für Komponenten der entsprechenden Disziplinen.

Kundenorientierung wird in den unterschiedlichen Industriezweigen und Unternehmen des mechatronischen Fachgebiets zunehmend ein integraler Bestandteil der Unternehmensphilosophie. Ziel dieser Unternehmen ist es, maßgeschneiderte Lösungen zu entwickeln, die sich möglichst vollständig mit den Wünschen der Kunden decken und diese darüber hinaus idealerweise noch übertreffen. Speziell entwickelte Lösungen werden häufig nur in kleinen Serien hergestellt. Der sich daraus für den Produktentstehungsprozess ergebende tendenziell hohe Ressourcenaufwand soll durch minimierte Zeit-, Finanz- und Personalinvestitionen reduziert werden. Eine Option, um signifikant Ressourcen zu reduzieren, liegt in der Durchführung von rechnergestützten Simulationen der mechatronischen Systeme. Simulationen können bereits während des Entwurfsprozesses Aussagen über das zu erwartende Verhalten von Systemen treffen und somit den Produktentstehungsprozess maßgeblich verkürzen, was folglich zu schnelleren Markteinführungszeiten führt. Zusammenfassend soll die Integration von Simulationsverfahren in die industrielle Praxis den Prozess der Auslegung von Systemen ressourcensparend gestalten. Dies soll in der Umsetzung dadurch erreicht werden, dass die unternehmenseigene Prozesslandschaft sowie die Prozessstrukturen unverändert bleiben können und einzig die Anzahl der Prozessschritte und Prozessiterationen durch Simulationen und entsprechende Systemauslegungen reduziert werden.

Die Entwicklung von mechatronischen Systemen ist in den heutigen Entstehungsprozessen häufig streng nach den oben aufgeführten Disziplinen unterteilt. Folglich ist bei der Interaktion der verschiedenen Disziplinen mit Softwaretoolbrüchen zu rechnen, die einen grenzübergreifenden Austausch von Daten zum Zweck der Simulation nur unter hohem Ressourcenaufwand ermöglichen. Das Ziel Software CASIN ist es, den bidirektionalen Datentransfer über Toolbrüche hinweg integritätsverlustfrei, sprich unter Voraussetzung der ursprünglichen Integrität der zu transferierenden Modelldaten, und unter Verwendung minimaler Ressourcen zu ermöglichen und darüber hinaus für Optimierungsverfahren einen automatisiert iterativen Datenaustausch zu gewährleisten. So wurde eine Schnittstelle zwischen den Softwaretools entwickelt, die Modelldaten aus der CAD-Welt automatisiert in die Simulationswelt transferiert und diese ebenso automatisiert an das CAD-System zurück schickt, um die Bidirektonalität des Verfahrens sicherzustellen.

Die zwei Modellierungs- und Simulationsverfahren, die über die verschiedensten Ingenieurbereiche hinweg sehr häufig Anwendung finden, unterteilen sich in die Starrkörpersimulation und in die Verfahren der Finite-Elemente-Methode. Die Starrkörpersimulation wird hauptsächlich in den Bereichen der Elektrik und Elektronik, der Regelungstechnik sowie in der Softwaretechnik genutzt. Die Finite-Elemente-Methode findet Anwendung in der Mechanik. Für eine funktionale Auslegung eines mechatronischen Systems ist die Übertragung von Modellinformationen in eine Simulationsumgebung notwendig. Dieser Weg ist in der Praxis aufgrund fehlender Schnittstellen und unterschiedlichen Datenstrukturen zwischen den Umgebungen nur vereinzelt nahtlos möglich. Direkte Schnittstellen zwischen den CAD- und den Simulationswelten sind rar und, falls vorhanden, sind diese meist nur unidirektional und zyklisch manuell abrufbar. Der Transfer von Modelldaten erfolgt oftmals manuell und ist folglich als Fehlerquelle identifiziert worden. Somit ist bei der disziplinübergreifenden Entwicklung häufig mit Fehlern bei der Übertragung von Informationen zwischen den verschiedenen Entwicklungsebenen zu rechnen. Des Weiteren wird die Anwendung von Optimierungsalgorithmen über die Grenzen der unterschiedlichen Tools hinweg durch das Auftreten ebenjener Inkonsistenzen stark erschwert. Dies verlangsamt jede Optimierungsschleife und führt zu langen Entwicklungszeiten. Vor allem aus wirtschaftlichen Aspekten ist es erstrebenswert, diese hohen Entwicklungszeiten im Produktentstehungsprozess zu minimieren, um in dem nationalen und internationalen Wettbewerb konkurrenzfähig zu bleiben.

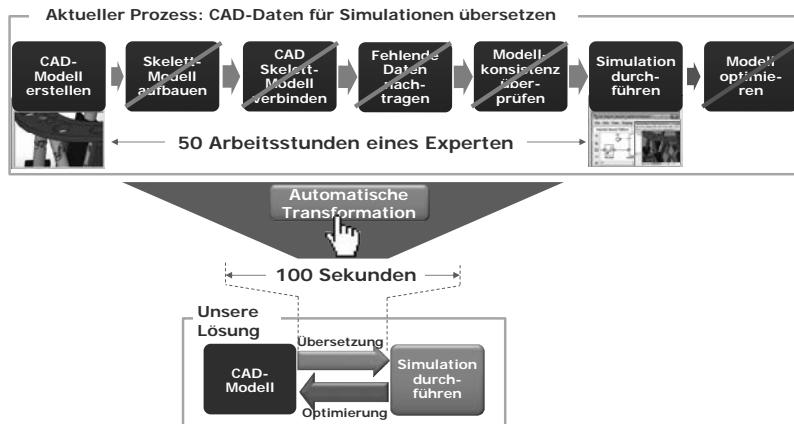


Bild 1

Der angestrebte Entwicklungsprozess kann wie folgt aussehen. Begonnen mit der Erstellung eines CAD-Modells müssen langwierige Prozesseschritte durchlaufen werden bis ein Simu-

lationsmodell aufgebaut ist. Ein Benchmark-Modell zeigte, dass ein Experte 50 Arbeitsstunden benötigt, um ein simples Modell in die Simulationswelt zu übersetzen. Mit Hilfe von CASIN konnte das gleiche Modell per Knopfdruck in 100 Sekunden übertragen werden. Der Zeitgewinn beträgt über 99% und die Ressource kann die gewonnene Zeit auf dem Simulationsmodell verwenden und somit das gewünschte Modell sehr früh virtuell absichern.

2. Lösungsansatz

Ziel ist es gewesen, die verschiedenen Disziplinen per Knopfdruck miteinander zu verbinden und den automatisierten & bidirektionalen Austausch zu ermöglichen. Im Rahmen dessen wurden folgende Vorteile erzielt:

- 99% Zeitgewinn beim CAD-CAE Datenaustausch
- Verbesserung der Produktqualität
- Reduzierung des Time to Market
- Gesamtsystemverhalten in einer frühen Phase der Entwicklung
- Die Erstellung von virtuell zuverlässigen Prototypen
- Produktoptimierungen
- Automatisierte CAD-CAE-Prozesse
- Eine Vereinfachung der Multi-Disziplin-Kopplung

Die aktuelle Version von CASIN ermöglicht diesen Austausch zwischen CATIA V5, MATLAB und Simscape Multibody. Die Anbindung weiterer CAD-Systeme befindet sich in der Testphase.



Bild 2

Dank des Datenaustauschs per Knopfdruck ist manuelles einpflegen von CAD-Daten in die Simulationsumgebung nicht mehr notwendig. 99% Zeitsparnis werden beim Vorgang der CAD-Modellübersetzung in ein Mehrkörpersimulationsmodell erreicht. Diese Zeitsparnis kann in der Produktentstehungsphase für die Simulation und die Weiterentwicklung der

CAD-Modelle eingesetzt werden. Somit ermöglicht CASIN bereits in einer frühen Entwicklungsphase das Gesamtsystemverhalten zu simulieren und infolgedessen z.B. in kürzester Zeit Konstruktionen zu optimieren.

Mit Hilfe der folgenden Grafik wird ein Prozess zur Verwendung von CASIN beschrieben.

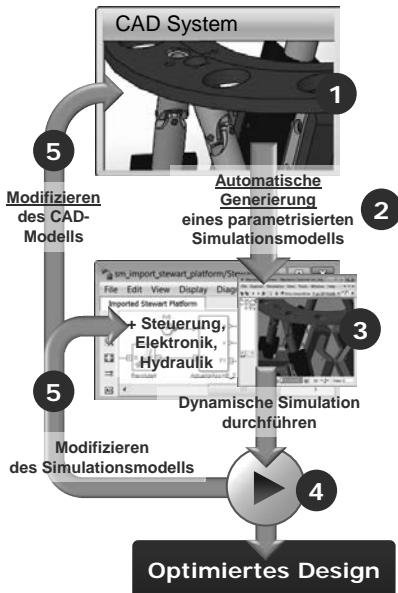


Bild 3

1. Die Grafik startet mit der Erstellung einer CAD Baugruppe, welche aus Bauteilen und deren Verbindungen zueinander besteht.
2. Dieses CAD-Modell kann daraufhin per Knopfdruck mit Hilfe von CASIN vollautomatisiert in die MATLAB Simulationsumgebung übertragen werden. Hierbei werden nahtlos alle für die Mehrkörpersimulation erforderlichen Daten in SimMechanics bzw. Simscape Multibody übertragen. Eine Zusammenstellung der übersetzten Daten sind im Folgenden aufgelistet.
 - a. Körper (Masse, Trägheitstensor, etc.)
 - b. Gelenke (Typ, Orientierung, etc.)
 - c. Geometrie zur Visualisierung
 - d. Etc.

3. Das Simulationsmodell erlaubt nach der Übersetzung eine Simulation. Darüber hinaus kann in MATLAB auf ein umfangreiches Toolboxen-Angebot zurückgegriffen werden, welches es ermöglicht z.B. Steuerungen, Elektronik oder Hydraulik in dem Simulationsmodell einzubauen, wie in der untenstehenden Grafik zu sehen ist, und zu simulieren. In der unteren Abbildung sind verschiedene Antriebsmöglichkeiten eines gleichen Gelenks *PRI_1* dargestellt. So kann das Simulationsmodell nach Wünschen des Anwenders beliebig erweitert werden.

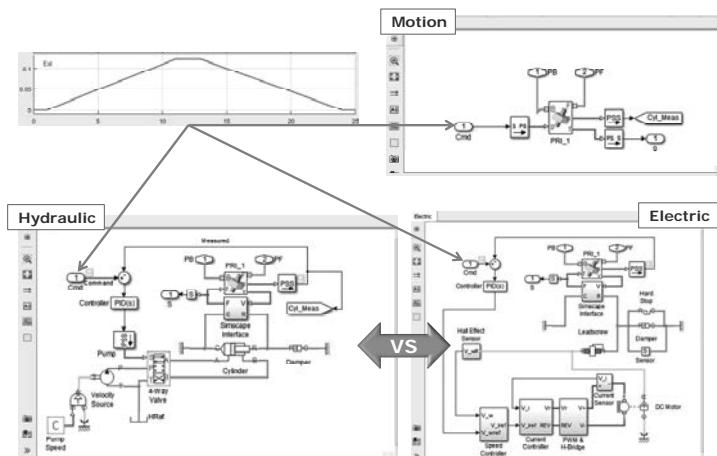


Bild 4

4. Im nächsten Schritt wird die Simulation basierend auf dem erweiterndem Simulationsmodell durchgeführt. Gewünschte Parameter wie Kraftverläufe, Beschleunigungen, etc. können ausgelesen und bewertet werden.
5. Basierend auf der Bewertung können automatisierte Änderungen am Simulationsmodell oder dem CAD-Modell vorgenommen werden. Bei einer Veränderung von z.B. geometrischen Daten in dem CAD-Modell kann automatisiert das CAD-Modell aktualisiert werden und die aktualisierten Modellinformationen an MATLAB übertragen werden. Aufgrund eines parametrisierten Modellaufbaus in MATLAB muss das Simulationsmodell nicht erneut bei jeder Änderung aufgebaut werden, sondern der Parameterdatensatz wird aktualisiert. Daraufhin kann dieser Prozess von 1-5 solange durchgeführt werden bis ein optimiertes Modell basierend auf den Anwenderanforderungen berechnet worden ist.

Im Fall von Optimierungen werden die Schritte 1. bis 5. mit Hilfe von Optimierungsalgorithmen automatisiert durchlaufen und es findet ein kontinuierlicher bidirekionaler Austausch zwischen den beteiligen Systemen statt.

3. CASIN in der Anwendung

CASIN kann in verschiedenen Industriezweigen Anwendung finden und somit ist die Anzahl der Anwendungsfälle umfangreich. So zeigten sich zum Beispiel Anwendungsfälle in der Luftfahrt bei Türsystemen und Fahrwerken, als auch in der Automobilindustrie in der Autositz- und der Cabriooverdeckentwicklung.

Im Folgenden wird der Anwendungsfall eines Cabriooverdecks skizziert. Hierbei ermöglicht CASIN die nahtlose Kommunikation zwischen dem CAD und MATLAB System. Es wird an einem vereinfachten Cabriomechanismus mit Hilfe von CASIN eine geometrisch optimale Position des Antriebsaktuators unter dem Einfluss der Randbedingung des Bauraums berechnet, so dass eine minimale Kraft am Antriebsaktuator zu verzeichnen ist. Der Mechanismus ist im ausgefahrenen und eingefahrenen Zustand unten dargestellt.

Im Folgenden wird der Optimierungsprozess schrittweise bezugnehmend auf die vorhergehende Grafik beschrieben.

1. Nachdem das Modell bereits in die Mehrkörpersimulationsumgebung von MATLAB transferiert worden ist und die notwendigen Steuerungseinheiten zur sinngemäßen Bewegung des Modells eingefügt worden sind, kann die Simulation des Modells starten.
2. Während des Simulationsprozesses wird die Kraft, die am Aktuator im Simulationszeitraum wirkt aufgezeichnet. Darüber hinaus können weitaus mehr Parameter nach Anwenderwunsch gespeichert und für Folgeanalysen verwendet werden.
3. Daraufhin wird die Kraft von einem Optimierungsalgorithmus bewertet und ein Optimierungsvorschlag wird darauf basierend definiert.

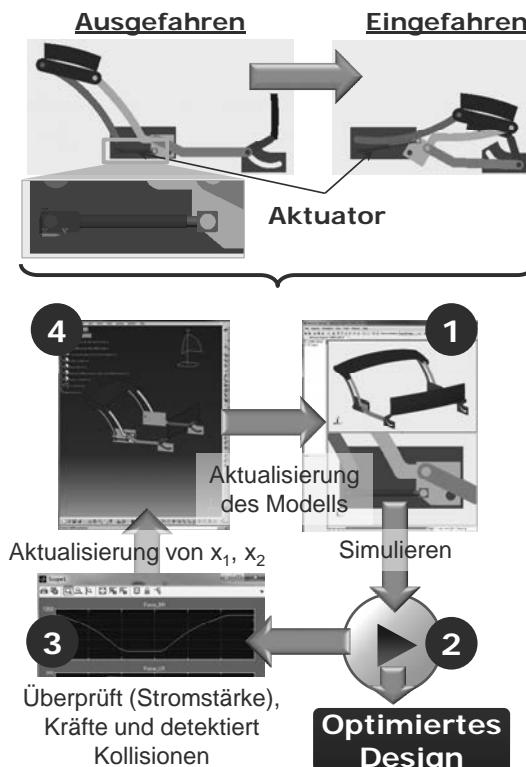


Bild 5

4. Dieser Optimierungsvorschlag wird in einem nächsten Schritt an das CAD System übergeben und die Geometrie wird aktualisiert. Die aktualisierten CAD-Daten werden automatisch an MATLAB weitergeleitet und das parametrisierte MATLAB-Modell kann folglich basierend auf neuen geometrischen Informationen simuliert werden. Das aktualisierte MATLAB-Modell kann in Referenz zum vorhergehenden Modell in Bezug auf die Aktuatkraft analysiert werden und bestimmt werden, ob die geometrische Veränderung eine Minderung der Aktuatkraft hervorgerufen hat. Der Prozess von 1 bis 4 wird solange durchlaufen, bis ein Optimum unter festgelegten Randbedingungen gefunden worden ist.

Ergebnisse solcher Optimierungen können in Form von Benutzeroberflächen dem Anwender zur Verfügung gestellt werden. Hierfür ist unten exemplarisch eine Benutzeroberfläche dargestellt. So kann z.B. ein Konstrukteur per Knopfdruck mit Hilfe von CASIN ein Simulationsmodell aufbauen lassen und Kräfte unter gewünschten Randbedingungen simulieren bzw. optimieren lassen.

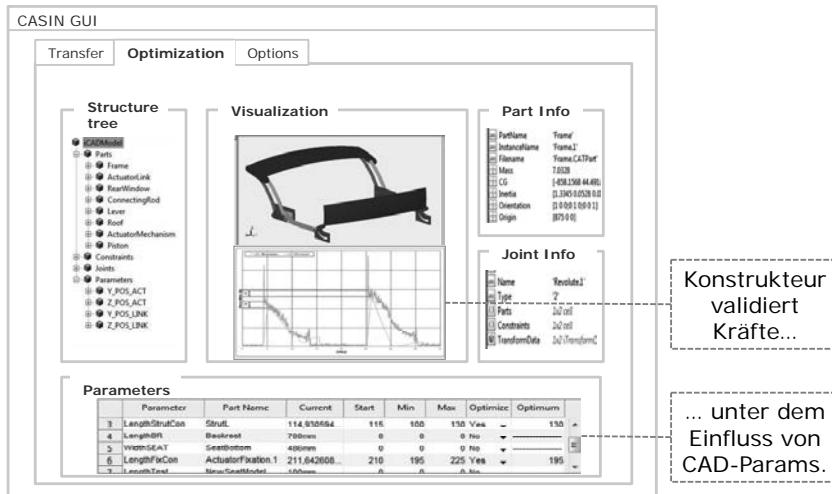


Bild 6

Basierend auf dem Know-How aus der Entwicklung von CASIN können Kontaktkraftmodelle erstellt werden, die die Fähigkeit besitzen Kontakte zwischen Bauteilen z.B. in der Mehrkörpersimulationsumgebung zu berechnen. Darüber hinaus werden Reibmodelle gegenwärtig in die Mehrkörpersimulation integriert und liefern somit realitätsnahe Simulationsergebnisse. Abschließend lässt sich festhalten, dass individuelle Kundenlösungen basierend auf einer offenen CASIN Plattform realisierbar sind.

4. Zusammenfassung

Die Lösung CASIN zeichnet sich als einmalige Software zur bidirektionalen Verknüpfung von Konstruktions- und Simulationswelt aus. Der Mehrwert durch die Verknüpfung dieser elementaren Ingenieursdisziplinen kann individuell durch den Anwender zur Analyse und Optimierung genutzt werden und dies kann darüber hinaus sehr früh im Produktentstehungsprozess einer virtuellen Absicherung dienen. Durch die Simplizität der Übertragung per Knopf-

durch können Mehraufwände bei der Übersetzung von CAD-Modellen in die Simulationsumgebung erspart werden und Ressourcen in die virtuelle Absicherung und Optimierung umgelegt werden. Somit kann mehr Zeit im Bereich der Auslegung und bis zu 99% weniger Zeit für Modellübersetzungen investiert werden.

Umwandlung einer Drehschwing- in eine Schubbewegung

Lösungen mithilfe von Schubschwingen unter Berücksichtigung der Übertragungsgüte

Dr.-Ing. Antonius J. Klein Breteler, TU Delft, Delft, Niederlande

Kurzfassung

Diese Veröffentlichung beschreibt eine verbesserte Prozedur zur Maßsynthese der Schubschwinge bzw. Schubkurbel für einen vorgegebenen Antriebshubwinkel und eine gewünschte Abtriebsstrecke derart, dass die bestmögliche Übertragungsgüte (größtmöglicher Minimalwert des Übertragungswinkels) entsteht. Im Vergleich mit der bisherigen Richtlinie VDI-2126 (1989) ist die Prozedur vereinfacht und es werden nicht nur die übertragungsgünstigsten, sondern auch die Lösungen mit akzeptabler Güte betrachtet. Dies ermöglicht das Einsetzen von weiteren relevanten Entwurfskriterien wie Raumbedarf und das Auftreten bzw. Vermeiden von Totlagen. Die Getriebeabmessungen können aus einem Diagramm entnommen oder mithilfe von einfachen Formeln berechnet werden.

Abstract

This paper discusses the dimension synthesis procedure of the crank-slider mechanism, matching a given input angle and a desired output stroke, for the best possible transfer quality, as known from guideline VDI-2126 (1989). A simpler procedure is proposed that covers the most relevant design criteria, like the minimum transmission angle, space occupation and occurrence of dead points. The link dimensions can be obtained from a diagram or can be calculated using simple formulas.

1. Einleitung

Wie allgemein bekannt, kann eine Drehschwingbewegung mithilfe von einem Zahnrad und einer Zahnstange in eine Schubschwingbewegung umgewandelt werden. Als Alternative kann ein Gelenkgetriebe, wie zum Beispiel eine Schubschwinge, benutzt werden: Die Abwesenheit von Zahnspiel ist ein wichtiges Vorteil. Die Übertragungsfunktion der Schubschwinge ist jedoch nicht linear und die Größe des Übertragungswinkels ist Lageabhängig. Im Betracht kommen nur Getriebelösungen mit stetiger Übertragung, das

heißt ohne Rücklauf, und mit akzeptablem Wert des (kleinsten) Übertragungswinkels im Bewegungsbereich.

Die Aufgabe zur Maßsynthese der Schubschwinge bzw. Kurbelschwinge, mit dem Kurbel als Antrieb, ist in [1] beschrieben. Ein Teil der Theorie, nämlich für einen Schwingwinkel $> 180^\circ$, ist jedoch ziemlich aufwendig. Ziel dieser Veröffentlichung ist darum die bisherige Prozedur zur Maßsynthese zu diskutieren und neue Vorschläge zu präsentieren.

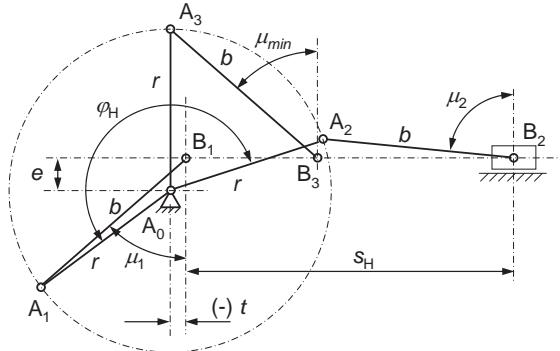


Bild 1: Kurbelschwinge in den drei Lagen

Das Problem der Maßsynthese wird mithilfe von Bild 1 erläutert. Die Schubkurbel ist in den drei Lagen, die eine Rolle in der Prozedur spielen, gezeichnet. Der Schwingwinkel φ_H (Antrieb) und die Schubstrecke s_H (Abtrieb) sind vorgegeben und es sollen die vier Abmessungen des Getriebes (Kurbellänge r , Koppellänge b und die Koordinaten e und t des gestellfesten Gelenkpunktes A_0) bestimmt werden. Dazu wird gefordert, dass der Übertragungswinkel μ im Bewegungsbereich „so gut wie möglich“ ist. Ausreichend ist es zu fordern [1]: $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 (= \mu_{\min})$, extra zur Hauptforderung dass der Antriebwinkel φ_H mit der Abtriebstrecke s_H korrespondiert. In den beiden Endstellungen 1 und 2 des Bewegungsbereichs soll der Übertragungswinkel also den Minimalwert, welcher in der Zwischenlage 3 (Kurbel senkrecht zur Gleitlinie) auftritt, haben. Dieser Minimalwert soll so groß wie möglich sein. Im Idealfall ist $\mu_{\min} = 90^\circ$, aber dieser Wert ist im Allgemeinen nicht möglich. Welcher μ_{\min} Wert noch akzeptabel ist, ist auch vom Gebrauch des Getriebes und von den dynamischen Kräften, welche in diesem Entwurfsstadium noch nicht bekannt sind, abhängig. Darum wird der akzeptable μ_{\min} Wert meistens als Erfahrungswert aus früheren Entwurfsprojekten übernommen. In der Praxis wird oft $\mu_{\min} = 45^\circ$ oder 60° gefordert. Jedenfalls ist es sehr behilflich zu wissen, welcher μ_{\min} Wert höchstens erreicht werden kann.

Im Falle $\varphi_H < 180^\circ$ ist das Problem einfach lösbar mit der sogenannten symmetrischen Lösung, wie ausreichend beschrieben in [1]. Die Kurbellagen 1 und 2 sind dann symmetrisch zur Mittel Lage 3 angeordnet und die Punkte A₁ und A₂ der beiden Endlagen haben die gleiche Distanz zur Gleitlinie als Punkt A₃, der jedoch an der anderen Seite der Gleitlinie liegt. Theoretisch kann, mit Koppellänge b gleich unendlich, der kleinste Übertragungswinkel $\mu_{\min} = 90^\circ$ sein, aber diese Lösung ist selbstverständlich nicht realistisch. Die Lösung mit dem Kleinstmöglichen b -Wert (und dem ungünstigsten Übertragungswinkel) enthält eine Totlage in der Endstellung. Bei der Bestimmung eines geeigneten b -Wertes muss ein Kompromiss zwischen Baugröße und Übertragungsgüte des Getriebes akzeptiert werden.

Im Falle $\varphi_H > 180^\circ$ kann die symmetrische Lösung nicht benutzt werden, weil dann Rücklauf des Schiebers auftreten würde. Es ist nur noch möglich zu fordern dass $\mu_1 = \mu_3 (= \mu_{\min})$, während $\mu_2 > \mu_{\min}$ sein soll. In dieser Veröffentlichung wird insbesondere dieser Fall betrachtet. Im Abschnitt 2 werden zuerst die Zusammenhänge der zu bestimmenden Abmessungen zeichnerisch erläutert. Die Berechnungen werden im Abschnitt 3 vorgeführt und die Ergebnisse werden in einem Übersichtsdiagramm der symmetrischen und der unsymmetrischen Lösungen präsentiert (Abschnitt 4). Die Anwendung des Diagramms wird in Abschnitt 5 erläutert und Beispiele der Anwendung, mit und ohne Totlage, werden in den Abschnitte 6 und 7 betrachtet.

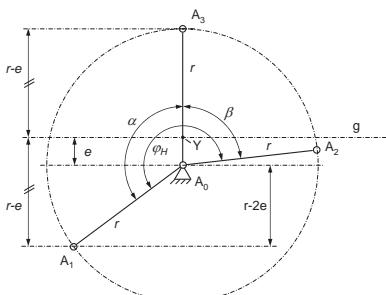


Bild 2: Die unsymmetrische Lösung: Winkelverteilung

2. Die unsymmetrische Lösung: graphische Betrachtung

In diesem Abschnitt wird vorausgesetzt: $180^\circ < \varphi_H < 270^\circ$. Zur Angabe der Unsymmetrie wird der Antriebswinkel in zwei ungleiche Stücke α und β verteilt, siehe Bild 2:

$$\varphi_H = \alpha + \beta \quad \text{mit} \quad \alpha > \beta \quad (1)$$

Damit wird hier festgestellt, dass $\varphi_H/2 < \alpha < 180^\circ$ und $0^\circ < \beta < 90^\circ$ ist. Anstatt des Übertragungswinkels μ wird die Distanz d des Punktes A zur Gleitlinie g in den drei relevanten Lagen betrachtet. Der Maximalwert von d soll so klein wie möglich sein und es wird gefordert: $d_1 = d_3 (= d_{\max})$ und $d_2 < d_{\max}$.

Für eine vorgegebene Winkelverteilung gemäß (1) kann die Konfiguration des Bildes 2 aufgezeichnet werden. Erst kann die Kurbel in der Mittellage 3 gezeichnet werden - die Länge $A_0A_3 = r$ ist willkürlich, sie ist der Zeichnungsmaßstab - und es ergeben sich die Punkte A_1 und A_2 . Dann kann die Gleitlinie g gezeichnet werden: senkrecht zu A_0A_3 und derart, dass die Distanzen von A_1 und A_3 zur Gleitlinie g gleich sind. Die Abmessung $e = A_0Y$ ist damit bekannt und die Distanz $d_1 = d_3 = r - e$. Gleichwertig ist es wenn man Punkt Y, also die Abmessung e , vorgibt und damit den Punkt A_1 konstruiert: Dadurch wird der Winkel α und damit die Winkelverteilung bekannt.

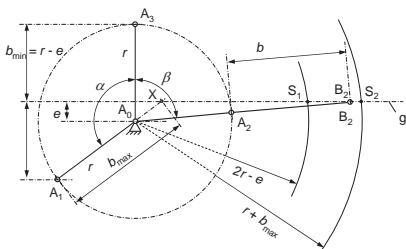


Bild 3: Bereich der Koppellänge b

Für die angenommene Winkelverteilung kann der Bereich der Koppellänge b festgestellt werden, siehe Bild 3. Der größtmögliche Wert $b_{\max} = A_1X$, sonst würde die Kurbel die Totlage am Anfang (Lage 1) durchfahren. Der kleinstmögliche Wert $b_{\min} = r - e$ weil dann $\mu_{\min} = 0$ gilt. Auch in der Endlage 2 darf die Totlage nicht durchfahren werden. Akzeptiert man diese Totlage als Endlage – die übertragungsgünstigste Lösung, siehe später – dann bestimmt diese Totlage die Koppellänge b : B_2 ist der Schnittpunkt der verlängerten Kurbel A_0A_2 und der Gleitlinie g . Der so bestimmte b -Wert soll zwischen den gezeichneten Min- und Maxwert liegen. Falls das nicht so ist, muss ein anderer Verteilung des Hubwinkels gewählt werden, d.h. ein anderer Wert für α bzw. e vorgegeben werden.

Mit den Abmessungen e und b bekannt, kann die Getriebekonfiguration in den drei Lagen des Bildes 1 gezeichnet werden: die Hubstrecke s_H ergibt sich im Zeichnungsmaßstab. Mit dem gewünschten s_H -Wert vorgegeben sind also alle Abmessungen bekannt.

3. Die unsymmetrische Lösung: Berechnung der Abmessungen

Der rechnerische Vorgang folgt einfach die obenstehende, graphische Methode. Nur ist die Kurbellänge nicht der Zeichnungsmaßstab, sondern eine Skalierungsgröße. Die Maßsynthese berücksichtigt also den drei Getriebeparameter e/r , b/r und t/r . Wenn, als endgültiges Ergebnis der Berechnungen, diese drei Parameter bestimmt sind, kann die tatsächlich auftretende relative Hubstrecke s_H/r ermittelt werden. Mit bekanntem (gewünschtem) s_H -Wert ist dann die Abmessung r bestimmt und dadurch sind auch die übrigen Abmessungen bekannt.

Die Forderung der Übertragungsgüte $d_1 = d_3 = r - e$ führt zu einer Beziehung zwischen dem Teilwinkel α und dem Parameter e/r :

$$\cos \alpha = 2 \cdot (e/r) - 1 \quad (2)$$

Wenn die Strecklage am Ende gefordert wird, dann ergibt sich die Beziehung:

$$\cos \beta = \frac{e}{r+b} = \frac{e/r}{1+b/r} \quad (3)$$

Unter Benutzung der Gleichungen (1) und (2) kann der Parameter b/r explizit, für einen vorgegebenen Parameterwert e/r bzw. Teilwinkel α , geschrieben werden:

$$b/r = \frac{e/r}{\cos(\varphi_H - \alpha)} - 1 \quad (4)$$

Das Ergebnis (4) ist nur gültig, wenn der größtmögliche Wert b/r nicht überschritten wird. Darum, und auch weil er die übertragungsgünstigste Lösung ergibt, ist es erforderlich diesen größtmöglichen Wert zu kennen. Er kann ermittelt werden durch die Forderung, dass eine Totlage am Anfang auftritt:

$$b/r = \frac{r-e}{r-2 \cdot e} = \frac{1-e/r}{1-2 \cdot e/r} \quad (5)$$

Einsetzen von den Gleichungen (2), (3) und (5) in Gleichung (1) ergibt einen Ausdruck in den zu berechnenden Parameter e/r :

$$\varphi_H = \arccos(2 \cdot e/r - 1) + \arccos\left(\frac{(e/r) \cdot (1 - 2 \cdot e/r)}{2 - 3 \cdot e/r}\right) \quad (6)$$

Die Gleichung (6) ist nur iterativ lösbar: Sie ergibt den größtmöglichen Wert e/r . Wenn das Ergebnis in die Gleichung (4) eingesetzt wird, entsteht der größtmögliche Wert b/r .

Zur Frage der kleinstmöglichen Wert b/r : Anstatt (5) kann die Gleichung $b = r - e$ eingesetzt werden und dies führt ebenfalls zu einer impliziten Gleichung in e/r oder b/r . In der Praxis reicht es diesen kleinstmöglichen Wert ungefähr zu kennen: Anwendungen in der Nähe dieses Wertes sind nicht interessant. Auf die genaue Berechnung wird hier verzichtet.

Im obenstehenden wird klar wie die Berechnung verläuft und – falls die Totlage am Anfang nicht gefordert wird – in welchem Bereich ein Parameter frei wählbar ist. Weil die Begrenzungen des Bereichs nur iterativ bestimmt werden können, ist ein Diagramm sehr behilflich.

4. Diagramm

Zur Darstellung der obenstehenden theoretischen Beziehungen eignet sich ein Diagramm mit als Achsen die Parameter b/r und e/r . Im Diagramm, siehe Bild 4, haben die beiden Lösungstypen „symmetrisch“ bzw. „unsymmetrisch“ ihr eigenes Gebiet I bzw. II.

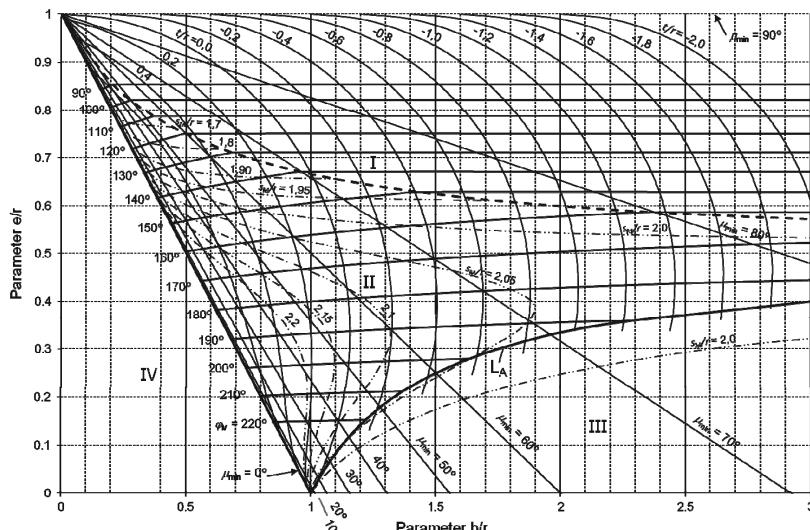


Bild 4: Diagramm

Im Diagramm sind die unter 1) bis 6) beschriebenen Linien eingezeichnet:

- 1) Die μ_{\min} -Linien. In Bild 1, in der Mittenlage 3, sieht man, dass die folgende Beziehung gilt:

$$e/r = 1 - (b/r) \cdot \cos \mu_{\min} \quad (7)$$

Im Diagramm ist ein bestimmter μ_{\min} -Wert also eine gerade Linie mit dem Richtungskoeffizient $\cos \mu_{\min}$. Alle μ_{\min} -Linien schneiden sich im Punkt (0,1).

- 2) Die Grenzlinie L_A , welche die Totlage in der Anfangsstellung beschreibt. Die Gleichung (5) zeigt schon die Beziehung der beiden Parameter b/r und e/r . Sie kann hier geschrieben als Gleichung (8). Die b/r -Werte der L_A -Linie liegen zwischen 0 ($e/r = 0$) und unendlich ($e/r = 0,5$). Rechts von dieser Linie ist eine Lösung rückläufig und darum unakzeptabel.

$$e/r = \frac{b/r - 1}{2 \cdot b/r - 1} ; \quad 0 \leq e/r \leq 0,5 \quad (8)$$

- 3) Die Grenzlinie L_{I-II} , gestrichelt gezeichnet, welche die Lösungsgebiete I und II trennt. Sie beschreibt die symmetrische Lösung mit dem kleinstmöglichen b -Wert wie im Abschnitt 1 erwähnt, also mit Totlage in der Endstellung. Links von dieser Linie ist nur noch eine unsymmetrische Lösung möglich mit $\varphi_H < 180^\circ$. Mathematischer Ausdruck der Linie:

$$e/r = \frac{1 + b/r}{1 + 2 \cdot b/r} ; \quad 0,5 \leq e/r \leq 1 \quad (9)$$

- 4) Die φ_M -Linien. In Gebiet II spezifiziert Gleichung (4), unter Benutzung der Gleichung (2), die übertragungsgünstigste Lösung mit Strecklage in der Endstellung. Weil diese Lösung den maximal möglichen Schwingwinkel enthält, wird sie im Diagramm mit φ_M angedeutet. In Gebiet I der symmetrischen Lösungen treten keine Totlagen auf und verlaufen die Linien horizontal [2].

- 5) Die t/r -Linien. Der Parameter t/r beschreibt die Anfangslage des Schiebers und sie ist bekannt wenn, angenommen dass in den Lagen 1 und 3 der Übertragungswinkel gleich ist, auch die beiden Parameter e/r und b/r bekannt sind. Ein bestimmter t/r -Wert ist also eine Linie im Diagramm, unabhängig davon ob es sich um eine symmetrische oder eine unsymmetrische Lösung handelt.

- 6) Die s_M -Linien in Gebiet II (strichpunktiert). Sie sind gültig für den Lösungsfall mit Strecklage am Ende und zeigen den tatsächlich erreichten Hubweg relativ zur Kurbellänge r . Sie können benutzt werden zur Bestimmung des Skalierungswerts r (möglich ungenau), damit alle Getriebeabmessungen eines Lösungspunktes im Diagramm bekannt sind.

5. Bestimmung der Getriebeabmessungen

Das Diagramm des Bildes 4 ergibt einen Überblick der erreichbaren Getriebelösungen. Hier werden nur die unsymmetrischen Lösungen, Gebiet II, weiter betrachtet.

Es ist klar dass, für einen gewünschten Schwingwinkel größer als 180° , die übertragungsgünstigste Lösung im Diagramm bestimmt ist durch den Schnittpunkt der L_A -Linie und der φ_M -Linie. Diese Lösung enthält also eine Totlage in den beiden Endstellungen. Für einen Schwingwinkel kleiner als 180° ist die symmetrische Lösung jedenfalls übertragungsgünstiger. In der Nähe von 180° zeigt diese Lösung jedoch eine große Koppelkette und dann ist die unsymmetrische Lösung wegen Platzbedarf möglicherweise doch zu bevorzugen.

Wenn die Totlage am Anfang nicht erwünscht ist, befindet sich die dann noch übertragungsgünstigste Lösung auf der φ_M -Linie (Totlage in der Endstellung). Mithilfe der μ_{\min} -Linie der noch akzeptablen Übertragungsgüte kann ein Lösungsbereich festgestellt werden. In diesem Bereich kann man sich einen Lösungspunkt auffinden, der einen akzeptablen Verlauf der Übertragungsfunktion am Anfang des Bewegungsbereichs aufweist. Wenn auch die Totlage in der Endstellung nicht erwünscht ist, kann man einen Lösungspunkt unterhalb der φ_M -Linie auswählen, mit Rücksicht auf die Übertragungsgüte. Eine solche Lösung benutzt am Ende weniger als die maximal mögliche Bewegung.

Zur Bestimmung der Abmessungen soll zuerst ein Punkt im Diagramm genommen werden: Die beiden Parameter e/r und b/r müssen bekannt sein, entweder durch ablesen oder durch Berechnen mithilfe von den Gleichungen des Abschnitts 3.

Nur im Falle dass die Lösung eine Totlage am Ende hat, können die Abmessungen vollständig durch ablesen und skalieren bestimmt werden. Sonst, und auch wenn die genaue Lösung gefordert wird, kann die nachfolgende Berechnung (10) bis (14) benutzt werden:

$$\cos \mu_{\min} = \frac{1 - e/r}{b/r} \quad (10)$$

$$\cos \alpha = 2 \cdot e/r - 1 \quad (11)$$

$$\cos \mu_2 = \frac{\cos(\varphi_H - \alpha) - e/r}{b/r} \quad (12)$$

$$t/r = \sin \alpha - b/r \cdot \sin \mu_{\min} \quad (13)$$

$$s_H/r = \sin(\varphi_H - \alpha) - b/r \cdot \sin \mu_2 + t/r \quad (14)$$

Die Skalierungsabmessung r (die Kurbellänge) ergibt sich durch Teilung vom vorgegebenen Wert s_H und Ergebnis (14). Damit sind die restlichen Abmessungen e , b und t auch bestimmt.

6. Beispiele

Eine Schubschwinge soll bestimmt werden, die für einen Drehwinkel $\varphi_H = 200^\circ$ einen Schub von 1000 mm erzeugt. Es werden vier Lösungsmöglichkeiten (a) bis (d) betrachtet [3].

Lösung (a) hat eine Totlage in den beiden Endstellungen. Im Diagramm des Bildes 4 wird die Lösung durch den Schnittpunkt der Linien $\varphi_M = 200^\circ$ und L_A gekennzeichnet. In Bild 5, eine auf das Beispiel zugeschnittene Version des Diagramms, ist dieser Punkt durch a) und einen blauen Dot markiert. Sie ist die Lösung mit der höchsten Übertragungsgüte. Ablesen ergibt $e/r \approx 0,28$ und durch Lösung der Gleichung (6) erreicht man genauer $e/r = 0,2801$. Anwendung der Gleichung (5) ergibt $b/r = 1,6366$.

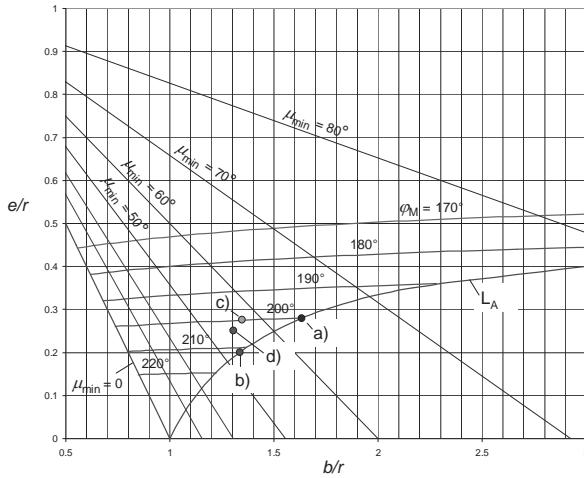


Bild 5: Lösungspunkte a) bis d) des Beispiels im Diagramm

Lösung (b) hat eine Totlage nur in der Anfangsstellung. Dazu muss der Lösungspunkt auf der L_A -Linie liegen und $\varphi_M > 200^\circ$ sein. Am einfachsten wählt man einen geeigneten Wert des Parameters e/r , zum Beispiel $e/r = 0,2$. Anwendung der Gleichung (5) ergibt $b/r = 1,3333$. Der Lösungspunkt ist in Bild 5 grün markiert und mit b) gekennzeichnet.

Lösung (c) hat eine Totlage nur in der Endstellung. Jetzt muss der Lösungspunkt auf der Linie $\varphi_M = 200^\circ$ liegen, deutlich von der Linie L_A entfernt sein und trotzdem noch eine akzeptable Übertragungsgüte haben. Der Punkt c), hellblau markiert, könnte das Kompromiss sein. Die einfachste Berechnung entsteht nach Vorwahl vom Parameter e/r und Benutzung der Gleichungen (2) und (4). Weil die φ_M Linie sehr flach verläuft ist die Vorwahl von e/r zwar empfindlich, aber es ist behilflich dass der größtmögliche Wert in Beispiel (a) schon bekannt ist. Mit der Vorwahl $e/r = 0,275$ ergibt sich $b/r = 1,3419$.

Lösung (d) enthält keine Totlage. Jeder Lösungspunkt, der deutlich unterhalb der Linie $\varphi_M = 200^\circ$ liegt und deutlich von der Linie L_A entfernt ist, ist in Prinzip geeignet. Hier wird beispielsweise $e/r = 0,25$ und $b/r = 1,3$ genommen. In Bild 5 ist dieser Punkt mit d) angegeben und Rot markiert.

Tabelle 1: Ergebnisse des Beispiels (Zusammenfassung)

	Gleichung	(a)	(b)	(c)	(d)
μ_{\min}	(10)	63,9°	53,1°	57,3°	54,8°
α	(11)	116,09°	126,87°	116,74°	120°
μ_2	(12)	83,9°	86,1°	83,3°	86,6
t/r	(13)	-0,5717	-0,2667	-0,2361	-0,1958
s_H/r	(14)	2,05	2,0206	2,09	2,0868
r		487,8 mm	494,9 mm	478,6 mm	479,2 mm
b		798,4 mm	659,9 mm	642,2 mm	623,0 mm
e		136,6 mm	99,0 mm	131,6 mm	119,8 mm
t		-278,9 mm	-132,0 mm	-113,0 mm	-93,8 mm

7. Analyse der Ergebnisse des Beispiels

Die zahlenmäßigen Ergebnisse des Beispiels sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Es interessiert jetzt noch wie die Übertragungsfunktionen der Lösungen (a) bis (d) genau verlaufen. Die Bilder 6 und 7 sind mithilfe von einem frei verfügbaren Rechenprogramm für numerische Bewegungsanalyse von Koppelgetriebe gezeichnet [4]. Bild 6 zeigt die Position des Schiebers in Abhängigkeit des Kurbelwinkels und Bild 7 zeigt die erste Ableitung („geometrische Geschwindigkeit“). Im letzten Bild sieht man besser ob eine Totlage am

Anfang oder am Ende anwesend ist. Die Getriebelösungen (a) und (b) haben eine Totlage am Anfang; Bei (a) und (c) gibt es eine Totlage am Ende des Bewegungsbereichs. Das ist genau wie im Beispiel gefordert und es beweist, dass die benutzten Formeln richtig sind.

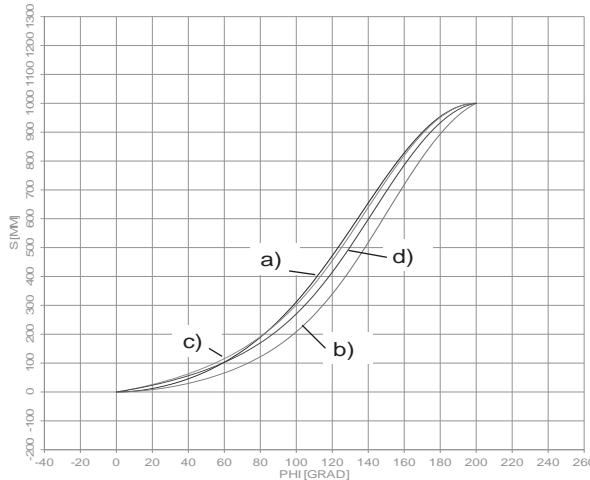


Bild 6: Übertragungsfunktionen nullter Ordnung der Lösungsgetriebe

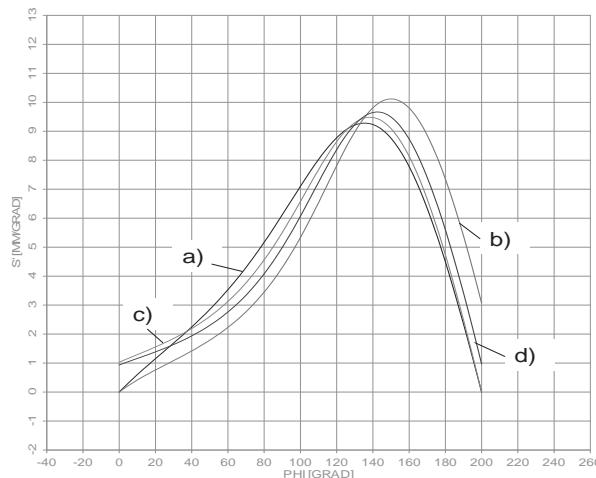


Bild 7: Übertragungsfunktionen erster Ordnung der Lösungsgetriebe

8. Schlussfolgerungen

Die Maßsynthese der Schubkurbel bzw. Schubschwinge zur Umwandlung einer Drehschwing- in eine Schubbewegung, wie beschrieben in VDI-Richtlinie 2126 (1989), wurde untersucht. Die alte Methode fordert dass, zum Erreichen einer ausreichenden Übertragungsgüte, der minimale Übertragungswinkel genau vorgegeben werden muss. Bei den Anwendungen mit größerem Schwingwinkel $> 180^\circ$ führt dies zu einem aufwendigen Gleichungssatz, der nur iterativ gelöst werden kann. Die Lösungen beschränken sich auf diejenigen mit einer Totlage am Ende des Bewegungsbereichs und die Totlage am Anfang wird ignoriert.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass eine viel einfachere Methode entwickelt werden kann. Die relevanten Entwurfskriterien wie Übertragungsgüte, Baugröße und das Auftreten von Totlagen können in einem Diagramm dargestellt werden. Das Diagramm berücksichtigt sowohl die symmetrischen Lösungen für den kleineren Schwingwinkel als auch die unsymmetrischen Lösungen für den größeren Schwingwinkel und damit entsteht ein Überblick aller Entwurfsmöglichkeiten. Die Abmessungsverhältnisse können aus dem Diagramm abgelesen oder mit einfachen Formeln berechnet werden. Die Getriebeabmessungen ergeben sich durch nachträgliches Skalieren zum Erreichen der gewünschten Hubstrecke.

Mit den Ergebnissen der Untersuchungen kann die Richtlinie VDI-2126 also stark verbessert werden.

9. Literaturangaben

- [1] VDI 2126:1989-05 Ebene Gelenkgetriebe - Übertragungsgünstigste Umwandlung einer Drehschwing- in eine Schubschwingbewegung. Berlin: Beuth Verlag.
- [2] Klein Breteler, A.: Motion Conversion with the Crank-Slider Mechanism Regarding Transfer Quality (part 1). Proceedings of the 3rd MeTrApp Conference, Aachen. Springer, MMS-series Volume 31/8779 (2015), S. 101 - 108.
- [3] Klein Breteler, A.: Motion Conversion with the Crank-Slider Mechanism Regarding Transfer Quality (part 2). Proceedings of the 3rd MeTrApp Conference, Aachen. Springer, MMS-series Volume 31/8779 (2015), S. 109 - 114.
- [4] Klein Breteler, A.: Lecture Notes on Mechanisms (course wb3303), chapter 5: Numerical kinematics with finite elements. TU Delft, The Netherlands 2004. (Website: runmec.antonkb.nl).

Entwicklung eines Parallelmanipulators mit redundantem Antriebskonzept zur Untersuchung neuartiger Konfigurationsplanungs- und Bewegungsstrategien

**Michael Lorenz, Tobias Haschke, Prof. Dr.-Ing. Mathias Hüsing,
Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Burkhard Corves,**
Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, Aachen

Kurzfassung

Die automatisierte Handhabung von Objekten im Raum unterliegt einer Vielzahl von Einflussfaktoren, die sich mittels geeigneter Bewegungsstrategien optimieren lassen. Entsprechende Strategien können zudem auf die jeweils zur Verfügung stehenden Handhabungsgeräte angepasst werden, sodass in einem effizienten Bewegungsdesign auch die kinematischen und dynamischen Eigenschaften des Manipulators zu berücksichtigen sind. Darüber hinaus lässt sich unter der Berücksichtigung eines redundanten Antriebskonzepts eine Konfigurationsplanung integrieren, sodass über die optimale Verteilung der Antriebsmomente ein ressourcenschonender Betrieb realisiert werden kann.

Vor diesem Hintergrund beschäftigt sich der vorliegende Beitrag mit der Konzeption und Entwicklung energieeffizienter, parallelkinematischer Systeme (PKM) zur späteren Realisierung optimierter Handhabungsaufgaben. Demzufolge werden die Strukturauswahl und Maßsynthese eines antriebsredundant konfigurierbaren Parallelmanipulators unter Berücksichtigung kinematischer und dynamischer Modelle vorgestellt. Das entwickelte Simulationsmodell eignet sich insbesondere zur Gegenüberstellung unterschiedlicher Bahnkurven und Antriebskonfigurationen. Die abschließenden Analysen beziehen sich exemplarisch auf einen n-PRPaR.

1. Einleitung

Aufgrund ihrer exzellenten dynamischen Eigenschaften und hohen Steifigkeit eignen sich PKM für den Einsatz in der hochdynamischen und gleichsam hochpräzisen Objekthandhabung [1]. Darüber hinaus weisen parallele Manipulatoren ein hervorragendes Verhältnis ihrer Traglast zum Eigengewicht auf, wobei ihre grundlegenden Nachteile in dem vergleichsweise kleinen und eingeschränkten Arbeitsraum zu sehen sind [2]. Da die kinematische Struktur und die gewählten Abmessungen einen direkten und signifikanten Einfluss auf das Bewegungsdesign haben, werden Parallelmanipulatoren bereits in der Entwicklungsphase hin-

sichtlich einer optimalen Bahnplanung ausgelegt. Die Trajektorienplanung beschreibt grundlegend den Zusammenhang zwischen einer geforderten Objektbewegung und der hierfür zur Verfügung stehenden Zeit. Aus diesem Grund sind Trajektorien häufig zeitlich parametrisierte Sequenzen aufeinanderfolgender Objektposen (Positionen und zugehörige Orientierungen) [3]. Bei der automatisierten Handhabung von Objekten treten ausgewählte Eigenschaften des Manipulators in den Vordergrund, wie beispielsweise das Übertragungsverhalten bezüglich der Antriebskräfte bzw. -geschwindigkeiten oder auch dynamische Parameter wie Beschleunigungen und Massenträgheiten. Zur Effizienzsteigerung der Handhabungsaufgaben von PKM bietet eine redundante Antriebskonfiguration ein zusätzliches Optimierungspotential, welches über die allgemeine Berücksichtigung der Manipatoreigenschaften hinausgeht. Dieser Beitrag zeigt die parametrisierte Entwicklung eines Simulationsmodells zur Validierung der Effizienz von Bahnplanungsalgorithmen für redundant aktivierte Parallelmanipulatoren (RA-PKM).

Die Redundanz in der Robotik kann grundlegend in vier verschiedene Klassen eingeteilt werden, die als Sensorredundanz, Aufgabenredundanz, kinematische Redundanz und Antriebsredundanz bekannt sind [4]. Die beiden letzten aufgeführten Klassen werden außerdem als mechanische Redundanzformen bezeichnet [5]. Für die Antriebsredundanz von PKM können darüber hinaus zwei weitere Typen unterschieden werden. Demnach liegt innere Antriebsredundanz (in Anlehnung an engl.: „in-branch redundancy“) vor, wenn existierende passive Gelenke angetrieben werden [6]. Demgegenüber spricht man von äußerer Antriebsredundanz (in Anlehnung an engl.: „branch redundancy“), wenn zusätzliche, angetriebene Führungsketten hinzugefügt werden [6]. Die hier aufgezeigten Überlegungen berücksichtigen allein RA-PKM mit zusätzlichen, angetriebenen Führungsketten, die keine eindeutige Lösung des inversen kinematischen Problems aufweisen [7]. Aus diesem Grund können im Fall der Antriebsredundanz Parameter im Antriebsraum variiert werden, ohne dabei die Parameter im kartesischen Raum zu beeinflussen. Vorausgegangene Untersuchungen zeigen, dass Manipulatoren mit redundantem Antriebskonzept eine energieeffizientere Nutzung der Aktuatoren aufweisen [7]. Müller [8] konnte Singularitäten durch die Antriebsredundanz vermeiden und so den erreichbaren Arbeitsraum vergrößern. Außerdem ist es möglich, die Kräfte am Endeffektor im gesamten Arbeitsraum zu homogenisieren und so die Kraftübertragung zu verbessern [9]. Dies erlaubt eine Reduzierung der Motorleistungen antriebsredundanter gegenüber konventioneller Manipulatoren bei gleicher Tätigkeit [9]. Auf Seiten der Steuerung und Regelung konnten Methoden zur Spielreduzierung [10] und zur Steigerung der Steifigkeiten im

Betrieb [11] entwickelt werden. Weitere Analysen von RA-PKM zeigen das Verbesserungspotential des Beschleunigungsvermögens durch Methoden der Homogenisierung [12].

Der vorliegende Beitrag gliedert sich wie folgt: In Kapitel 2 werden die Auswahl einer geeigneten parallelkinematischen Struktur vorgestellt und existierende RA-PKM beschrieben. Anschließend wird in Kapitel 3 das inverse kinematische Problem für einen $n (mit $n \geq 3$) gelöst. Um ein analytisches Modell für dynamische Betrachtungen bereitzustellen, wird in Kapitel 4 die Lösung des inversen dynamischen Problems in Minimalkoordinaten mit dem Prinzip der virtuellen Arbeit aufbereitet. Daran anknüpfend zeigt Kapitel 5 die geschlossene Entwicklungsumgebung, welche die automatische Generierung eines Simulationsmodells ermöglicht. Abschließend gibt Kapitel 6 eine Zusammenfassung der Ergebnisse und einen Ausblick für zukünftige Forschungsinteressen.$

2. Auswahl der kinematischen Struktur

Die folgende Ausarbeitung untersucht die kegelförmige Gestellkonfiguration der Delta Kinematik (hier $n). Der Hauptvorteil dieser Konfiguration liegt in der vertikalen Abstützung der Antriebsachsen gegenüber der Schwerkraft. Dabei zeigen Corves et al. [7], dass die kegelige Gestellbauform für ein antriebsredundantes System vorteilhaftes Verhalten in Bezug auf die Antriebskräfte aufweist. Bei Voruntersuchungen wurde der $n mit $nn-PCR Manipulatoren verglichen. Alle Strukturen sind exemplarisch mit vier Führungsketten in Bild 1 dargestellt.$$$



Bild 1: Untersuchte Strukturen n -PRPaR, n -PCR und n -CRR

Die Voruntersuchungen ergaben, dass sich das Übertragungsverhalten des n -CRR in der kegelförmigen Gestellanordnung besonders sensiv auf Abmessungsänderungen des Endeffektors reagiert. Dies führt zu einem, im Vergleich zum n -PRPaR deutlich kleineren Arbeits-

raum. Um einen Arbeitsraum vergleichbarer Größe zu gewährleisten, ist demnach ein deutlich größerer Endeffektor notwendig, der mit hohen, bewegten Massen am Ende der Führungsketten einhergeht. Darüber hinaus gestaltet sich der Antrieb eines Drehschubgelenkes als konstruktiv aufwändig. Aufgrund dieser Eigenschaften wurde der *n-CRR* von weiteren Betrachtungen ausgeschlossen. Ähnliche Probleme ergeben sich bei der Untersuchung des *n-PCR*, bei welchem die Größe des Arbeitsraums maßgeblich durch die Länge des passiven Drehschubgelenkes beeinflusst wird. Die angesprochenen Achsen kollidieren bei der Ausführung der Schubbewegung zum Kegelmittelpunkt und führen zum Ausschluss des *n-PCR*. Der *n-PRPaR* wird außerdem als Vorzugsvariante ausgewählt, da seine Übertragungsscharakteristik bereits hinreichend aus intensiven Forschungsuntersuchungen bekannt ist. In der Literatur werden linear angetriebene Deltas, auch als Linapods bezeichnet, nach ihrer Gestellform in orthogonale (z.B. Orthoglide), horizontale (z.B. Triglide oder Uranse SX), vertikale (häufig genutzt für 3D-Druck im Privatbereich) und kegelförmige (z.B. Delta Keops) Bauformen unterteilt. Ebenso existieren hybride Bauformen (z.B. Delta Ibis), die sowohl Schub- als auch Drehantriebe besitzen. Es existieren ebenso umgekehrte Bauformen, bei denen lineare Aktuatoren am Endeffektor angreifen und nicht am Gestell [15]. Einen guten Überblick über Delta-ähnliche Manipulatoren wird von Brinker et al. [16] gegeben, wobei dort sowohl Rotations- als auch Schubantriebe berücksichtigt werden. Der hier vorgestellte Ansatz, einen antriebsredundanten Linapod zu untersuchen, ist bisher einzigartig. Die untersuchte Struktur ist Bild 2 beispielhaft mir vier Führungsketten dargestellt.

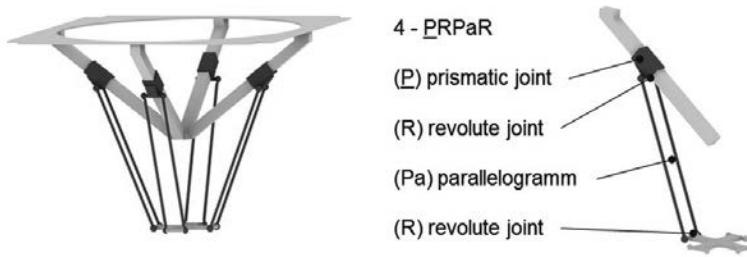


Bild 2: Baugruppe des 4-PRPaR (links) und Bein mit PRPaR Struktur (rechts)

3. Inverses kinematisches Problem

Die inverse Kinematik stellt den Zusammenhang zwischen der Endeffektorbewegung und der dafür notwendigen Bewegung der angetriebenen Gelenke dar. Zur Herleitung kann für

eine beliebige Position des Tool Center Points (TCP) ${}^0\mathbf{p}$ folgende Schließbedingung entlang einer PRPnP-Führungsstrecke aufgestellt werden (siehe Bild 3):

$${}^0\mathbf{p} = {}^0\mathbf{a}_i + {}^0\mathbf{l}_{1,i} + {}^0\mathbf{l}_{H,i} + {}^0\mathbf{l}_{2,i} - {}^0\mathbf{b}_i \quad (1)$$

mit ${}^0\mathbf{a}_i$: Gestellradius (Bein i)

${}^0\mathbf{l}_{1,i}$: Stellgröße des Antriebs (Bein i)

${}^0\mathbf{l}_{H,i}$: Versatz des Antriebs (Bein i)

${}^0\mathbf{l}_{2,i}$: Länge des Parallelogramms (Bein i)

${}^0\mathbf{b}_i$: Radius des Endeffektors (Bein i)

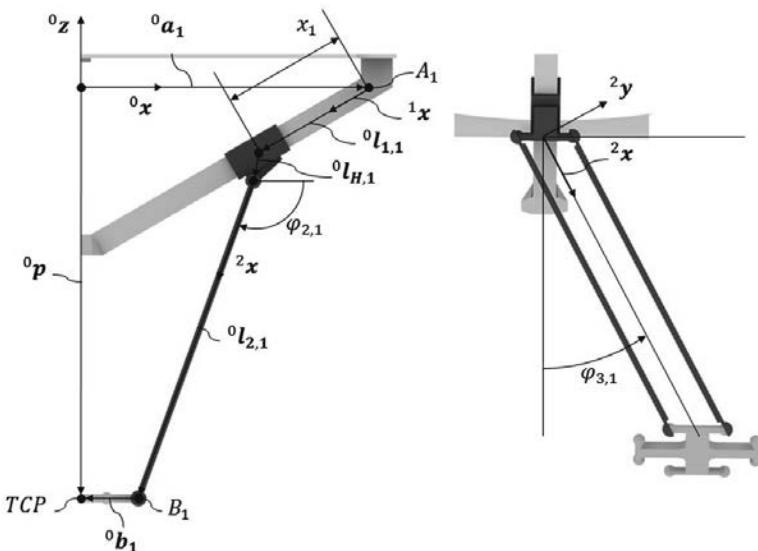


Bild 3: Parametrisierung eines Beins mit zugehöriger Schließbedingung

Die zeitliche Ableitung dieser Beziehung ergibt folgenden Zusammenhang:

$${}^0\dot{\mathbf{p}} = {}^0\dot{\mathbf{l}}_{1,i} + {}^0\omega_{2,i} \times {}^0\mathbf{l}_{2,i} \quad (2)$$

Durch die linksseitige Multiplikation von Gleichung (2) mit der Länge der Parallelogrammstruktur ${}^0\mathbf{l}_{2,i}$ kann das Kreuzprodukt aufgelöst werden. Unter Berücksichtigung von ${}^0\dot{\mathbf{l}}_{1,i} = \dot{x}_i {}^0\mathbf{e}_{1,i}$ ergibt sich folgende Vereinfachung:

$${}^0\mathbf{l}_{2,i} \cdot {}^T {}^0\dot{\mathbf{p}} = {}^0\mathbf{l}_{2,i} {}^T \cdot {}^0\mathbf{e}_{1,i} \dot{x}_i \quad (3)$$

Durch Umstellen von Gleichung (3) kann je Führungskette i ein Eintrag der Jacobimatrix $J_{p,i}$ gefunden werden:

$$\dot{x}_i = \underbrace{\frac{{}^0\mathbf{l}_{2,i}^T / ({}^0\mathbf{l}_{2,i}^T \cdot {}^0\mathbf{e}_{1,i})}{{}^0\mathbf{l}_{2,i}^T}}_{{}^0\mathbf{J}_{p,i}} {}^0\dot{\mathbf{p}} \quad (4)$$

Abschließend kann für den n -PRPAr die gesamte Jacobimatrix \mathbf{J}_p wie folgt definiert werden:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} {}^0\mathbf{l}_{2,1}^T / ({}^0\mathbf{l}_{2,1}^T \cdot {}^0\mathbf{e}_{1,1}) \\ \vdots \\ {}^0\mathbf{l}_{2,n}^T / ({}^0\mathbf{l}_{2,n}^T \cdot {}^0\mathbf{e}_{1,n}) \end{bmatrix} {}^0\dot{\mathbf{p}} = \mathbf{J}_p {}^0\dot{\mathbf{p}} \quad (5)$$

4. Inverses dynamisches Problem

Die bekanntesten Verfahren zur Lösung der inversen Dynamik bedienen sich des Prinzips der virtuellen Arbeit, der Newton-Euler Gleichungen beziehungsweise des Verfahrens nach Lagrange. In Brinker *et al.* [13] wird für diese drei Verfahren eine Vergleichsstudie zur Berechnung der inversen Dynamik für Clavels Delta Struktur durchgeführt. Dabei weist der Lagrange Formalismus für den Delta mit Rotationsantrieben die geringste Rechenzeit zur Lösung der inversen Dynamik auf. Bei steigender Komplexität der Kinematik, die z.B. durch zusätzliche Orientierungen in Form von seriellen Ketten entsteht, werden energie-basierte Berechnungsansätze meist aufwendig und ebenso rechenintensiv [14]. Bei dem Verfahren der virtuellen Arbeit werden gliedbezogene Jacobimatrizen ermittelt, die vergleichsweise einfach überprüft werden können. Aus diesem Grund wird in dieser Studie das Prinzip der virtuellen Arbeit zur Herleitung der inversen Dynamik angewendet.

Aus Gleichung (2) kann die Winkelbeschleunigung des zweiten Gliedes ${}^0\omega_{2,i}$ bestimmt werden:

$${}^0\omega_{2,i} = \frac{{}^0\mathbf{l}_{2,i} \times ({}^0\dot{\mathbf{p}} - {}^0\mathbf{l}_{1,i})}{l_2^2} \quad (6)$$

Außerdem können die Geschwindigkeiten des Antriebsgliedes ${}^0v_{1,i,cog}$ und des Parallelogramms ${}^0v_{2,i,cog}$ bezogen auf ihre jeweiligen Schwerpunkte dargestellt werden:

$${}^0v_{1,i,cog} = {}^0\dot{\mathbf{l}}_{1,i} = \dot{x}_i {}^0\mathbf{e}_{1,i} \quad (7)$$

$${}^0v_{2,i,cog} = {}^0v_{cog1,i} + {}^0\omega_{2,i} \times \frac{1}{2} {}^0\mathbf{l}_{2,i} \quad (8)$$

Um die Antriebsbeschleunigung \ddot{x}_i zu ermitteln, wird zunächst die Gleichung (2) nach der Zeit abgeleitet:

$${}^0\ddot{p} = {}^0\ddot{l}_{1,i} + {}^0\omega_{2,i} \times {}^0l_{2,i} + {}^0\omega_{2,i} \times ({}^0\omega_{2,i} \times {}^0l_{2,i}) \quad (9)$$

Durch das Einsetzen von ${}^0\ddot{l}_{1,i} = \ddot{x}_i {}^0e_{1,i}$ und durch Skalarmultiplikation mit ${}^0\omega_{2,i}$ ergibt sich hieraus der folgende Zusammenhang:

$${}^0\ddot{p} = {}^0\ddot{l}_{1,i} {}^0l_{2,i} + {}^0\omega_{2,i} \times ({}^0\omega_{2,i} \times {}^0l_{2,i}) {}^0l_{2,i} \quad (10)$$

Das Umstellen von Gleichung (10) nach \ddot{x}_i ergibt folgenden Ausdruck:

$$\ddot{x}_i = \frac{[{}^0\ddot{p} + {}^0\omega_{2,i} \times ({}^0\omega_{2,i} \times {}^0l_{2,i})] {}^0l_{2,i}}{}^0e_{1,i} {}^0l_{2,i} \quad (11)$$

Mit der Bestimmung der Antriebsbeschleunigung \ddot{x}_i ist es anschließend möglich die unbekannte Winkelbeschleunigung ${}^0\ddot{\omega}_{2,i}$ des Parallelogramms aus Gleichung (9) zu bestimmen:

$${}^0\ddot{\omega}_{2,i} = \frac{{}^0l_{2,i} \times [{}^0\ddot{p} - {}^0\ddot{l}_{1,i} - {}^0\omega_{2,i} \times ({}^0\omega_{2,i} \times {}^0l_{2,i})]}{{}^0l_{2,i}^2} \quad (12)$$

Aus den bestimmten Größen können des Weiteren die Schwerpunktbeschleunigungen des Antriebsgliedes ${}^0a_{1,i,cog}$ sowie des Parallelogramms ${}^0a_{2,i,cog}$ bestimmt werden.

$${}^0a_{1,i,cog} = {}^0\ddot{l}_{1,i} = \ddot{x}_i {}^0e_{1,i} \quad (13)$$

$${}^0a_{2,i,cog} = {}^0\ddot{l}_{1,i} + {}^0\ddot{\omega}_{2,i} \times \frac{1}{2} {}^0l_{2,i} + {}^0\omega_{2,i} \times \left({}^0\omega_{2,i} \times \frac{1}{2} {}^0l_{2,i} \right) \quad (14)$$

Insgesamt sind somit die Bewegungszustände der gesamten Führungskette definiert. Auf dieser Basis können die Kräfte und Momente aus Gewichts- und Träigkeitseinflüssen $[f_p \ m_p]^T$ bestimmt werden. Für den Endeffektor ist der Kraft-/ Momentenvektor Q_p aufgrund der rein translatorischen Bewegungen wie folgt zu ermitteln:

$$Q_p = \begin{bmatrix} f_p \\ m_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_p({}^0g - {}^0\ddot{p}) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

Für das Antriebsglied und das Parallelogramm setzen sich die Kraft-/ Momentenvektoren ${}^iQ_{1,i}$ beziehungsweise ${}^iQ_{2,i}$ folgendermaßen zusammen:

$${}^iQ_{1,i} = \begin{bmatrix} {}^i\dot{f}_{1,i} \\ {}^i\dot{m}_{1,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_1({}^i\dot{g} - {}^i\dot{a}_{1,i,cog}) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$${}^iQ_{2,i} = \begin{bmatrix} {}^i\dot{f}_{2,i} \\ {}^i\dot{m}_{2,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2({}^i\dot{g} - {}^i\dot{a}_{2,i,cog}) \\ -{}^iI_{2,i} {}^i\dot{\omega}_{2,i} - {}^i\omega_{2,i} \times ({}^iI_{2,i} {}^i\omega_{2,i}) \end{bmatrix} \quad (17)$$

Um den Zusammenhang zwischen der virtuellen Endeffektorbewegung ${}^i v_{1,i,COG}$ und den bewegten Gliedern zu beschreiben, werden Jacobimatrizen für die Anteile der Translation $J_{1,i,COG}$ und Rotation $J_{1,i,\omega}$ gebildet.

$${}^i v_{1,i,COG} = \begin{bmatrix} \dot{x}_i \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{p,i} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} {}^0 \dot{p} = J_{1,i,COG} {}^0 \dot{p} \quad (18)$$

$$J_{1,i,\omega} = \mathbf{0} \quad (19)$$

Da das Antriebsglied bei einer reinen Schubbewegung keine Drehung erfährt, ergibt sich eine Nullmatrix für die Jacobimatrix der Rotation. Für das Parallelogramm lässt sich die Winkelgeschwindigkeit ${}^i \omega_{2,i}$ in Abhängigkeit der Rotationsmatrix $T_{20,i}$ wie folgt ausdrücken:

$${}^i \omega_{2,i} = \frac{[T_{20,i} {}^0 l_{2,i}]_x [T_{20,i} - J_{1,i,COG}]}{l_2^2} {}^0 \dot{p} = J_{2,i,\omega} {}^0 \dot{p} \quad (20)$$

Mit der lokalen Winkelgeschwindigkeit ist es außerdem möglich die lokale Schwerpunktgeschwindigkeit ${}^i v_{2,i,COG}$ anzugeben:

$${}^i v_{2,i,COG} = \left[T_{20,i} - \frac{[T_{20,i} {}^0 l_{2,i}]_x [T_{20,i} - J_{1,i,COG}] [T_{20,i} {}^0 l_{2,i}]_x}{2l_2^2} \right] {}^0 \dot{p} = J_{2,i,COG} {}^0 \dot{p} \quad (21)$$

Abschließend kann das Prinzip der virtuellen Arbeit angewendet werden. Dabei werden die resultierenden virtuellen Verschiebungen am Endeffektor in Relation zu den Bewegungen der einzelnen Glieder gesetzt:

$$\delta x^T \tau + \delta \chi_p^T Q_p + \sum_{i=1}^z \delta^i \chi_{1,i}^T \cdot {}^i Q_{1,i} + \sum_{i=1}^z \delta^i \chi_{2,i}^T \cdot 2 \cdot {}^i Q_{2,i} = 0 \quad (22)$$

Mit den hergeleiteten Jacobimatrizen können die lokalen Verschiebungen δx , $\delta \chi_{1,i}$ und $\delta \chi_{2,i}$ in Abhängigkeit der Endeffektorbewegung $\delta \chi_p$ angegeben werden:

$$\delta x = J_p \cdot \delta \chi_p \quad (23)$$

$$\delta^i \chi_{1,i} = J_{1,i}^* \cdot \delta \chi_p, \text{ mit } J_{1,i}^* = \begin{bmatrix} J_{1,i,COG} \\ J_{1,i,\omega} \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$\delta^i \chi_{2,i} = J_{2,i}^* \cdot \delta \chi_p, \text{ mit } J_{2,i}^* = \begin{bmatrix} J_{2,i,COG} \\ J_{2,i,\omega} \end{bmatrix} \quad (25)$$

Durch das Einsetzen der Gleichungen (23), (24), und (25) in Gleichung (22) ist es letzten Endes möglich nach den Antriebskräften τ aufzulösen:

$$\tau = -J_p^{-T} \left[Q_p + \sum_{i=1}^z (J_{1,i}^* {}^T \cdot {}^i Q_{1,i} + J_{2,i}^* {}^T \cdot 2 \cdot {}^i Q_{2,i}) \right] \quad (26)$$

5. Verknüpfte Entwicklungsumgebung

Der Entwicklungsprozess von Parallelkinematiken ist in der Regel durch mehrere Optimierungsschleifen und Iterationen gekennzeichnet, die sich in verändernden kinematischen und dynamischen Parametern zeigen. In den meisten Fällen müssen diese Parameter durch Optimierungsalgorithmen gefunden werden, da z.B. die Konfiguration mit dem maximalen Arbeitsraum bei minimalen statischen Antriebskräften gesucht wird. Es ist üblich, dass eine Struktur mehrfach auf verschiedene Optimierungsziele untersucht wird. Die notwendige Voraussetzung für eine solche Optimierung sind analytische Lösungen für die inversen kinematischen und dynamischen Probleme wie sie in Kapitel 3 und 4 gefunden wurden. Die Berechnung erfolgt üblicherweise mittels technischer Berechnungsprogramme, hier Matlab, um bereits implementierte Methoden nutzen zu können. Auf diese Weise wird bereits am Anfang des Entwicklungsprozesses Aufschluss über viele mechanische Eigenschaften des Systems gegeben. Auch wenn diese Informationen von hoher Bedeutung sind, genügen Sie nicht zur allumfassenden Entwicklung des Manipulators. Kollisionsneigungen der Führungsketten oder die konstruktive Umsetzung können im Rahmen von Matlab nur schwer erfolgen, sodass die Verwendung von intuitiveren und gestalterischen Werkzeugen, wie einer CAD Entwicklungs-umgebung, wünschenswert ist.

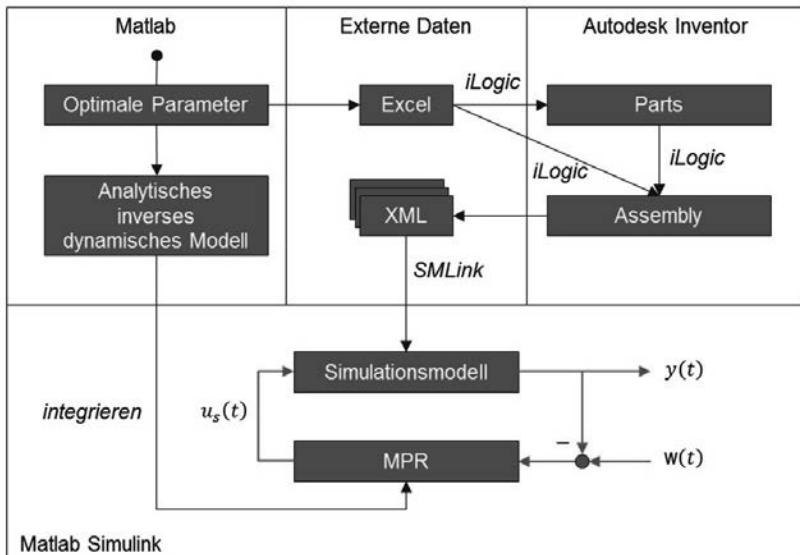


Bild 4: Automatisierter Arbeitsverlauf für ein geregeltes Simulationsmodell

Darüber hinaus ist es für eine effiziente Entwicklung interessant, die analytischen Ergebnisse vor der Fertigung in Form einer Simulation zu überprüfen. Außerdem bietet eine Simulationsumgebung, wie Matlab Simulink, zahlreiche weitere Funktionen, wie bspw. die Reglerauslegung. In diesem Sinn zeigt Bild 4 den Ansatz, die analytische Berechnung in Matlab, die gestalterische Umgebung von Autodesk Inventor und die Simulation in Matlab Simulink dynamisch miteinander zu koppeln.

Da CAD-Systeme nach den Prinzipien der objektorientierten Programmiersprachen aufgebaut sind, ermöglicht das Zuweisen von Eigenschaften wie Längen oder Materialien automatisch die parametrisierte Entwicklung des Manipulators. Bei symmetrischen Systemen wie dem *n*-PRPaR können viele Konstruktionsobjekte wiederverwendet und somit die Parametrisierung vereinfacht werden. Während sich der Nutzer auf die konstruktive Umsetzung konzentriert, steigert das CAD-System im Hintergrund durch zusätzliche Prozesse die mechanische Aussagekraft des Modells. Beispielsweise werden auch für komplexe geometrische Objekte die Massenträgheiten *I* genau berechnet, während diese in einer Matlab-Berechnung nur durch geometrisch ähnliche Objekte angenähert werden können. In diesem Sinne stellt das CAD Programm in Bezug auf gewisse Größen deutlich genauere und komplexere Daten bereit, als es in Matlab ohne großen Aufwand möglich ist. Um beide Systeme miteinander zu verbinden, werden die Modelle exakt gleich parametrisiert und zwischen den Programmen übergeben. Mit der integrierten Programmiersprache iLogic ist es bei Autodesk Inventor möglich, die Parameter im Fall von Änderungen automatisch zu beziehen und die gesamte Baugruppe neu aufzubauen. Mit dieser automatischen Verknüpfung stimmen die Berechnung und das CAD Modell exakt überein. Auf diese Weise kann eine in Matlab neu errechnete Konfiguration in Inventor auf Kollisionen und konstruktive Machbarkeit hin untersucht werden. Darüber hinaus bietet das Inventor Plugin SimMechanics Link, welches von Matlab bereitgestellt wird, die Möglichkeit eine vollständige Simulation des Manipulators über XML- und STEP-Dateien zu erzeugen. Somit gelingt es nicht nur die Informationen aus der technischen Berechnung in die grafische Modellierung zu übertragen, sondern auch die dadurch entstandenen Zusatzinformationen (Geometrien, Trägheiten, etc.) in die Matlab Entwicklungsumgebung zurück zu transferieren. In Bild 4 ist außerdem ein modellprädiktiver Regler (MPC) dargestellt, der beispielhaft die Reglerauslegung als nächsten Schritt des Entwicklungsprozesses andeutet. Insgesamt ist ein agiler Ansatz gefunden worden, der die ersten Schritte des Entwicklungsprozesses einer RA-PKM flexibel abbildet und automatisiert. Dabei werden die Stärken der einzelnen Entwicklungsumgebungen ausgenutzt und abschließend unter Beibehaltung aller Informationen in eine Simulation übertragen.

6. Diskussion und Ausblick

Insgesamt konnten die analytischen Lösungen für das inverse kinematische und dynamische Problem eines n -PRPaR gefunden werden. Darüber hinaus konnte eine geschlossene Entwicklungsumgebung zwischen Matlab, Autodesk Inventor und Matlab Simulink aufgebaut werden, die folgende Vorteile aufweist:

- + Das CAD Modell spiegelt die aktuelle Lösung der technischen Berechnung wieder
- + Der Entwickler kann sowohl auf exakte mathematische Berechnungen als auch auf intuitive modellierende Verfahren zurückgreifen
- + Das Simulationsmodell besitzt präzise Angaben über die grafische Repräsentation und die mechanischen Modelleigenschaften
- + Das System ist robust und auf zahlreiche Iterationen ausgelegt

In Zukunft können mit diesem Ansatz verschiedene redundante Konfigurationen des n -PRPaR miteinander verglichen, Regelungsstrategien untersucht und die Einflüsse der Redundanz auf das Systemverhalten ausführlich untersucht werden.

Literatur

- [1] Merlet, J.-P.: Parallel Robots (Series: Solid Mechanics and Its Applications). Springer (2006)
- [2] Gogu, G.: Structural Synthesis of Parallel Robots – Part 1: Methodology. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer (2008)
- [3] Biagliotti, L. and Melchiorri, C.: Trajectory Planning for Automatic Machines and Robots. Berlin, Heidelberg (2008).
- [4] Pierrot, F.: Parallel Mechanisms and Redundancy. In: 1st Int. Colloquium, Collaborative Research Centre 562, Braunschweig, May 29-30, pp. 261-277 (2002)
- [5] Lorenz, M., Corves, B. and Riedel, M.: Kinetostatic Performance Analysis of a Redundantly Driven Parallel Kinematic Manipulator. In Proc. of the ASME 2014 Int. Design Engineering Technical Conference & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE, Buffalo, New York, August 17-20, (2014)
- [6] Garg, V., Nokleby, S. B. and Carretero, J. A.: Wrench capability analysis of redundantly actuated spatial parallel manipulators. In: Mechanism and Machine Theory, 44, pp. 1070-1081 (2009)

- [7] Corves, B., Brinker, J., Lorenz, M. and Wahle, M.: Design Methodology for Translational Parallel Manipulators exhibiting Actuation Redundancy. In: Journal of Mechanical Engineering Science, 230(3), pp. 425-436 (2016)
- [8] Müller, A.: Redundant Actuation of Parallel Manipulators. In: Parallel Manipulators, Towards New Applications, Huapeng, W. (ed.), I-Tech Education and Publishing, Wien (2008)
- [9] Xie, F., Liu, X.-J. and Wang, J.: Performance Evaluation of Redundant Parallel Manipulators Assimilating Motion/Force Transmissibility. In: Int. Journal of Advanced Robotic Systems, 8, pp. 113-124 (2011)
- [10] Müller, A.: Internal Preload Control or Redundantly Actuated Parallel Manipulators – Its Application to Backlash Avoiding Control. In: IEEE Transactions on Robotics, 21(4), pp. 668-677 (2005)
- [11] Kim, S.: Optimal Redundant Actuation of Closed Chain Mechanisms for High Operational Stiffness. In: Proc. of the 2000 Int. Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Takamatsu, pp. 683-688 (2000)
- [12] Corbel, D., Gouttefarde, M., Company, O. and Pierrot, F.: Actuation Redundancy as a Way to Improve the Acceleration Capabilities of 3T and 3T1R Pick-and-Place Parallel Manipulators. In: Journal of Mechanisms and Robotics, 2, 13 pages (2010)
- [13] Brinker, J. and Corves, B. and Wahle, M.: A Comparative Study of Inverse Dynamics based on Clavel's Delta robot. In: Proc. of the 14th World Congress in Mechanism and Machine Science, Taipei, Taiwan, October 25-30 (2015)
- [14] Brinker, J. and Corves, B.: Lagrangian based dynamic Analyses of Delta Robots with serial-parallel Architecture. In: Proc. of the ROMANSY 2016 21st CISM-IFToMM Symposium on Robot Design, Dynamics, and Control, Udine (IT), June 20-23 (2016)
- [15] Mitova T. and Vatkitchev A.: Analysis of a closed space mechanism with three degree of mobility. XI COBEM, Rio de Janeiro (BR) (1991)
- [16] Brinker, J. and Corves, B.: A Survey on Parallel Robots with Delta-like Architecture. In: Proc. of the 14th World Congress in Mechanism and Machine Science, Taipei, Taiwan, October 25-30 (2015)
- [17] Tsai, L.-W.: Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators. John Wiley & Sons, NY (1999)

Situative Bewegungssimulation des zweibeinigen, parallelkinematischen Schreitroboters CENTAUROB

M.Sc. **Stefan Schulz**, Technische Universität Hamburg;
Dr.-Ing. **Arthur Seibel**,
Prof. Dr. E.h. Dr.-Ing. habil. **Josef Schlattmann**,
VDI, Technische Universität Hamburg

Kurzfassung

Am Arbeitsbereich Anlagensystemtechnik und methodische Produktentwicklung der Technischen Universität Hamburg entsteht derzeit der zweite Prototyp des zweibeinigen Schreitroboters CENTAUROB, der sich aus zwei seriell angeordneten parallelen Kinematiken (Hexapoden) zusammensetzt. Durch die patentierten C-förmigen Füße wird eine Bewegung in beliebiger Richtung ermöglicht, sodass mit dem Roboter sowohl schräge Ebenen als auch gerade und wendelförmige Treppen zu bewältigen sind. Der CENTAUROB stellt damit eine universelle Laufmaschine dar, die durch ihre hohe Stabilität, Belastbarkeit und Präzision zahlreiche Anwendungen ermöglicht.

In diesem Beitrag werden situative Bewegungssimulationen des CENTAUROB präsentiert, mit deren Hilfe die Bewegungsvielfalt dieses Roboters veranschaulicht werden soll. Dabei wird der Verlauf des Schwerpunkts der einzelnen Körper und des Gesamtschwerpunkts sowie dessen Projektion als Gleichgewichtskriterium während eines Schritts demonstriert. Zudem wird auf die notwendigen Ausgleichsbewegungen der Hüftplattform im Bewegungsablauf sowie auf die Grenzen des Arbeitsbereichs eingegangen.

Abstract

The Workgroup on System Technologies and Engineering Design Methodology at Hamburg University of Technology is currently developing the second prototype of the two-legged walking robot CENTAUROB, which consists of two serially arranged parallel kinematics (hexapods). By the patented C-shaped feet, a movement in any direction is possible, so that the robot can handle slopes as well as straight and spiral stairs. Therewith, the CENTAUROB represents a universal walking machine that allows many applications due to its high stability, strength, and precision.

In this paper, situational motion simulations of the CENTAUROB are presented in order to illustrate the diversity of possible motions of this robot. Here, the paths of the center of mass

of the individual bodies, the overall center of mass, and the projection of the overall center of mass are taken as an equilibrium criterion during one step. In addition, the necessary compensatory movements of the hip during one step and the boundaries of the working area are illustrated and discussed.

1. Einleitung

Zweibeinige Schreitroboter lassen sich unter anderem anhand ihrer kinematischen Struktur klassifizieren. Aufgrund des geringeren Steuerungsaufwands werden meist Roboter mit serieller Kinematik verwendet. Beispiele dafür sind die humanoiden Roboter Asimo [1] und LOLA [2] sowie die Roboter der WABIAN-Serie [3]. Der erste Prototyp des CENTAUROB, der zwei Hexapoden als Beinstrukturen nutzt, wurde 1997 entwickelt [4]. Die Verwendung einer Parallelkinematik führt zu einer höheren Stabilität und Belastbarkeit sowie zu kleineren Positionsfehlern im Vergleich zu Robotern mit serieller Kinematik. Die zweite Realisierung eines zweibeinigen Roboters mit Parallelkinematik, die bisher existiert, ist der Waseda-Leg aus Japan [3].

Der CENTAUROB stellt einen mobilen Serviceroboter dar, der aus einer Hüfte, mehreren Gelenken, zwei Beinen sowie zwei Füßen besteht. Eine Besonderheit des Roboters sind seine C-förmigen Füße, die verschiedene Bewegungsarten und Schrittweiten erlauben, wie zum Beispiel das Übersteigen oder Umlaufen von Hindernissen sowie das Erklimmen von geradlinigen und wendelförmigen Treppen.

Der neue Prototyp des CENTAUROB hat eine komplett Neukonstruktion durchlaufen und wurde in [5] und [6] vorgestellt, siehe Bild 1. Die wichtigsten Merkmale dieses Prototypen sind der modulare, symmetrische Aufbau, die spezielle C-Form der Füße sowie die identische Konstruktion der Beine, wodurch sich der Rechenaufwand für die inverse Kinematik erheblich reduziert. Der symmetrische Aufbau führt dazu, dass sich der Gesamtschwerpunkt des Roboters genau in der Mitte der Hüfte befindet, sodass eine bevorzugte Bewegungsrichtung oder eine asymmetrische Belastung der Beine vermieden werden.

2. Allgemeiner Bewegungsablauf

Im Allgemeinen kann die Bewegung des CENTAUROB in zwei Kategorien unterteilt werden, der statisch stabilen und der dynamisch, teils instabilen Bewegung. Hier wird ausschließlich die statisch stabile Bewegung betrachtet. Darüber hinaus muss zwischen der Einzelschritt- und der Mehrschrittbewegung unterschieden werden. In der Mehrschrittbewegung kann der Roboter eine Zielposition erreichen, die außerhalb des erreichbaren Arbeitsbereichs liegt, indem die Bewegung in mehrere Schritte unterteilt wird. Dies erfordert einen komplexeren

Algorithmus als beim Einzelschritt, bei dem nur erreichbare Positionen im Arbeitsbereich eingenommen werden. Trotzdem sind beide Bewegungen nahezu identisch. Der einzige Unterschied besteht darin, dass in der Mehrschrittbewegung der Roboter noch einen Befehl im Gedächtnis behält, nachdem ein Schritt gemacht worden ist.

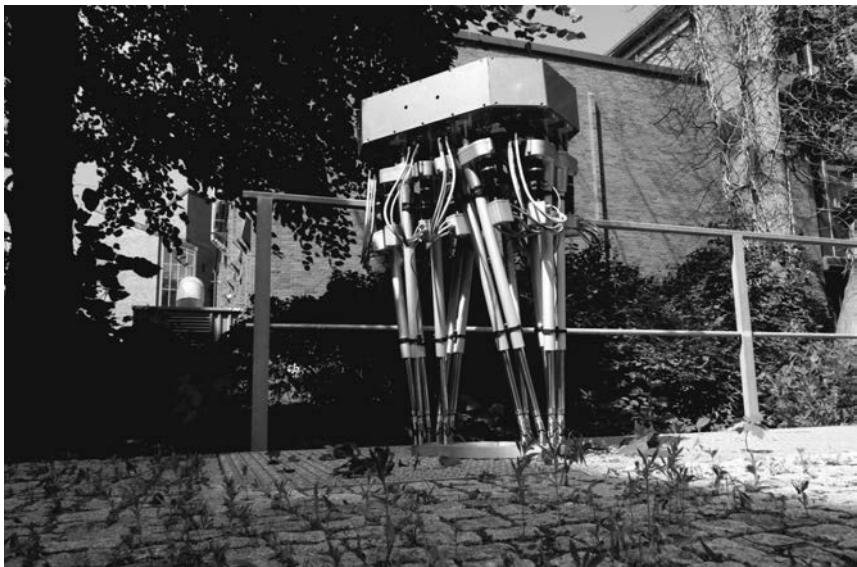


Bild 1: Neuer Prototyp des CENTAUROB

Die statisch stabile Bewegung des CENTAUROB kann in fünf Phasen unterteilt werden, wobei Phase 0 die sogenannte Ausgangssituation darstellt. In der Ausgangssituation hat der CENTAUROB die letzte Bewegung beendet oder ist neu gestartet, und das Programm wartet auf einen neuen Benutzerbefehl. Nachdem ein Befehl eingegeben worden ist, wird dieser auf Sinnhaftigkeit überprüft. Die Menge und Detailliertheit der Befehlsparameter hängen von der Komplexität und dem Automatisierungsgrad des Programms ab. Nützliche Parameter, die in einem Befehl gegeben werden können, sind beispielsweise Schrittweite, Schritthöhe, Geschwindigkeit und Richtung der Bewegung. Darüber hinaus ist es notwendig zu überprüfen, ob die Parameter in ihren Grenzen bleiben. Die Schrittweite hängt dabei beispielsweise von der Hüfthöhe ab. So kann die maximale Schrittweite von 680 mm bei einer Hüfthöhe von 937 mm erreicht werden. Im eingefahrenen und ausgefahrenen Zustand können jedoch keine Schrittweiten angefahren werden.

Nach der Überprüfung des Benutzerbefehls erfolgt die Berechnung der Trajektorien für Füße und Hüfte unter Verwendung des inversen kinematischen Modells. Dabei wird zunächst anhand der angegebenen Parameter das Geschwindigkeitsprofil für Füße und Hüfte berechnet. Unter Verwendung der inversen Jacobi-Matrix werden die Geschwindigkeitsprofile der Lineareinheiten bestimmt und anschließend den jeweiligen Motoren zugeordnet. Die Trajektorien werden im Folgenden sowohl für die Simulation der Bewegung als auch zur erneuten Überprüfung der Parameter verwendet. Die Bewegungssimulation hat den Sinn, mögliche Kollisionen zu detektieren sowie die statische Stabilität der geplanten Bewegung zu gewährleisten. Nach erfolgreicher Überprüfung kann die Bewegung freigegeben und anschließend ausgeführt werden. Je nach Zeitaufwand, der für die Berechnung und Überprüfung der Trajektorien benötigt wird, können freigegebene Teiltrajektorien bereits ausgeführt werden, obwohl die Überprüfung der Gesamttrajektorie noch nicht beendet ist. Dies reduziert die Zeit zwischen Eingabe und Ausführung des Befehls. Je nach Automatisierungsgrad kann die Trajektorie auch vom Programm eigenständig angepasst werden, zum Beispiel um auf eine äußere Kraft oder eine Änderung der Bodenoberfläche zu reagieren.

Das Bild 2 zeigt die fünf Bewegungszustände des CENRAUROB. Wie bereits erwähnt, sind die Phasen 1 bis 4 Teil jeder Bewegung. Die einzigen Parameter, die variieren, sind die Bewegungsrichtung, die Schrittänge, die Schritthöhe, die Hüfthöhe, die Geschwindigkeit sowie die Orientierung der Füße und der Hüfte. Ausgehend von der Ausgangsposition, in welcher der CENTAUROB mit beiden Füßen mittig unterhalb seiner Hüfte steht, wird in Phase 1 die Hüfte über den größeren Fuß verschoben, um die Stabilität für die nachfolgende Bewegung zu erhöhen und den anderen Fuß zu entlasten. Diese Hüftbewegung reduziert zwar die auftretenden Kräfte in den Lineareinheiten, erhöht jedoch die Gefahr des Kippens, da sich der Abstand zum nächstgelegenen Rand verringert. In Bild 3 sind der Hüftmittelpunkt und der Gesamtschwerpunkt des CENTAUROB für Hüftverschiebungen von 0 mm, 100 mm und 160 mm dargestellt.

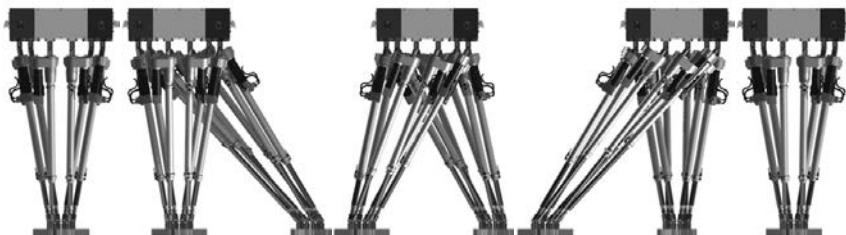


Bild 2: Die charakteristischen Bewegungszustände des CENTAUROB

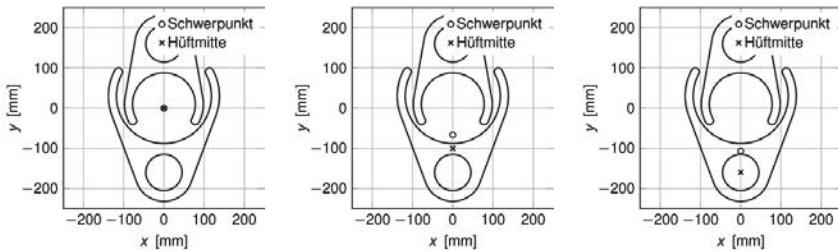


Bild 3: Hüftmittelpunkt und Gesamtschwerpunkt des CENTAUROB für Hüftverschiebungen von 0 mm (links), 100 mm (Mitte) und 160 mm (rechts)

In Phase 2 wird der kleinere Fuß entlang der Trajektorie zur Zielposition bewegt. In [5] wurden drei verschiedene Trajektorien zum Erreichen der Zielposition ohne Kollisionen der Füße beschrieben. Aus ökonomischen Gründen wurde die Variante gewählt, in welcher der kleinere Fuß zunächst auf die Höhe des größeren Fußes angehoben und erst anschließend die Fußbewegung nach vorn ausgeführt wird. Es existieren jedoch einige Parameter, welche die Fußtrajektorie beschränken. Dazu gehört unter anderem auch die Schrittweite. Die minimale Schrittweite, die sich durch die Fußform ergibt, liegt bei 238 mm. Die maximale Schrittweite hängt maßgeblich von der SCHRITTHÖHE und der Höhe der HÜFTEN ab, wie in Bild 4 gezeigt.

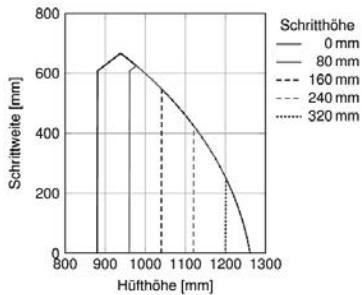


Bild 4: Maximale Schrittweite des CENTAUROB in Abhängigkeit von der SCHRITTHÖHE und der Höhe der HÜFTEN

In Phase 3 wird die Hüfte von der Position über dem größeren Fuß zu derjenigen über dem kleineren Fuß bewegt, siehe Bild 5 (links). Diese Bewegung ist notwendig, um den Schwerpunkt des CENTAUROB auf das neue Standbein zu verschieben. Die Trajektorie ist hierbei statisch stabil, da im sogenannten Zweibeinstand die Bodenprojektion des Gesamtschwer-

punkts den Stabilitätsbereich, der von beiden Füßen gebildet wird und im Bild grau markiert ist, nie verlässt.

Um den Rechenaufwand für die Bewegung zu minimieren, sind die Phasen 4, in welcher der größere Fuß unter die Hüfte zurückgeführt wird, und 5, in der die Hüfte mittig über die Füße positioniert wird, äquivalent zur zweiten bzw. ersten Phase. In Bild 5 (rechts) ist der Verlauf der Bodenprojektion des Gesamtschwerpunkts für einen kompletten Schritt dargestellt.

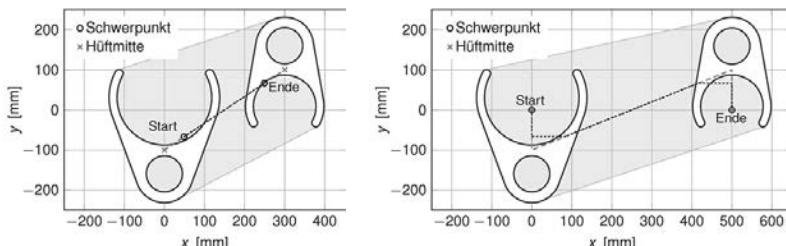


Bild 5: Verlauf der Bodenprojektion des Gesamtschwerpunkts in Phase 3 (links) und für einen kompletten Schritt (rechts)

Für sehr große Schrittweiten, z. B. 680 mm, ist es notwendig, in den Phasen 1 und 4 die Hüfte entgegen der Bewegungsrichtung zu verschieben, um die Stabilität im Bewegungsablauf zu gewährleisten. Ein Vergleich des Schwerpunktverlaufs mit und ohne Hüftverschiebung ist in Bild 6 dargestellt. Dort ist zu erkennen, dass ohne Hüftverschiebung der Schwerpunkt am Ende von Phase 3 außerhalb des Stabilitätsgebiets des kleinen Fußes liegen würde.

3. Situative Bewegungssimulation

Die Agilität und Vielseitigkeit des CENTAUROB lassen sich sehr gut anhand von situativen Bewegungssimulationen verdeutlichen. Obwohl die generelle Bewegungsrichtung vorwärts ist, kann der Roboter sich seitwärts bewegen, Hindernisse übersteigen, erklimmen oder umlaufen, sich drehen sowie gerade und wendelförmige Treppen steigen. Anhand von idealisierten Beispielsituationen lässt sich die Realisierbarkeit komplexer Bewegungsabläufe des Roboters demonstrieren.

Zunächst soll jedoch die reine Vorwärtsbewegung betrachtet werden, die bereits im Abschnitt 2 ausführlich beschrieben wurde. In Bild 7 ist der Bewegungsverlauf sowie die dazugehörigen Bodenprojektionen des Gesamtschwerpunkts und des Hüftmittelpunkts dargestellt. Es ist festzustellen, dass die Bodenprojektion des Gesamtschwerpunkts während der Bewegung das jeweilige Stabilitätsgebiet nie verlässt.

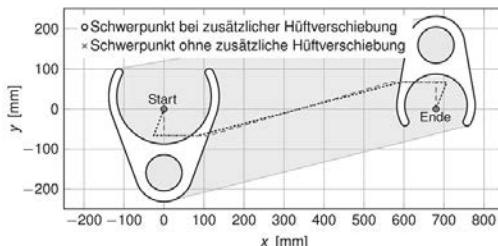


Bild 6: Schwerpunktverlauf des CENTAUROB für eine Schrittlänge von 680 mm mit und ohne Hüftverschiebung

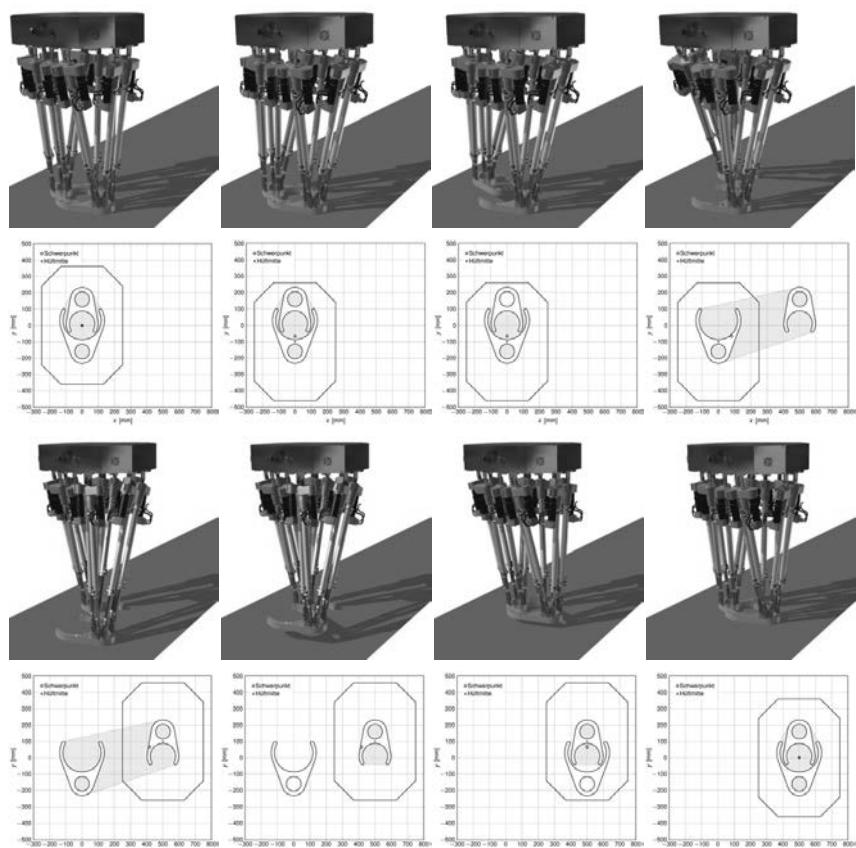


Bild 7: Der CENTAUROB beim Vorwärtsgehen

Ebenso wie das beschriebene Vorwärtslauen, ist es auch möglich, den CENTAUROB seitwärts zu bewegen. Dabei wird die Hüfte wie bisher über dem Standbein positioniert. Das dadurch entlastete Bein wird nun seitlich zur Zielposition bewegt. Im Anschluss daran wird die Hüfte wieder über das neue Standbein geschoben. Das Seitwärtslauen, exemplarisch in Bild 8 dargestellt, vereinfacht die Fußtrajektorie, da Kollisionen zwischen den beiden Füßen weniger wahrscheinlich sind.

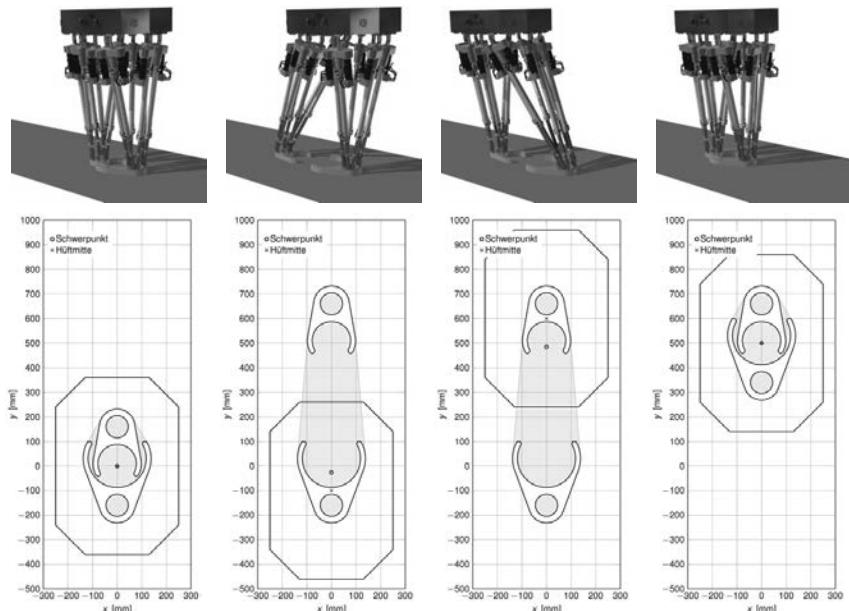


Bild 8: Der CENTAUROB beim Seitwärtslauen

In Bild 9 ist das Erklimmen einer Treppe sowie die dazugehörigen Bodenprojektionen des Gesamtschwerpunkts und des Hüftmittelpunkts dargestellt. Der Bewegungsablauf ist dem der Vorwärtsbewegung sehr ähnlich. Auch beim Treppensteigen verlässt die Bodenprojektion des Gesamtschwerpunkts nie das Stabilitätsgebiet. Nach Beendigung jedes Schritts muss jedoch die Hüfthöhe um die Stufenhöhe der Teppen angehoben werden.

Das Übersteigen von Hindernissen erfolgt ähnlich dem Erklimmen von Treppen. Es können Hindernisse von bis zu 400 mm überstiegen werden. Dabei ist anzumerken, dass aufgrund der begrenzten Länge der Aktuatoren, nur Hindernisse mit einer maximalen Breite überstie-

gen werden können. Die maximale Breite hängt wiederum von der Höhe des Hindernisses ab, da zum Übersteigen eine entsprechende Schritthöhe gewährleistet werden muss.

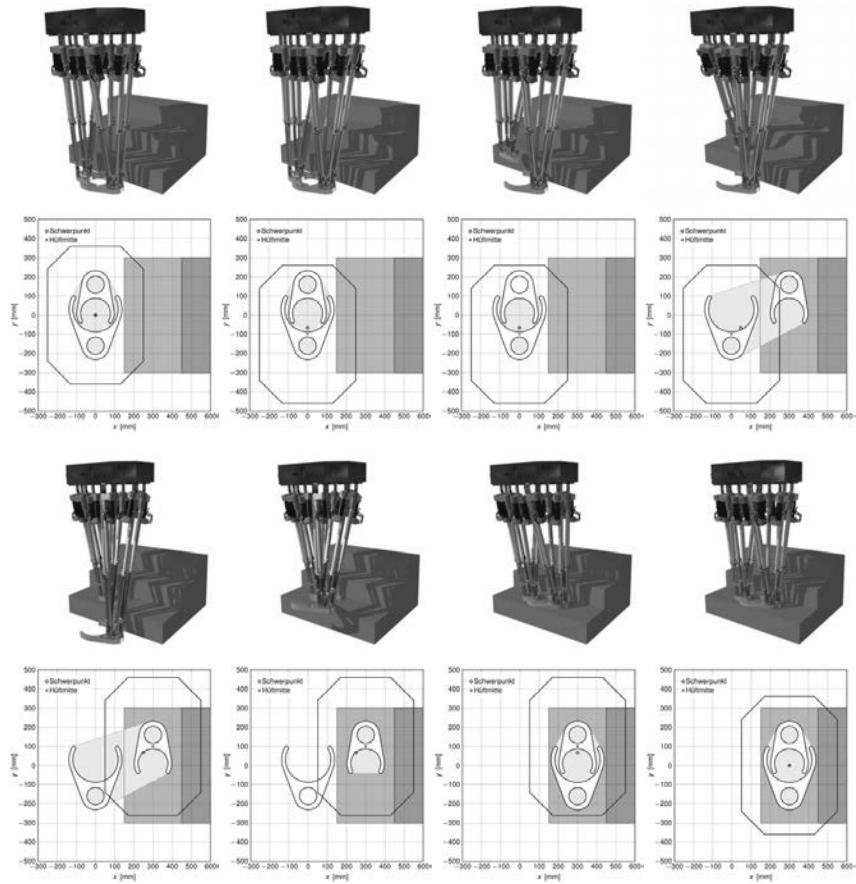


Bild 9: Der CENTAUROB beim Erklimmen von Treppen

Ist ein Erklimmen oder Übersteigen von Hindernissen nicht möglich, so müssen diese umlaufen werden. Zum Umlaufen von Hindernissen, Erklimmen von Wendeltreppen oder Drehen in engen Räumen ist ein möglichst geringer Wendekreis erforderlich. Durch die speziellen C-förmigen Füße ist es möglich, die Füße zu drehen und ineinander abzustellen, sodass sich der Roboter quasi um einen Punkt drehen kann. Das Bild 10 zeigt die Drehung des CEN-

TAUROB um 90 Grad. Nach dieser Drehung befindet sich der Roboter wieder in der Ausgangssituation. Somit lassen sich mit dem CENTAUROB beliebige Drehwinkel auf engstem Raum erreichen.

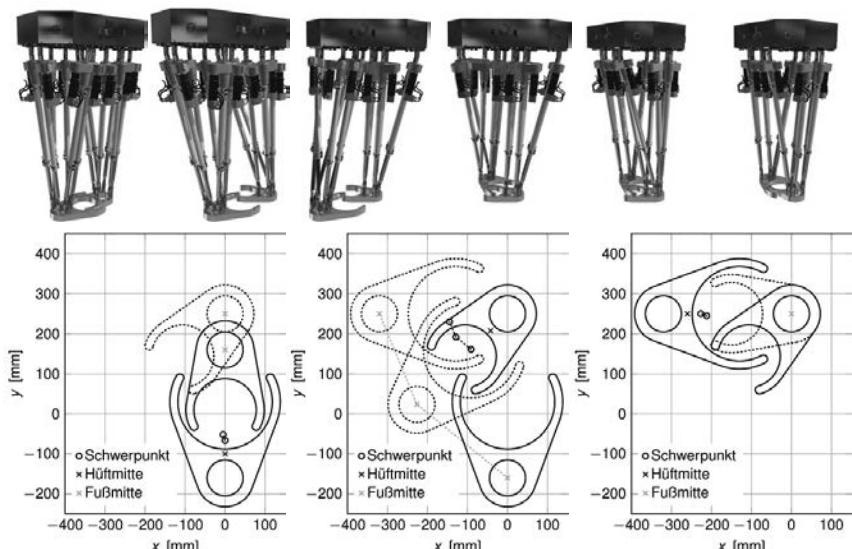


Bild 10: Drehung des CENTAUROB um 90 Grad (--- Ausgangsposition, ... Endposition)

Das Alleinstellungsmerkmal des CENTAUROB ist seine Fähigkeit, Wendeltreppen steigen zu können. Durch Kombination der beiden letztgenannten Bewegungen lässt sich das Erklimmen von Wendeltreppen erreichen. Dabei wird zunächst die Hüfte des CENTAUROB um die Stufenhöhe angehoben. Anschließend wird der zu hebende Fuß entlastet und ebenfalls angehoben. Anders als in den übrigen Fällen wird daraufhin der Fuß nicht gerade nach vorn geführt, sondern entsprechend des Verlaufs der Wendeltreppe auf einer Kreisbahn bewegt und gleichzeitig gedreht. Beim Verschieben der Hüfte über den neuen Standfuß wird auch diese entsprechend verdreht, sodass der CENTAUROB nach Beendigung eines Schritts auf der nächst höheren Stufe der Wendeltreppe wieder in Ausgangsstellung steht. In Bild 11 ist der Bewegungsablauf zum Steigen von Wendeltreppen sowie die dazugehörigen Bodenprojektionen des Gesamtschwerpunkts und des Hüftmittelpunkts dargestellt. Wie in den bisherigen Fällen wird das Stabilitätsgebiet von der Bodenprojektion des Gesamtschwerpunkts nie verlassen.

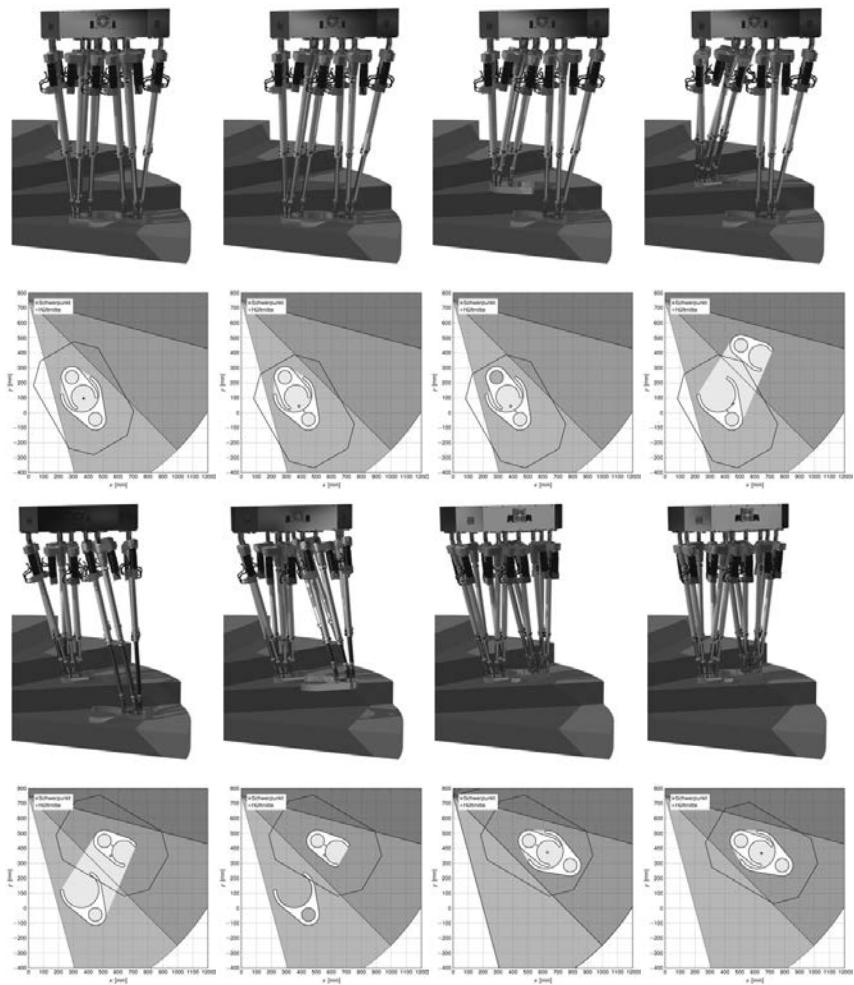


Bild 11: Der CENTAUROB beim Erklimmen von Wendeltreppen

4. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde zunächst der Prototyp des zweibeinigen, parallelkinematischen Schreitroboters CENTAUROB und dessen Komponenten vorgestellt. Anschließend wurde der allgemeine Bewegungsablauf präsentiert und anhand ausgewählter Situationen die vielfältige Einsetzbarkeit des Roboters demonstriert.

Im Augenblick findet die Bewegung des CENTAUROB ausschließlich statisch stabil statt, sodass Stabilitätsmethoden wie die Bodenprojektion des Schwerpunkts ausreichend sind. Statisch stabiles Laufen bedeutet allerdings, dass sich die durch Geschwindigkeiten und Beschleunigungen auftretenden Kräfte und Momente gegenüber den statischen Kräften und Momenten vernachlässigen lassen. Dies hat zur Folge, dass zum Teil nur sehr geringe Geschwindigkeiten und Beschleunigungen möglich sind. Zukünftig ist daher eine dynamische Bewegung geplant, in der komplexere Stabilitätskriterien notwendig sind.

Literatur

- [1] Hirose, H.; Ogawa, K.: Honda humanoid robots development. In: Philosophical Transactions of the Royal Society A 365 (2007), S. 11–19.
- [2] Lohmeier, S. ; Buschmann ,T.; Ulbrich, H.: Humanoid robot LOLA. In: Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, S. 775–780, Kobe, Japan, 2009.
- [3] Lim, H.; Takanishi, A.: Biped walking robots created at Waseda University: WL and WABIAN family. In: Philosophical Transactions of the Royal Society A 365 (2007), S. 49–64.
- [4] Schlattmann, J.: Development of a highly flexible two-legged walking device. In: Proceedings of the 4th International Conference on Computer Integrated Manufacturing, S. 1287–1294, Singapur, 1997.
- [5] Du, S.; Schlattmann, J.; Schulz, S.; Seibel, A.: New prototype of the two-legged robot CENTAUROB. In: Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Houston, Texas, USA, 2015, Paper ID 50354.
- [6] Du, S.; Schlattmann, J.; Schulz, S.; Seibel, A.: The parallel two-legged walking robot CENTAUROB. In: C. Norton (Hrsg.): Parallel Manipulators: Design, Applications and Dynamic Analysis, Nova Science Publishers, Inc., 2016. Erscheint demnächst.

Systematische Entwicklung von passiven Gelenken für parallele Strukturen zur Vergrößerung des Arbeitsraums

Dr.-Ing. Arthur Seibel VDI, Technische Universität Hamburg

Kurzfassung

Ausgehend von einem Kreuzgelenk mit einem zusätzlichen Drehfreiheitsgrad zur Aufnahme der passiven Rotation wird in diesem Beitrag durch eine systematische Variation der Merkmale *Lage* und *Anzahl* von Elementen das Portfolio an möglichen passiven Gelenken für parallele Strukturen um zwei weitere Gelenktypen erweitert. Die beiden neuen Gelenktypen ermöglichen eine volle Ausnutzung der Schwenkfreiheitsgrade bei angemessener Berücksichtigung der passiven Rotation und damit einen maximal möglichen Arbeitsraum für die verwendete Parallelstruktur.

Abstract

Starting with a universal joint with an additional rotary degree of freedom for considering the passive rotation, this paper extends, by a systematic variation of the characteristics *position* and *size* of elements, the portfolio of possible passive joints for parallel structures by two further joint types. The two new joint types allow for a full utilization of the swinging degrees of freedom with a proper consideration of the passive rotation and thus for a maximum possible working space for the used parallel structure.

1. Einleitung

Parallelkinematische Strukturen bzw. Parallelkinematiken stellen Führungsgetriebe dar, bei denen mindestens zwei voneinander unabhängige Führungsketten vorhanden sind, die das Gestell mit der Arbeitsplattform und somit dem Endeffektor verbinden. Je nach Anzahl der vorhandenen Führungsketten sind Parallelkinematiken mit mindestens einer geschlossenen kinematischen Kette ausgestattet, welche aus passiven, d. h. nicht angetriebenen Gelenken, aktiven, d. h. angetriebenen Gelenken (rotatorisch oder linear) sowie Gliedern besteht, siehe Bild 1. Im Vergleich zu klassischen, seriellen Strukturen zeichnen sich parallelkinematische Strukturen vor allem durch eine hohe Struktursteifigkeit, eine geringe Maschinenmasse und somit kleinen Trägheitskräften sowie hohen Verfahrgeschwindigkeiten bei geringen erforderlichen Antriebsleistungen aus und stellen damit eine konkurrenzfähige Alternative zu seriellen Strukturen dar [1, 2].

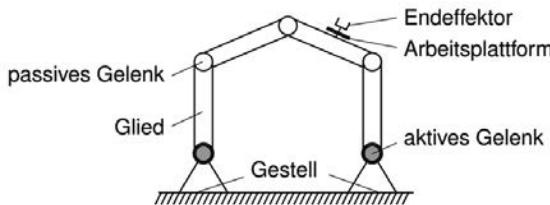


Bild 1: Parallelkinematische Struktur

Ein typisches Beispiel für eine Parallelkinematik ist der Hexapod (Bild 2), der über sechs parallel angeordnete Linearaktuatoren verfügt, welche die Werkzeugplattform samt Endeffektor mit der Basisplattform verbinden. Wird für den Hexapod eine Gelenkkonfiguration ohne identische Freiheitsgrade gewählt, so entsteht innerhalb der Linearaktuatoren zwangsläufig eine nicht kontrollierbare und passive Rotation um ihre Längsachsen. Die Berücksichtigung dieser Rotation ist eine zwingende Voraussetzung für einen beweglichen Hexapod.

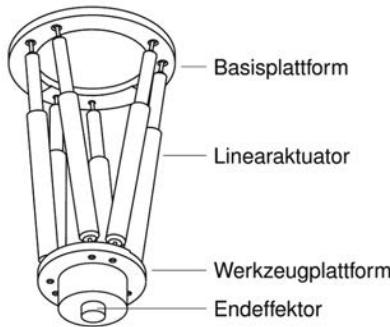


Bild 2: Hexapod einer Werkzeugmaschine

2. Passive Rotation

Die passive Rotation in einem Hexapod resultiert aus der Kinematik der Kreuzgelenke. Ein gebeugtes Kreuzgelenk bewirkt nämlich eine ungleichmäßige Übertragung der Drehwinkel. Der Ausgangswinkel γ_2 eines Kreuzgelenks lässt sich dabei wie folgt beschreiben:

$$\gamma_2 = \arctan\left(\frac{\tan \gamma_1}{\cos \delta}\right), \quad (1)$$

wobei γ_1 den Eingangswinkel und δ den Beugewinkel bezeichnen, siehe Bild 3. Der Plot von Gleichung (1) für unterschiedliche Werte von δ ist in Bild 4 dargestellt.

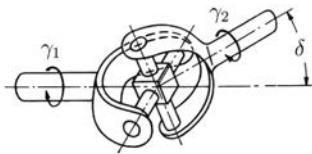


Bild 3: Winkelbezeichnungen am Kreuzgelenk

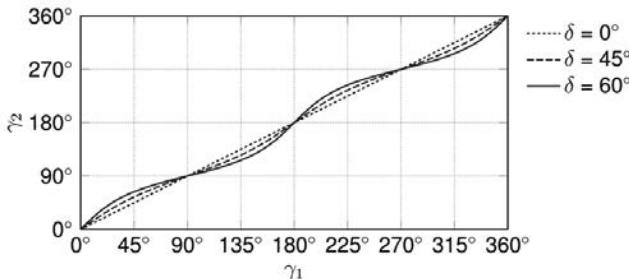


Bild 4: Kinematik eines Kreuzgelenks

Die Differenz zwischen den Ausgangswinkeln der beiden Kreuzgelenke an einem Linearaktuator wird als passive Rotation bezeichnet. Sie lässt sich entweder durch Berechnung kontrollieren [3, 4] oder durch die Verwendung eines Gelenks mit einem zusätzlichem Drehfreiheitsgrad für jeden Linearaktuator.

3. Gelenke zur Aufnahme der passiven Rotation

Im gegenwärtigen Stand der Technik werden zur Aufnahme der passiven Rotation entweder Kugelgelenke (Bild 5) oder Kreuzgelenke mit einem zusätzlich in Reihe geschalteten Drehgelenk verwendet (Bild 6).

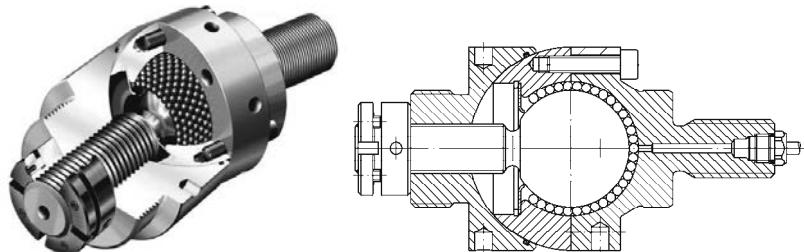


Bild 5: Kugelgelenk der Firma INA [5]

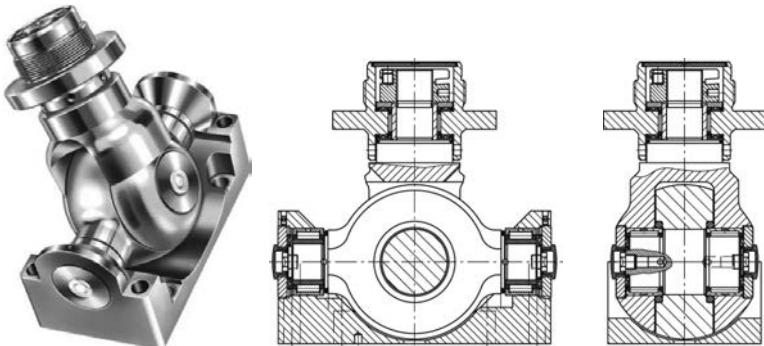


Bild 6: Kreuzgelenk mit zusätzlichem Drehfreiheitsgrad der Firma INA [5]

Kugelgelenke bieten zwar einen Drehwinkel von $\pm 360^\circ$, weisen allerdings nur relativ geringe Schwenkwinkel von maximal $\pm 30^\circ$ auf. Kreuzgelenke mit einem in Reihe geschalteten Drehgelenk können ebenfalls Drehwinkel von $\pm 360^\circ$ aufweisen, bieten allerdings im Vergleich zu Kugelgelenken wesentlich größere Schwenkbereiche. Diese können allgemein maximal $\pm 45^\circ$ und um jede der beiden Schwenkachsen maximal $\pm 90^\circ$ betragen, siehe Bild 7.

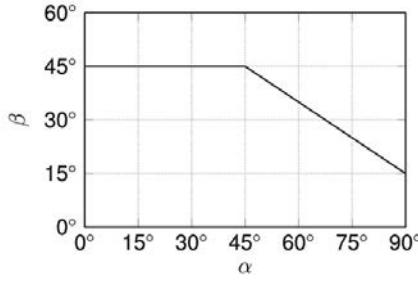


Bild 7: Schwenkwinkel-Diagramm des Kreuzgelenks aus Bild 6 [5]; α : Schwenkwinkel um die Längsachse, β : Schwenkwinkel um die Querachse

Da die passive Rotation üblicherweise relativ gering ist, ist die Verwendung eines Gelenks mit einem Drehwinkel von $\pm 360^\circ$ nicht notwendig. Es wird somit ein Gelenk benötigt, das die passive Rotation angemessen berücksichtigt und gleichzeitig maximale Schwenkwinkel bietet. Optimalerweise sollten die Schwenkwinkel $\pm 90^\circ$ betragen, um bei parallelen Strukturen den maximal möglichen Arbeitsraum zu gewährleisten. Die existierenden Kreuzgelenke mit einem zusätzlichen Drehgelenk sind hier folglich nicht optimal.

4. Entwicklung neuer Gelenke zur Aufnahme der passiven Rotation

Liegt eine konstruktive Lösung bereits vor, die jedoch nicht befriedigt, so lassen sich, ausgehend von dieser Ausgangslösung, durch eine gezielte Variation bestimmter Merkmale (zum Beispiel Größe, Anzahl, Lage, Form usw.) weitere, neue Lösungen finden [6].

4.1. Entwicklung eines Einfachgelenks

Für die Entwicklung des Einfachgelenks wird als Ausgangslösung die Konfiguration aus Bild 6 gewählt und das Merkmal *Lage des Drehfreiheitsgrads* variiert. Dieser kann grundsätzlich wie folgt angeordnet werden:

- 1) Schwenkfreiheitsgrad – Schwenkfreiheitsgrad – Drehfreiheitsgrad (Bild 6),
- 2) Schwenkfreiheitsgrad – Drehfreiheitsgrad – Schwenkfreiheitsgrad,
- 3) Drehfreiheitsgrad – Schwenkfreiheitsgrad – Schwenkfreiheitsgrad.

Die dritte Variante ist der ersten kinematisch äquivalent und ergibt somit keine weitere Verbesserung in Bezug auf den Arbeitsraum. Die Anordnung des Drehfreiheitsgrads zwischen den beiden Schwenkfreiheitsgraden in Variante 2 erbringt jedoch die erhoffte Lösung. Die entsprechende konstruktive Ausführung ist in Bild 8 dargestellt.

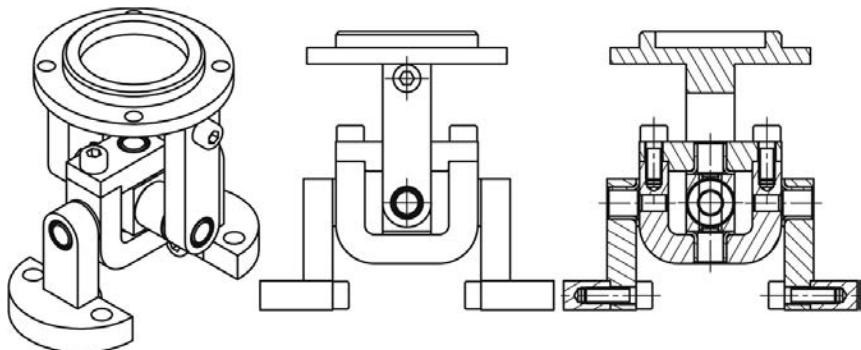


Bild 8: Konstruktive Ausführung des Einfachgelenks

Bei der in Bild 8 dargestellten Konstruktion beträgt der maximale Drehwinkel um die Hochachse $\pm 30^\circ$. Er kann jedoch konstruktiv durch den Abstand der beiden Schenkel zueinander variiert werden. Die Schwenkwinkel um die Längs- bzw. Querachse des Kreuzgelenks betragen jeweils maximale $\pm 90^\circ$. Diese lassen sich aufgrund des dazwischen geschalteten Drehfreiheitsgrads in jeder Gelenkposition realisieren. Mit diesem Gelenk ist somit eine vollständige Ausnutzung des Arbeitsbereichs einer parallelkinematischen Maschine möglich.

4.2. Entwicklung eines Doppelgelenks

Wird nun für eine weitere Merkmalvariation die konstruktive Ausführung aus Bild 8 als Ausgangslösung herangezogen und das Merkmal *Anzahl der Schwenkgabeln* variiert, so lässt sich aus dem Einfachgelenk ein Doppelgelenk erzeugen. Die konstruktive Ausführung eines solchen Doppelgelenks ist in Bild 9 dargestellt.

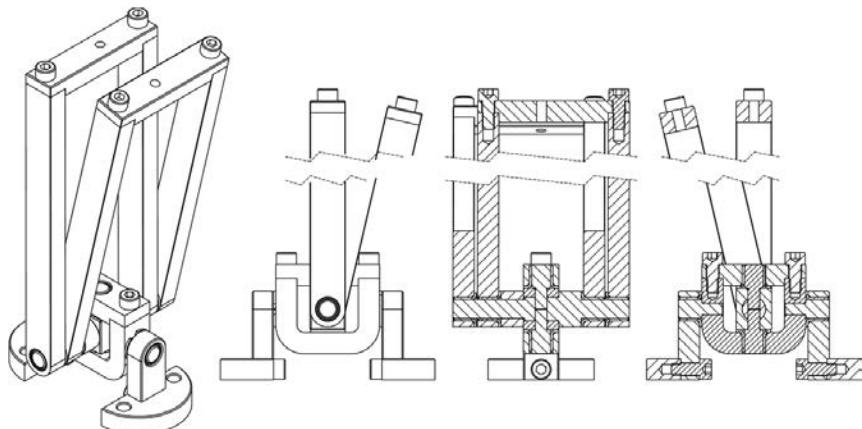


Bild 9: Konstruktive Ausführung des Doppelgelenks

Bei beiden Gelenkvarianten werden Gleitlager gleicher Bauart eingesetzt. Alternativ können aber auch Wälzlagern (z. B. Nadellager) verwendet werden. Eine Ausführung des Doppelgelenks mit Wälzlagern zeigt Bild 10.

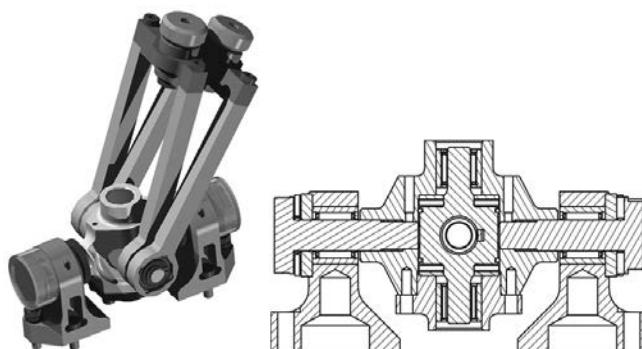


Bild 10: Ausführung des Doppelgelenks mit Wälzlagern

Durch die Verwendung von Doppelgelenken lassen sich bei Hexapoden jeweils zwei Linearaktuatoren in einem gemeinsamen Punkt zusammenführen. Eine solche Zusammenführung hat nicht nur eine Erhöhung der Struktursteifigkeit zur Folge [7], sondern bewirkt auch eine wesentliche Vereinfachung der kinematischen Gleichungen [8].

5. Anwendungsbeispiel

Die entwickelten Gelenke sollen in einem zweibeinigen, parallelkinematischen Schreiroboter bestehend aus zwei Hexapoden als Beinstrukturen Anwendung finden [9, 10], dessen erster Prototyp in Bild 11 gezeigt ist. Bei diesem Prototyp wurden ausschließlich Kreuzgelenke mit zwei Freiheitsgraden verwendet, und die passive Rotation wurde in der Steuerung mathematisch berücksichtigt.

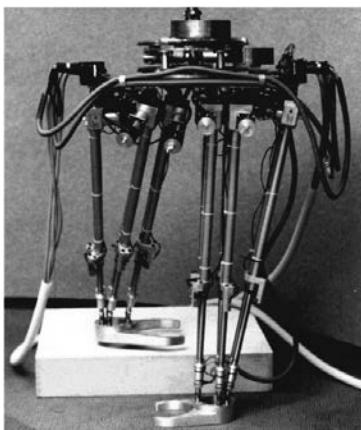


Bild 11: Erster Prototyp des Zweibeinschreitroboters [11]

Eine konstruktive Alternative zur mathematischen Berücksichtigung der passiven Rotation bieten die Einzelgelenke aus Abschnitt 4.1. Diese finden in dem neuen Prototyp des Zweibeinschreitroboters an der Hüftplattform Anwendung, siehe Bild 12. Bei dieser Konstruktion müssen allerdings die unteren Zylinder der Linearaktuatoren in den oberen Zylindern linear geführt werden, damit die Hexapoden äußere Kräfte aufnehmen können und nicht einfach in sich zusammenfallen. Alternativ könnten auch die Doppelgelenke aus Abschnitt 4.2 an den beiden Fußplattformen verwendet werden, wie es Bild 13 illustriert. Dazu müsste allerdings jedes zweite Kreuzgelenk an der Hüftplattform einen zusätzlichen Drehfreiheitsgrad aufweisen, zum Beispiel nach Variante 3 aus Abschnitt 4.1, siehe Bild 14.

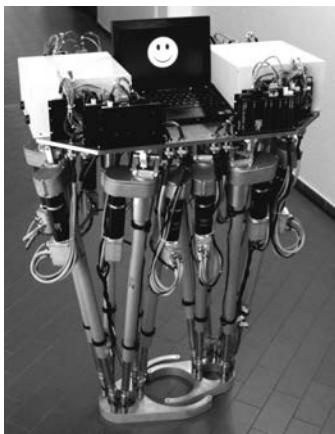


Bild 12: Der Zweibeinschreitroboter mit den Einfachgelenken an der Hüftplattform [12]



Bild 13: Der Zweibeinschreitroboter mit den Doppelgelenken an den Fußplattformen

Ein wichtiger Aspekt bei der Verwendung von Doppelgelenken an den Fußplattformen ist die Bestimmung des minimalen Scherenwinkels, siehe Bild 15. Dieser wird durch die Geometrie des Doppelgelenks bestimmt und hat merklichen Einfluss auf den Arbeitsraum eines Beins:

$$\varepsilon_{\min} = 2 \arctan \left(\frac{r_{\text{Anschluss}}}{\ell_{\text{Bügel}}} \right). \quad (2)$$

Je kleiner der minimale Scherenwinkel ist, desto weniger beschränkt er den Arbeitsraum.

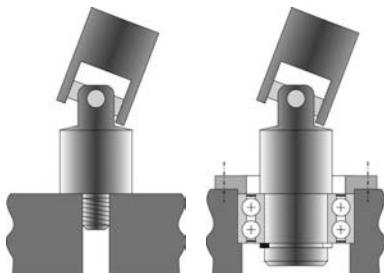


Bild 14: Alternative Gelenkkonfiguration an der Hüftplattform bei der Verwendung von Doppelgelenken an den Fußplattformen

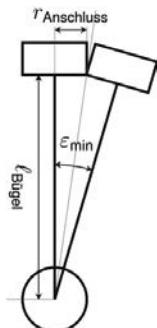


Bild 15: Zur Berechnung des minimalen Scherenwinkels

6. Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag dokumentiert die Entwicklung zweier neuer Gelenke für parallelkinematische Strukturen zur Vergrößerung des Arbeitsraums. Die Gelenke sollen als passive Gelenke zur Aufnahme der passiven Rotation eines am Gelenk befestigten Linearaktuators um die Hochachse dienen und eine Schwenkbewegung um die Längs- bzw. Querachse des Gelenks ermöglichen.

Mit den neuen Gelenken lassen sich maximale Schwenkwinkel von $\pm 90^\circ$ realisieren bei einer gleichzeitigen Berücksichtigung der passiven Rotation. Dadurch lässt sich der maximal mögliche Arbeitsbereich einer parallelkinematischen Maschine anfahren.

Bei den präsentierten Gelenken handelt es sich um erste Entwürfe, deren Konstruktion sich zunächst auf eine einfache Fertigung konzentrierte. In Zukunft sollen die Gelenke bezüglich ihrer Steifigkeit so optimiert werden, dass sie bei jeder Position und Orientierung des Endeffektors eine optimale Gesamtsteifigkeit des Hexapods gewährleisten.

Literatur

- [1] Merlet, J.-P.: Parallel Robots. Dordrecht: Springer, 2006.
- [2] Neugebauer, R. (Hrsg.): Parallelkinematische Maschinen. Berlin: Springer, 2006.
- [3] Riebe, S.; Ulbrich, H.: Modelling and online computation of the dynamics of a parallel kinematic with six degrees-of-freedom. In: Archive of Applied Mechanics 72 (2003), Nr. 11-12, S. 817–829.
- [4] Du, S.; Schlattmann, J.; Schulz, S.; Seibel, A.: Passive rotation compensation in parallel kinematics using quaternions. In: Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics 16 (2016). Erscheint demnächst.
- [5] Dürschmied, F.: Baugruppen für parallele Kinematiken. In: Werkstatt und Betrieb 132 (1999), Nr. 5, S. 33–38.
- [6] Schlattmann, J.; Seibel, A.: Aufbau und Organisation von Entwicklungsprojekten. Berlin: Springer, 2016. Erscheint demnächst.
- [7] Hamlin, G. J.; Sanderson, A. C.: TETROBOT: A Modular Approach to Reconfigurable Parallel Robotics. Norwell: Kluwer Academic Publishers, 1998.
- [8] Fichter, E. F.: A Stewart platform-based manipulator: general theory and practical construction. In: The International Journal of Robotics Research 2 (1986), Nr. 2, S. 157–182.
- [9] Schlattmann, J.: Development of a highly flexible two-legged walking device. In: Proceedings of the 4th International Conference on Computer Integrated Manufacturing, S. 1287–1294, Singapur, 1997.
- [10] Schlattmann, J.: Laufmaschine und Verfahren zur Steuerung einer Laufmaschine. Deutsches Patent Nr. 19637501, 13.07.2000.
- [11] Schlattmann, J.; Hampel, J.: Performance of the CENTAUROB at production plants. In: Proceedings of the 5th International Conference on Computer Integrated Manufacturing, S. 425–433, Singapur, 2000.
- [12] Du, S.; Schlattmann, J.; Schulz, S.; Seibel, A.: New prototype of the two legged robot CENTAUROB. In: Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Houston, Texas, USA, 2015. Paper ID 50354.

Modulare Greifersysteme auf Basis monolithischer Gelenke mit 3D-Druckbauteilen für kollaborierende Roboter

Robin Jeanne Kirschner, Stefan Heinrich, M.Sc. (VDI)

Prof. Dr.-Ing. Maik Berger (VDI),

Professur Montage- und Handhabungstechnik, TU Chemnitz

Kurzfassung

Rapid-Prototyping-Verfahren und der Einsatz nachgiebiger Mechanismen in Kombination mit kollaborierenden Robotern, wie der UR Roboter-Reihe der Firma UNIVERSAL ROBOTS (UR), stellen einen vielversprechenden Entwicklungsansatz für heutige Produktions- und Handhabungssysteme dar. Der vorliegende Beitrag verfolgt das Ziel der Entwicklung eines flexiblen und kostengünstigen Greifersystems für einen solchen kollaborierenden Roboter. Dabei stand die Konstruktion eines adaptiven Dreifingergreifers unter Verwendung nachgiebiger Mechanismen und Rapid-Prototyping-Verfahren im Fokus. Ein bereits bestehender und im Beitrag beschriebener Prototyp wies Schwachstellen in den Gelenken auf, für deren Be seitigung eine methodische Herangehensweise erläutert wird. Auf Basis von Starrkörpermodellen erfolgten grundlegende Berechnungen für die Gestaltung des Greifers und dessen Festkörper-Gelenke. Die Auslegung der nicht-nachgiebigen Fingerglieder (Phalangen) ba sierte dabei auf Festigkeitsberechnungen.

1. Motivation

Die Professur Montage- und Handhabungstechnik der TU Chemnitz, ehemals Lehrstuhl Ge triebetechnik, beschäftigt sich bereits seit Anfang der 70iger Jahre mit der Erforschung, Ent wicklung und Konstruktion von Greifersystemen und Fügemechanismen. Im Zeitraum von 1974 bis 1994 entstanden unter dem maßgeblichen Einfluss von Prof. J. Volmer über 60 For schungsarbeiten zu Greifern, insbesondere für spezielle Handhabungs- und Montageauf gaben. Einige Impressionen zu Versuchsständen und Greifern sind im Bild 1 dargestellt. Inter essenten können nähere Informationen zu den einzelnen Projekten und For schungsergebnissen auf Nachfrage erhalten.

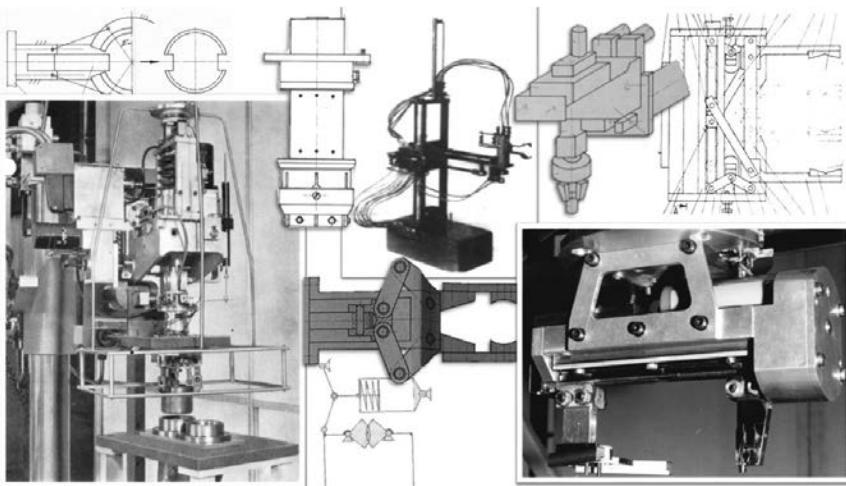


Bild 1: Ergebnisse der Greiferaufbauung an der TU Chemnitz (ehem. TH Karl-Marx-Stadt) [1]

Die Nachfrage nach kollaborierenden Robotern steigt in den letzten Jahren kontinuierlich an und die Idee der Zusammenarbeit von Mensch und Roboter ist gerade im Zuge von Industrie 4.0 ein augenscheinlicher Innovationsgarant. Dem gegenüber stehen jedoch die hohen Sicherheitsanforderungen und aktuell noch geringen Traglasten dieser Roboter, wie beispielsweise max. 10 kg bei einem UR10. Auch sind höhere Geschwindigkeiten und große Beschleunigungen aufgrund der Sicherheitsprotokolle kaum möglich. Zukünftige Einsatzgebiete dieser Roboter in der Industrie sind flexible Fertigungs- und Montagelinien. Das Anwendungsspektrum wird dabei durch die anwendungsspezifisch genutzten Endeffektoren definiert. Durch die Kollaboration mit dem Menschen ergeben sich zukünftig auch neue Anforderungen an die konstruktive Gestaltung unterschiedlichster Endeffektoren. Neben allgemeinen konstruktiven und physikalischen Forderungen, wie minimalem Eigengewicht und maximaler Greifkraft, sind z. B. Zangen- oder Fingergreifer so zu gestalten, dass das Verletzungsrisiko beim kollaborierenden Einsatz und der Interaktion mit dem Menschen minimiert oder sogar ausgeschlossen wird.

Zur technischen Ausstattung der Professur Montage- und Handhabungstechnik gehört unter anderem ein UR5 mit einer maximalen Traglast von 5 kg. Die Konstruktion eines adaptiven Dreifingergreifers durch die Verwendung von leichten Materialien unter Nutzung modernster 3D-Drucktechnologien war das primäre Ziel der in diesem Beitrag beschriebenen Untersu-

chungen. Ein solcher adaptiver Dreifingergreifer stellt einen flexiblen Endeffektor dar. Verglichen mit den häufig eingesetzten, spezialisierten Endeffektoren, sind diese aufgrund einer gesteigerten Objekt- und Funktionsflexibilität für mehrere Teilschritte in einer Produktionskette einsetzbar. Das Integrieren von Messtechnik und das Erhöhen des gesamten Bewegungsfreiheitsgrades durch zusätzliche Gelenke sind ebenfalls möglich. In der Greifertechnik dienen formschlüssige und mittlerweile vor allem bionische Greifkonzepte als Ansatz zur Handhabung verschiedenster, nicht vordefinierter Objektformen. Dabei ist bei den Greifern zwischen unteraktuierten (sich passiv an die Form anpassenden) und aktuierten (sich aktiv anpassenden) zu unterscheiden. Die menschliche Hand ist das repräsentativste Vorbild eines adaptiven Greifsystems. Nach Volmer [2] ist zur Nachahmung von 90% der Griffe der menschlichen Hand ein Dreifingergreifer bereits ausreichend, da diese Bauform bereits eine hohe Objekt- und Funktionsflexibilität besitzt.

In den vergangenen Jahren hat sich die 3D-Druck-Technologie als formgebendes Fertigungsverfahren etabliert. Dabei entwickelte sich diese Technologie vom reinen Rapid-Prototyping hin zu einem durchaus zur Serienteilproduktion geeigneten Baustein in der heutigen Produktentwicklung. Das vor allem kostengünstige Herstellen von Bauteilen, deren Werkstoffeigenschaften teilweise im Bereich hochfester Kunststoffe liegen, macht diese Technologie für viele Unternehmen zunehmend attraktiver. Die individuelle Gestaltungsfreiheit, die damit verbundene neue Denkweise in der geometrischen Produktspezifikation und das geringe Gewicht der Bauteile sind weitere Vorteile. Eine der Drucktechnologien ist das sogenannte Fused-Deposition-Modeling (FDM). Hierbei wird das Material in dünnen Schichten von 0,1 bis 0,6 mm Dicke aufgetragen. Die zum Einsatz kommenden Düsen besitzen einen Durchmesser von 0,2 bis 1 mm, die Druckgenauigkeit der FDM-Drucker liegt im Bereich von bis zu 50 Mikrometer und die Positioniergenauigkeit bei ca. 5 Mikrometer. Durch das Aufschmelzen und schichtweise Auftragen des Kunststoffes kommt es jedoch werkstoffbedingt zu einer Inhomogenität des Stoffgefüges im Bauteil. Dieses ist auch bedingt durch die wechselnden thermischen Einflüsse beim Abkühlen und Erhitzen der Düse und des Druckbettes. Zudem haben die Lagerung des Materials und die Druckeinstellungen einen wesentlichen Einfluss auf die Qualität des Drucks.

Bild 2 zeigt den gefahrenen Weg der Drucker-Düse in Cura 15.01 und damit die Materialstruktur eines typischen 3D-Druck-Teils. Bei einer entsprechenden Berücksichtigung dieser Gegebenheiten lassen sich dauerfeste Bauteile auf diesem Gerät herstellen. Dabei ist auch

die hohe Umweltverträglichkeit des biologisch abbaubaren PLA zu nennen und die im Vergleich zu Aluminium wesentlich geringere Dichte, welche nur $1,24 \text{ g/cm}^3$ beträgt.

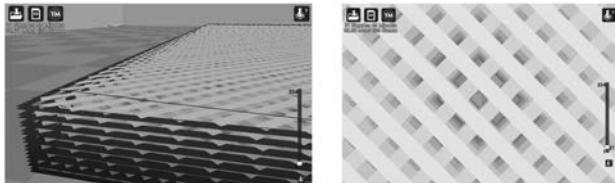


Bild 2: Schichtbild aus der FDM-Modellvorbereitung in Cura

Die teilweise sehr positiven Eigenschaften von Kunststoffen sind auch ein Grund für deren Einsatz in der Medizintechnik, wo nachgiebige Mechanismen und 3D-Druckverfahren ebenfalls verstärkt zum Einsatz kommen. Hierzu geben z. B. die Forschungstätigkeiten und Publikationen des Lehrstuhls für Mikrotechnik und Medizingerätetechnik (Prof. T. C. Lüth) der TU München einen umfassenden Einblick. Aber nicht nur in der Medizintechnik sondern auch in der Handhabetechnik und Robotik erlangen nachgiebige Mechanismen zunehmend an Bedeutung.

Neben den einsetzbaren Materialien spielen vor allem die Formen und damit verbundenen Eigenschaften der stoffpaarigen Gelenkgestaltung eine entscheidende Rolle. Vorteilhaft ist der geringe Verschleiß durch die fehlende Gelenkkontaktereibung. Aufgrund der jeweiligen Werkstoffeigenschaften ist die mögliche Gelenkbewegung jedoch begrenzt, wodurch große Winkeländerungen nicht möglich sind. An der TU Ilmenau beschäftigen sich die Wissenschaftler schon seit vielen Jahren mit dieser Thematik [3], [4]. In dem von Prof. L. Zentner [3] veröffentlichten Lehrbuch sind z. B. Wege zur Beschreibung und Berechnung nachgiebiger Mechanismen aufgeführt.

Für die Untersuchungen des Dreifingergreifers war es erforderlich, die Baugruppe mittels Starrkörpermodellen vereinfacht abzubilden und die auftretenden Verzerrungen zu analysieren. Bei größeren Verzerrungen ist das Materialverhalten jedoch stark nicht-linear und eine analytische Berechnung somit nicht mehr möglich. Wichtige Erfahrungen zum Bewegungsverhalten 3D-gedruckter Festköpfergelenke wurden mittels einer modular strukturierten Kurvelschwinge gewonnen, siehe Bild 3.

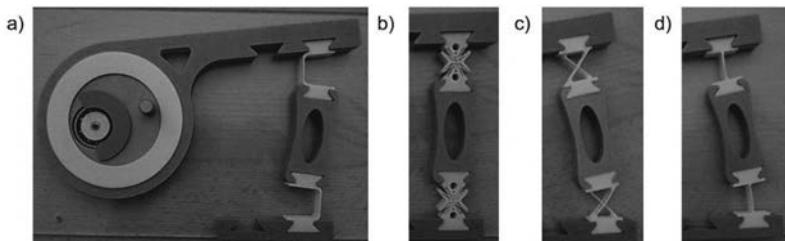


Bild 3: Testaufbau für Festkörpergelenke:

- a) transversal symmetrisches Gelenk
- b) kaskadiertes Trapezfedergelenk
- c) einfaches Kreuzfedergelenk
- d) gekerbtes Blattfedergelenk

2. Entwicklung eines FDM-druckbaren Greifers

Im ersten Entwicklungsschritt entstand ein FDM-gedruckter Prototyp für einen adaptiven Dreifingergreifer (Bild 4). Die Kosten für die Fertigung dieses Greifers betragen rund 30 Euro. Die Kosten von erwerbbaren – wenn auch in den technischen Parametern nicht direkt vergleichbaren – adaptiven Greifersystemen betragen zwischen 15.800 und 70.000 Euro. Diese Preise resultieren jedoch auch aus der komplexen Steuerungs- und Antriebstechnik.

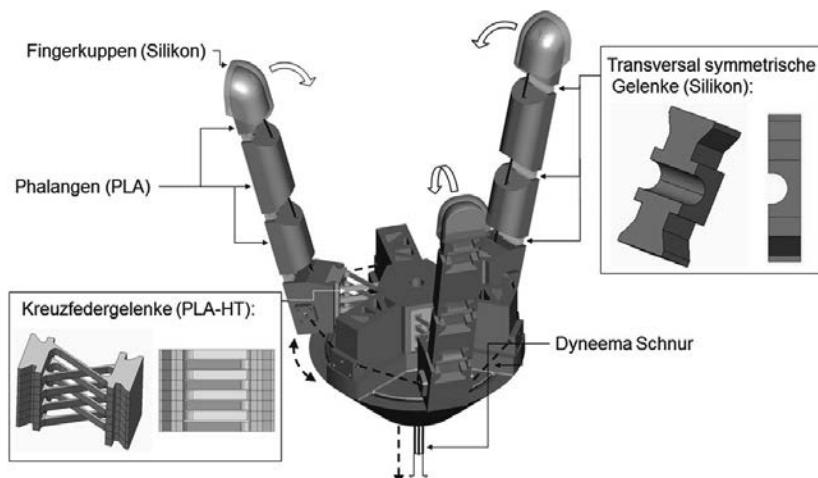


Bild 4: Aufbau des ersten adaptiven Dreifingergreifer-Prototyps

Dennoch zeigt sich ein enormes Potential zur kostengünstigeren und individualisierten Produktion adaptiver Mehrfingergreifer. Die Finger des ersten Prototyps bestanden aus je drei nicht-nachgiebigen Fingerelementen (Phalangen) und drei transversalsymmetrischen Festkörpergelenken. Ein weiteres unnachgiebiges Element diente zur Befestigung der Finger am Sockel über Kreuzfedergelenke aus PLA-HT und zur Fixierung der Seilzüge. Der Sockel bestand aus mehreren Teilen und diente dem Zusammenführen der Seilzüge. Die transversalsymmetrischen Drehgelenke dienten dem Beugen des Fingers. Geplant war die Herstellung dieser Gelenke aus thermoplastischem Polyurethan (TPU), auch als Fila-Flex bekannt. Die Verarbeitung hochelastischer Werkstoffe auf einem FDM-Drucker, bei welchem das Filament durch einen Schlauch zur Düse gefördert wird, wie beispielsweise dem Ultimaker 2, ist jedoch kaum möglich, da das biegeschlaffe Filament im Schlauch stecken bleibt. Daher wurden die Gelenke aus Silikon in 3D-gedruckten Formen gegossen. Die Phalangen sowie der Sockel und das Zwischenelement sind aus PLA. Die Oberfläche der Fingerkuppen erfüllten jedoch nicht die geforderten Reibwerte, weshalb diese ebenfalls mit Silikon ummantelt wurden. Die sehr geringe Torsionssteifigkeit der Silikongelenke führte zu einer maximalen Traglast von 250 Gramm, was zwar die Machbarkeit eines solchen gedruckten Greifers demonstriert, jedoch keinen industriellen Einsatz erlaubt. Alle weiteren Entwicklungsschritte verfolgten daher vor allem das Ziel, die Greifkraft so zu erhöhen, so dass ein neuer Prototyp bis zu 1 kg Traglast erreichen kann. Die Gestaltung des Greifers wurde dabei so gewählt, dass die Öffnungsbewegung elektrisch angetrieben wird und das Schließen durch die Federwirkung der Gelenke geschieht. Zum Aufbringen der Haltekraft sowie zum Verstellen der Finger zueinander werden Elektromotoren genutzt.

3. Gestaltung der Gelenke

Zur Verbesserung der Kraftübertragung wurden die Gelenke umgestaltet. Ideen hierzu lieferen die VDI-Richtlinie 2252 [5] und das Handbook of Compliant Mechanisms [6]. Eine Auswahl der in Frage kommender Gelenktypen ist im Bild 5 dargestellt. Diese Gelenkformen können Torsionskräfte jedoch nur bedingt aufnehmen. Durch eine neue konstruktive Gestaltung konnte dieser Nachteil jedoch beseitigt werden. Da jede Erhöhung der Komplexität eines Festkörpergelenks auch dessen Herstellungskosten erhöht, wurde für die Prototypenentwicklung zunächst der einfache Gelenktyp a) gewählt. Die Modellierung von Blattfedergelenken (BFG) lässt sich unter Einbeziehung von einfachen, analytischen Berechnungsansätzen, wie dem Biegebalkenmodell von Bernoulli, mit zulässigen Verzerrungen

bis zu 5% realisieren. Das Verhalten der Blattfedern wurde durch den Systemsimulator SimulationX 3.7 (ESI ITI GmbH) untersucht.

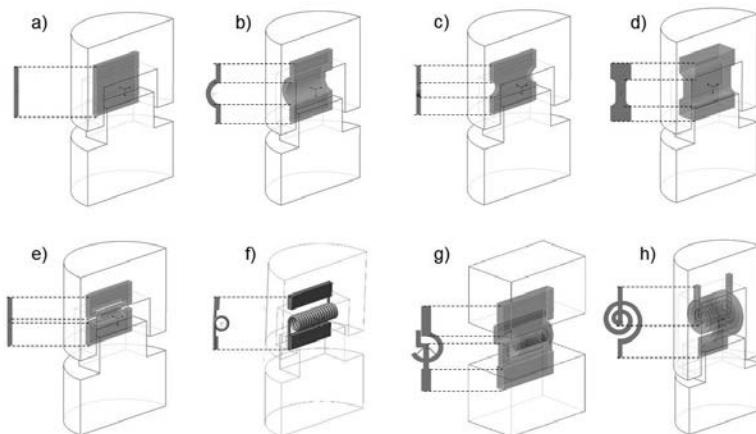


Bild 5: Verschiedene Varianten von Festkörperlängsgelenken

- | | |
|-------------------------------|------------------|
| a) Blattfeder | e) LET-Joint |
| b) gebogene Blattfeder | f) Schenkelfeder |
| c) Blattfeder mit Zentrierung | g) HCCM-Gelenk |
| d) Balkenfeder | h) Spiralfeder |

Die Stufen der Modellbildung für eine funktionsorientierte Gelenkdimensionierung sind im Bild 6 dargestellt. Im ersten Schritt der Modellbildung stand die Untersuchung der Bauteileigenschaften eines Blattfederelements, abgebildet durch 2D-Balkenelemente, im Vordergrund. Ein um zwei Balkenelemente und drei Starrkörper erweitertes Berechnungsmodell diente der Betrachtung der Verformung bei Belastung des Fingers durch ein geöffnetes Objekt. Damit war eine vereinfachte Dimensionierung der einzelnen Blattfederelemente möglich, wobei Federstahl mit einer abnehmenden Blattdicke hin zur Fingerkuppe zum Einsatz kam. Basierend auf den Erkenntnissen des ersten Prototyps wurden auch konstruktive Umgestaltungen der einzelnen Phalangen vorgenommen. Durch den Einsatz von Federstahl wurde es möglich, eine Vorspannkraft auf die Fingerkuppen im geschlossenen Zustand aufzubringen.

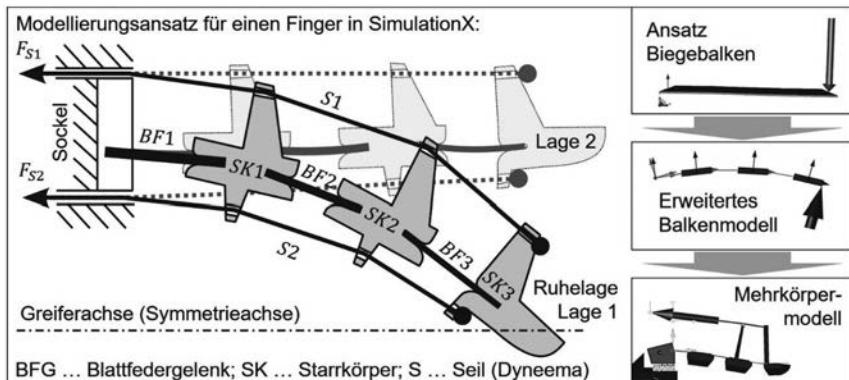


Bild 6: Modellentwicklung des Greifers unter Nutzung von SimulationX 3.7

Wie im Bild 6 erkennbar, bildet die Ruhelage (Lage 1) die für die Aufbringung der Greifkraft notwendige Nulllage. Für eine zusätzliche Erhöhung der Greifkraft wurden Seilelemente vorgesehen, welche auf der Innenseite der Greiffinger ähnlich der Sehnen in der menschlichen Hand fungieren. Da die natürliche Ruhelage des Greifers, im Gegensatz zum im Bild 4 dargestellten Prototypen, der geschlossene Zustand ist, waren nun weitere Seilelemente zum Öffnen der Greiferfinger erforderlich. Zur Auslegung der Hebelarme an den Phalangen wurden 2D-Seilelemente aus der Bandgetriebebibliothek von SimulationX 3.7 genutzt. Zum Öffnen eines Greiferfingers mit eingebundenen Blattfedern ist eine Zugkraft von ca. 55 N notwendig. Bereits der erste Prototyp besaß Kreuzfedergelenke aus höherfestem PLA HT, welche eine zusätzliche Stellbewegung der Greiferfinger um die Symmetriehauptachse des Greifersockels ermöglichte. Um die Stabilität der Finger aufgrund der höheren Lasten zu gewährleisten, wurden diese im neuen Modell ebenfalls durch Federstahl ersetzt.

4. Gestaltung der Phalangen

Wie bereits erläutert, war die konstruktive Umgestaltung der Phalangen eine wesentliche Herausforderung, da die durch die Positionierung der Finger entstehenden Kipp- und Torsionsmomente vollständig aufgenommen werden müssen. Einen Lösungsansatz für diese Problemstellung liefert die im Bild 7 dargestellte Führung der Gelenke.

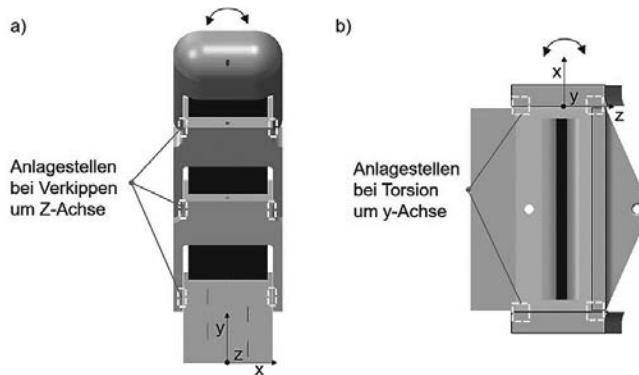


Bild 7: Gestaltung der Phalangen Aufnahme von Kipp- und Torsionsmomenten

Bei der konstruktiven Gestaltung der Blattfederaufnahme bildete ein vereinfachtes Berechnungsmodell die Basis für die Ermittlung der Bauteilbelastungen, dargestellt im Bild 8. Mittels dieses Berechnungsmodells ließen sich die Anlageflächen der Blattfedern hinsichtlich der prognostizierten, zu ertragenden Spannungen optimieren.

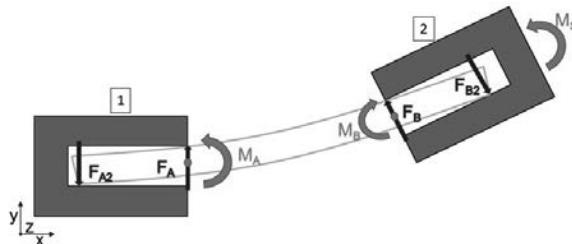


Bild 8: Modellannahme der eingespannten Blattfeder

Die Ausrichtung der Einspannstellen bestimmten die Winkel, die die Phalangen im geschlossenen Zustand des Greifers zueinander haben. Durch diese Winkelvorgabe sind die zuvor beschriebene Nulllage der Fingerkuppen und damit eine entsprechende Vorspannkraft durch das Aufeinandertreffen dieser beschrieben. Die Berechnung der Vorspannkraft erfolgte über die Bildung eines seriell kaskadierten Starrkörpermodells, das Zentner in [3] beschreibt und welches im Bild 9 gezeigt ist.

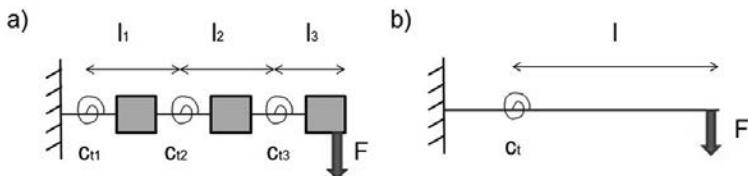


Bild 9: a) Modell des Greiferfingers mit verteilten Nachgiebigkeiten,
b) Ersatz-Starrkörpermodell mit nur einer verteilten Nachgiebigkeit

$$F = \frac{u * c_t}{l^2} \quad (1)$$

$$\frac{1}{c_t} = \frac{1}{c_{t1}} * \frac{l_1 + l_2 + l_3}{l} + \frac{1}{c_{t2}} * \frac{l_2 + l_3}{l} + \frac{1}{c_{t3}} * \frac{l_3}{l} \quad (2)$$

$$c_{tn} = \frac{EI_z}{l}, n = (1,2,3) \quad (3)$$

$$l = \frac{c_{t1} (l_1 + l_2 + l_3)^2 + c_{t2} (l_2 + l_3)^2 + c_{t3} l_3^2}{c_{t1} * (l_1 + l_2 + l_3) + c_{t2} * (l_2 + l_3) + c_{t3} * l_3} \quad (4)$$

$$u = \sin(\alpha - \alpha_0) * l_s \quad (5)$$

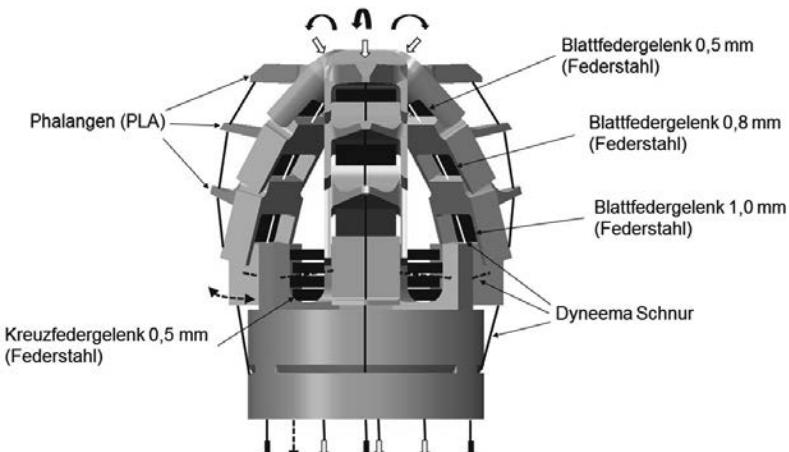


Bild 10: CAD-Modell des neuen Prototyps

Unter der Annahme, dass die Momente in den einzelnen Festkörpergelenken die verformende Belastung darstellen, ergab sich aus den Gl. (1) – (5) für $\alpha = 18^\circ$ und $\alpha_0 = 15,5^\circ$ eine Nullkraft von $F = 1,669\text{ N}$. Durch weitere Festigkeitsberechnungen wurden die Hebelarme dimensioniert. Die gesamte Konstruktion des neuen Prototyps zeigt Bild 10.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Der optimierte Entwurf des Prototyps eines adaptiven Dreifingergreifers war durch die Anwendung bekannter Mechanismen und Berechnungsmethoden möglich. Es zeigte sich dabei, dass die Nutzung des Simulationsprogramms SimulationX 3.7 im Rahmen der Mehrkörpersimulation auch zur Abbildung nachgiebiger Mechanismen bei geringen Verformungen geeignet ist und den Prozess der Vorauslegung beschleunigt.

Es wurde ebenfalls gezeigt, dass sich Rapid-Prototyping-Verfahren, wie das FDM-Verfahren, als kostengünstige Alternative zur Fertigung von Aluminium Bauteilen für die Konstruktion von leichten, adaptiven Greifersystemen anbieten. Dabei ist eine individuelle Gestaltung der Bauteile möglich und ein hohes Potential zur Steigerung der Flexibilität von Greifersystemen durch den Einsatz von 3D-Druckern ist erkennbar. In den aktuellen Forschungsarbeiten stehen die optimale Antriebsauswahl sowie eine kostengünstige Steuerungstechnik im Focus. Darüber hinaus erfolgen gegenwärtig die Analyse der Bewegungseigenschaften und des Kollisionsverhaltens des Dreifingergreifers am kollaborierenden Roboter UR5.

Literaturangaben

- [1] Kirschner, R. J.: Konstruktion eines modularen Dreifingergreifers für kollaborierende Robotik, Chemnitz, Technische Universität, Fakultät Maschinenbau, Bachelor-Arbeit. 2016
- [2] Volmer, J.: Industrieroboter-Konstruktion und Gestaltung. 1. Aufl. München: Verlag Technik GmbH Berlin. 1992. - ISBN 3-341-00783-0
- [3] Zentner, L.: Nachgiebige Mechanismen. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH. 2014 - ISBN 978-3-486-76881-7
- [4] Linß, S.: Ein Beitrag zur geometrischen Gestaltung und Optimierung prismatischer Festkörpergartenke in nachgiebigen Koppelmechanismen. Ilmenau: Universitätsverlag Ilmenau. 2014 - ISBN 978-3-86360-122-5
- [5] VDI-Richtlinie 2252 Blatt 9: Feinwerklemente Führungen Federgartenke. Stand Juni 1990
- [6] Howell, L. L.; Magleby, S. P.; Olsen, B. M.: Handbook of Compliant Mechanisms. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd. 2013 – ISBN 978-1-119-95345-6

Monolithische Konvexgreifer

Potenzielle nichtkomplanarer Nachgieigkeitseffekte

Dr.-Ing. **U. Hanke**, B.Sc. **A. Tudorache**, Dipl.-Ing. **M. Zichner**,
Prof. Dr.-Ing. **N. Modler**, TU Dresden, Dresden;
Dipl.-Ing. **A. Klotzbach**, Fraunhofer IWS, Dresden

Kurzfassung

Verformbare Mechanismen in monolithischer Bauform sind von Haus aus montage- und spielfrei. Sie eignen sich daher besonders für Präzisionsanwendungen. Bewegung durch Verformung zu erzeugen bedeutet auch die direkte Kopplung von Kinematik und Kraftfeld. Diese Lastabhängigkeit versperrt den Weg in Anwendungen bei denen Lasten nur unscharf definiert sind. Ein typisches Beispiel hierfür sind Greiferaufwendungen. Monolithische Greifer die ebene Verformungszustände ausnutzen und diesem Zielkonflikt standhalten sind entsprechend komplex. Es ist zwischen zwei Grundbauformen zu unterscheiden: Mechanismen mit Gelenken konzentrierter und Gelenken mit verteilter Nachgieigkeit. Das gemeinsame Grundproblem dieser Strukturen ist, dass die bewegungserzeugenden Kräfte und der gewünschte Verformungszustand in der gleichen Ebene liegen. Großes Potenzial liegt in Mechanismenstrukturen die sich von dem ebenen Verformungskonzept lösen und gezielt nicht-komplanare Effekte ausnutzen. Dies wird im vorliegenden Fall durch die Kopplung von Gelenken globaler Nachgieigkeit, mit Gelenken konzentrierter Nachgieigkeit erreicht. Konkret bedeutet dies die gezielte Nutzung gekrümmter Gelenkfalze. Die im verformten Zustand resultierenden globalen Verformungen wirken in Bewegungsrichtung strukturversteifend. Das Ergebnis sind verblüffend einfache Strukturen mit robusten Eigenschaften. Die Theorie und Praxis der Greiferauslegung wird am Beispiel eines Konvexgreifers besprochen.

1. Motivation

Verformbare Mechanismen basieren alle auf dem Grundkonzept kraftinduziert exakte vorausbestimmte und reproduzierbare Verformungen zu erzeugen. Kraftinduziert bedeutet allerdings auch, dass diese Mechanismenkonzepte sehr lastsensibel reagieren. Im Allgemeinen wird bei dieser Klasse von Mechanismen der Kompromiss mit optimal angepasster Steifigkeit gesucht. Geringe Steifigkeit bedeutet große lastsensible Verformung und große Steifigkeit geringe wenig lastsensible Verformung. Ein gängiger Kompromiss ist die Funktions trennung von Last- und Greifrichtung. So werden viele monolithische Greifer senkrecht zur

Kraftrichtung aktuiert und die Lastaufnahme durch Formschluss erreicht. Eine Möglichkeit zur Lösung des Zielkonfliktes soll durch die Einführung der Klasse von gekrümmten Gelenkfalten aufgezeigt werden. Das Ziel ist die kinematische Beschreibung und experimentelle Verifikation des Modells anhand einer linear aktuierten Greiferanwendung.

2. Modellierung

Gekrümmte Falze sind aus der Papierfaltkunst bekannt. Die Modellbeschreibung derartiger Falze basiert meist auf differenzialgeometrischen Ansätzen [1,2]. Technische Anwendungen in verformbaren Mechanismen sind vor allem aus der Verpackungsindustrie bekannt. Ein Beispiel ist die Kissenschachtel [3].

Die beschriebenen Anwendungen basieren auf in flächigen Bauteilen eingebrachte Zonen in denen eine lokale Verformung stattfinden kann. In der Papierfaltkunst werden diese Zonen Falze genannt. Gerade Falze sind im kinematischen Sinn klassische Drehgelenke (12, 23, 34,14: Bild 1a), die die angrenzenden Flächen gelenkig koppeln. Die an den Falz angrenzenden Flächen werden im Zuge der Bewegung nicht verformt. Die Einbringung von vier sich schneidenden Falzen (Bild 1a) führt zu einem Vierflach [4], das im kinematischen Sinn ein sphärisches Viergelenkgetriebe darstellt. Die Reihenschaltung zweier Vierflächen 1256 und 2345 führt zu Sechsflächen (Bild 1b,c,d). Die Bewegungsübertragung erfolgt durch das Drehgelenk 25 der Flächen 2 und 5. Die Betrachtung der Summe der Scheitelwinkel $\lambda_2 + \lambda_2'$ und $\lambda_5 + \lambda_5'$ erlaubt die Klassifizierung in drei Grundstrukturen, die bei der Behandlung gekrümmter Falze von Bedeutung sein wird.

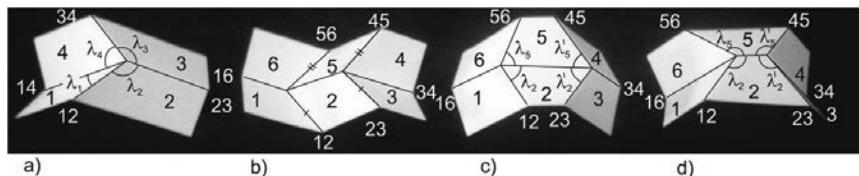


Bild 1: Strukturen mit gerader Falz: a) viergliedrig, b) sechsgliedrig mit parallelen Falzen 12||23 und 45||34, c) sechsgliedrig mit Scheitelwinkelsumme $\lambda_2 + \lambda_2' < \pi$, d) sechsgliedrig mit Scheitelwinkelsumme $\lambda_2 + \lambda_2' > \pi$

Mit Einführung gekrümmter Falze (Bild 2) ist der Falz nicht mehr als klassisches Drehgelenk behandelbar. Der Drehwinkel entlang des Falzes ist nicht konstant. Die Bewegung der durch den gekrümmten Falz gekoppelten Flächen geht mit der Verformung der Flächen einher. Die an der Falz angrenzenden Flächen können nicht als starr angenommen werden. Eine experimentelle Untersuchung der Verformung zeigt Besonderheiten der Verformungszustände.

Für ein besseres Verständnis hilft der Vergleich der Strukturen mit geradem Falz in Bild 1. Der Übergang gerader Falze führt auf die Zusammenfassung des Falzes 12 und 34 in Bild 1a zu den gekrümmten Falz 12 in Bild 2a. Die Falze 14 und 23 in Bild 1a sind beim Übergang zu Bild 2b in den globalen Verformungen der Flächen 1 und 2 wiederzufinden. Die durch den Falz in die Flächen eingebrachte Krümmung in 1 ist gegensätzlich zu Krümmung in der Fläche 2. Eine Kopplung gekrümmter Falze führt zur kinematischen Kopplung dreier verformbarer Flächen (Bild 2b,c,d). Interessant sind dabei die mittleren Drehrichtungen der Falze 12 und 23. Bei gleichgerichteten Falzen (Bild 2b) sind die Drehrichtungen gegensätzlich. Für die konvexe Anordnung der Falze in Bild 2c) und die konkave in Bild 2d) sind die Drehrichtungen gleichgerichtet. Die daraus resultierenden Klassen sind damit durch konvexe, konkave und gleichgerichtete Anordnung der Falze unterscheidbar. Die Falzrandzone ist durch eine Regelfläche eines Zylinders approximierbar. Weit entfernt von dem Falz bleibt die Fläche nahezu ohne Krümmung. Auf Basis dieser Beobachtung sind die komplexen Verformungszustände durch eine geeignete Diskretisierung mit seriell gekoppelten sphärischen Getrieben approximierbar. Durch den ebenen Anfangszustand gehören diese Getriebe der Klasse der durchschlagenden sphärischen viergliedrigen Getriebe an. Die Winkelsumme der Gliedwinkel $\Sigma\lambda_i$ je Getriebe ist 2π . Die Lage der Gelenkachsen orientiert sich an der Verformung der weit entfernten Randzone. Somit ist mit der in Bild 3 angegebenen Diskretisierung ein Eben bleiben der Randfläche gegeben.

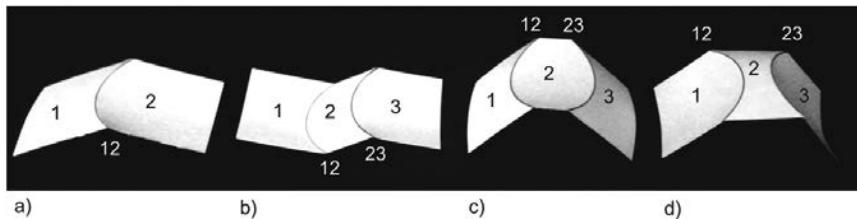


Bild 2: Strukturen mit gekrümmtem Falz: a) zweigliedrig b) dreigliedrig mit gleichgerichteter Falz, c) dreigliedrig mit konvex gegengerichtetem Falz und d) dreigliedrig mit konkav gegengerichtetem Falz

Aus den Varianten in Bild 2 ist der Einsatz der konkaven und konvexen Falzanordnung für Greifieranwendungen ersichtlich. Bei näherer Untersuchung ist feststellbar, dass die mittlere Fläche 2 kinematisch durch eine Regelfläche approximierbar ist. Damit ist unter Ausnutzung der Symmetrie die kinematische Diskretisierung entsprechend Bild 3a) möglich. Zur kinematischen Analyse wurde eine konkrete Geometrie gewählt und mit 6 sphärischen Viergelenk-

getrieben approximiert (Bild 3b). Die Aktuierung erfolgt über den Schubweg s_A . Die zum Greifzylinder zugehörige Übertragungsfunktion des Greifweges s_G über dem Antriebsweg s_A ist in Bild 3c) aufgeführt. Die Auswertung der konkreten Geometrie zeigt einen nahezu linearen Zusammenhang im Arbeitsbereich. Dies ist vorrangig für weggesteuertes Greifen von Bedeutung.

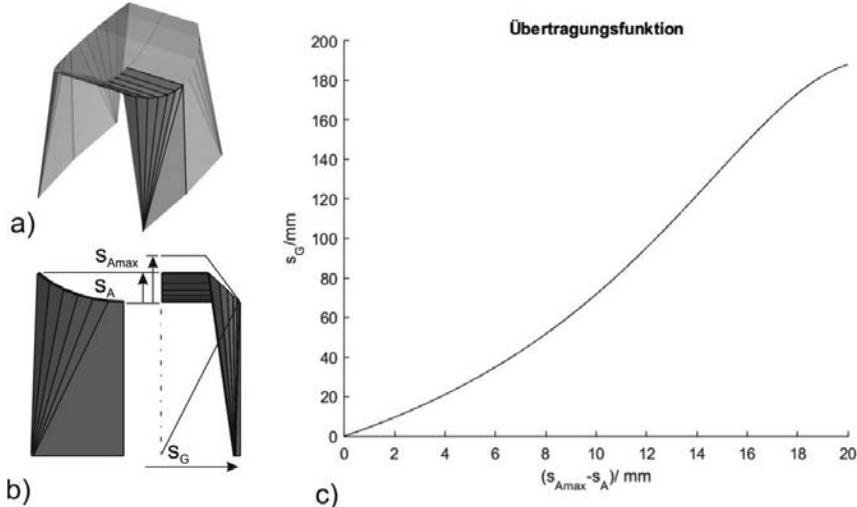


Bild 3: Konvexgreifer: a) diskretisiertes Modell, b) symmetrischer Ausschnitt zur kinematischen Analyse, c) Übertragungsfunktion

3. Fertigung

Für die Erzeugung von Zonen geringerer Steifigkeit als auch für die Konturbearbeitung der Nachgiebigkeits-Mechanismen wurde das sog. Remote-Laserstrahlverfahren eingesetzt. Hierbei erfolgt ein schichtweiser Abtrag des sublimierenden Schneidgutes durch wiederholtes Überstreichen mit einem über Spiegel zweidimensional beweglichen Laserstrahls (Multicycle-Treatment). Mittels schnell kippbarer Ablenkspiegel (vgl. Bild 4) ermöglicht die Strahlablenkoptik Verfahrgeschwindigkeiten des Laserspots von bis zu 10 m/s innerhalb eines Arbeitsbereiches von 100 cm² bis 1 m². Zur effizienten Bearbeitung der eingesetzten thermoplastischen Faserverbundwerkstoffe ist zunächst jedoch eine grundlegende Kenntnis der Wechselwirkung zwischen Laserstrahl und Werkstoff notwendig.



Bild 4: Prinzipdarstellung des Remote-Laserstrahlverfahrens [5]

3.1 Voruntersuchungen zur Laserbearbeitung von GF/PP-basierten Hybridgarn-Textil-Thermoplast(HGTT)-Werkstoffen

Die Charakterisierung der verwendeten textilbasierten HGTT-Verbundwerkstoffe aus Endlosglasfasern (GF) und Polypropylen (PP) erfolgte dabei anhand der Bestimmung transmittierter und reflektierter Anteile einer auftreffenden Laserstrahlung im Infrarot(IR)- und Nahinfrarot(NIR)-Wellenlängenbereich. Dabei wurden sowohl FTIR – Messungen zur Bestimmung der gerichteten und gestreuten Reflektion als auch Bestrahlungsversuche mit Materialbearbeitungslasern geringer Leistung durchgeführt. Untersucht wurde die Eignung von zwei Lasersystemen im IR/NIR Bereich mit den Wellenlängen $\lambda = 1,07 \mu\text{m}$ und $\lambda = 10,6 \mu\text{m}$ bei gleichem Spotdurchmesser von $d = 5 \text{ mm}$. Eine Angleichung der Intensitätsprofile der eingesetzten Laserstrahlung wurde nicht vorgenommen.

Um bei den Transmissionsuntersuchungen das Aufschmelzen des Materials so gering wie möglich zu halten, erfolgte die Bestrahlung mit einer relativ geringen Laserleistung von $P_L = 0,5 \text{ W}$. Als Resultat ist dickenabhängig die absorbierte Laserleistung für beide Strahlquellen dargestellt. Die Ergebnisse für $\lambda = 1,07 \mu\text{m}$ (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**, links) zeigen, dass der absorbierte Anteil des eingestrahlten Laserlichts an den fasergefüllten Probekörpern mit steigendem Faservolumengehalt zunimmt. In reinem PP wird dagegen nur ein geringer Anteil des eingestrahlten Lichts absorbiert. Somit kann davon ausgegangen werden, dass Strahlung mit dieser Wellenlänge hauptsächlich am Verstärkungsfaseranteil reflektiert bzw. absorbiert wird und durch die Matrix kaum abgeschwächt

wird. Deutlich höhere Absorption der einfallenden Laserstrahlung konnte dagegen am Werkstoff mit schwarz eingefärbter Polypropylenmatrix nachgewiesen werden.

Die Darstellung der absorbierten Anteile der einfallenden Laserstrahlung zeigt für die Bestrahlung mit CO₂-Lasern der Wellenlänge $\lambda = 10,6 \mu\text{m}$ (Bild 5, rechts) keine signifikante Abhängigkeit von der Materialdicke und dem Faservolumengehalt. Insofern empfehlen sich für die Herstellung von HGTT-Greifern Laserbearbeitungssysteme mit einer Wellenlänge von 10,6 μm. Weiterführende Ergebnisse sind in [5] dargestellt.

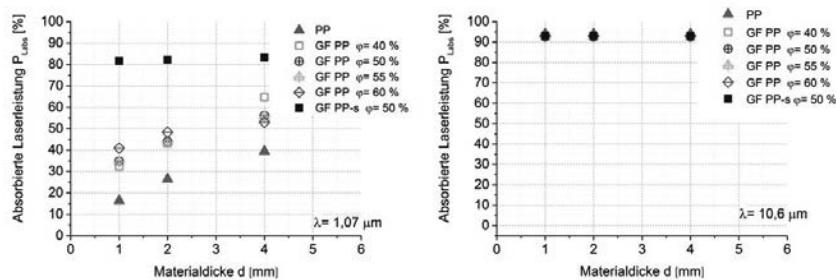


Bild 5: Experimentell bestimmte, dickenbezogene absorbierte Laserleistung in Abhängigkeit von Verstärkungsmaterial und Faservolumengehalt, links $\lambda = 1,07 \mu\text{m}$ und rechts $\lambda = 10,6 \mu\text{m}$

3.2 Effiziente und qualitätsgerechten Laserstrahlschneidprozesses zur reproduzierbaren Bearbeitung von HGTT-Verbunden

Auf Basis der Werkstoffcharakterisierung wurden für die geplanten Herstellungsversuche sowohl Festkörperlaser als auch CO₂-Laser herangezogen und grundlegende Schneiduntersuchungen zur Parameterbestimmung durchgeführt [5, 6]. Neben dem Remote-Laserstrahlschneiden wurde ein weiterer innovativer Ansatz implementiert, um die Abtrags- und Schnitteffizienz weiter zu erhöhen. Die im SFB 639 neu entwickelte Multiwavelength-Optik (MWO) erlaubt das synchrone Bearbeiten mit zwei verschiedenen Laserstrahlwellenlängen. Dabei werden beide Strahlen axial überlagert. Hierfür wurde eine spezifische Optik mit einem Strahlkombinierer, den jeweiligen Fokussieroptiken und der Strahlablenkung mittels Remote-Technologie sowie eine angepasste Steuerungssoftware zur simultanen Ansteuerung beider Strahlquellen, entwickelt. Das dabei entstandene neue Parameterfenster wurde hinsichtlich seiner resultierenden Schnitteffizienz bewertet. Mit Hilfe von Querschliffbildern erfolgte die Vermessung der entstehenden Schnittfuge und die Darstellung der

Schnitteffizienz als der Quotient aus der resultierenden Schnitttiefe und der über den gesamten Prozess eingebrachten Energie.

Damit ergibt sich für eine Laserleistung von $P_L = 1.200 \text{ W}$ die in Bild 6 dargestellte Schnitteffizienz für einen PP/GF HGTT-Verbund mit schwarz eingefärbter Matrix.

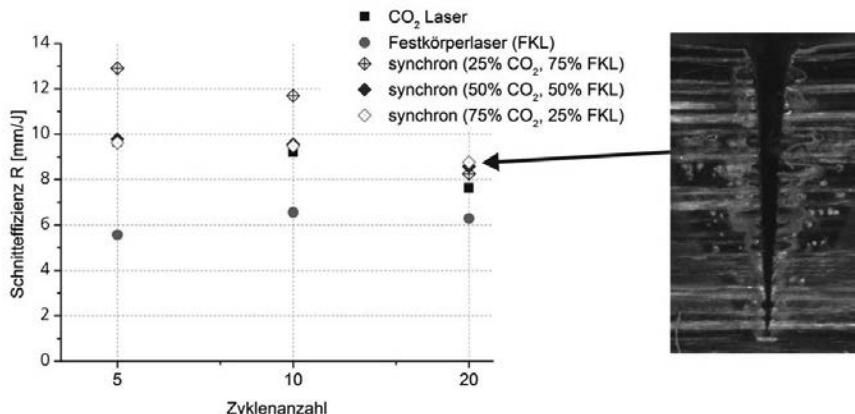


Bild 6: Resultierende Schnitteffizienz (links) und Querschliff nach einer synchronen Bearbeitung mit 75 % Anteil CO_2 -Laser und 25 % Festkörperlaser bei einer Laserleistung von $P_L = 1.200 \text{ W}$

Dabei führt ein Leistungsanteil von 75 % Festkörperlaserstrahlung bei geringen Schnitttiefen und 25 % bei großen Schnitttiefen zu einer gesteigerten Schnitteffizienz. Weiterführende Ergebnisse und deren Bewertung werden in [7] und [8] erörtert.

3.3 Herstellung von HGTT-basierten nachgiebigen Greifersystemen

Aufbauend auf der Analyse und Synthese von Vielflächen mit gekrümmten Falzen konnte eine Mechanismenstruktur entwickelt werden, die aus flachen, plattenförmigen Halbzeugen durch Konturierung und lokale Ausdünnung hergestellt werden können. Die lokale Ausdünnung dient dabei der Einbringung von Zonen reduzierter Steifigkeit und damit zur Ausbildung geometrisch definierter Falze. Die besonderen Eigenschaften des Remote-Laserstrahlverfahrens hinsichtlich des schichtweisen Materialabtrags sowie bezüglich des gezielt einstellbaren Abtragverhaltens der unterschiedlichen Werkstoffkomponenten Polypropylen und Glasfasern können in besonderer Weise zur Herstellung der nachgiebigen Greiferstrukturen dienen.

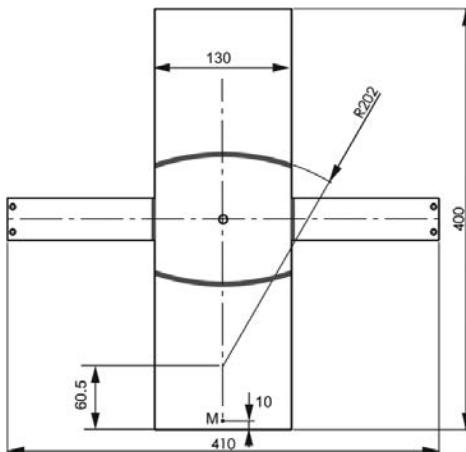


Bild 7: Konstruktive Ausführung des HGTT-Zuschnitts mit Zonen reduzierter Wandstärke (rot)

Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. zeigt die konstruktive Ausführung des Zuschnitts aus 2 mm starkem plattenförmigem Halbzeug, wobei auf eine hinreichend genaue orthogonale Orientierung der Fasern bezüglich der Längskanten geachtet wurde. Im Bild sind die Bereiche reduzierter Steifigkeit rot markiert, hier wurde die Wandstärke um ca. 50% reduziert um ein einfaches Initialfalten sicher und weitgehend ohne Schädigung der Glasfasern zu realisieren. Durch Montage einer Kopfplatte sowie eines pneumatischen Antriebes kann der Greifer letztlich funktionsgerecht Ertüchtigt werden. Die Greiferstellungen geöffnet (Bild 8: Greiferstellung geöffnet (links) und geschlossen (rechts), links) und geschlossen (Bild 8: Greiferstellung geöffnet (links) und geschlossen (rechts), rechts) entsprechen dabei den Syntheseergebnissen und können sicher und wiederholbar angefahren werden.

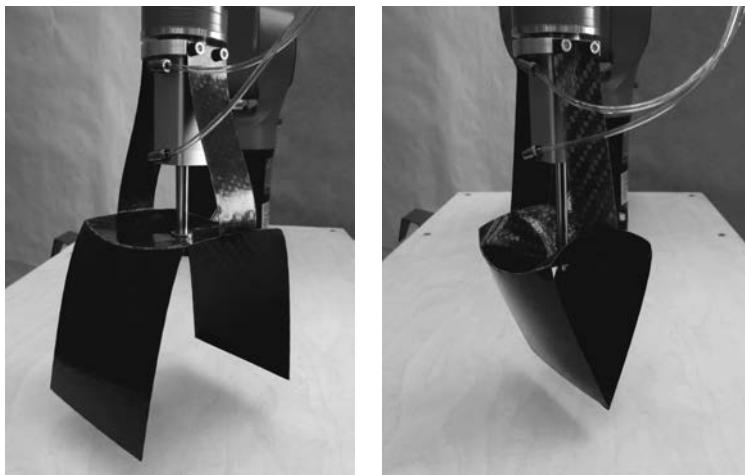
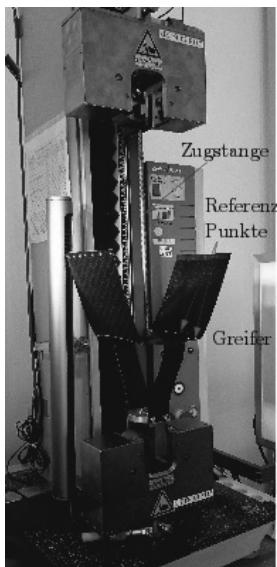


Bild 8: Greiferstellung geöffnet (links) und geschlossen (rechts)

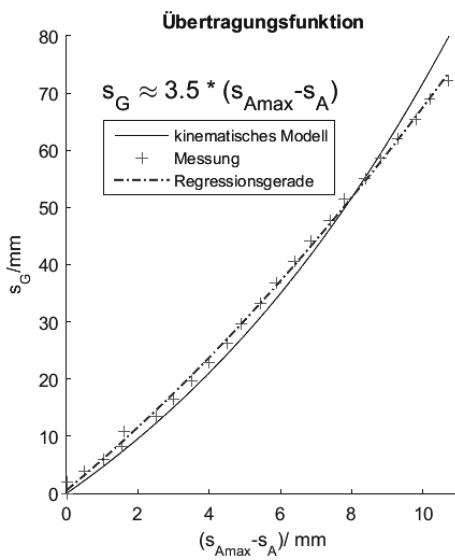
4. Verifizierung

Um die Performance der Greiferstrukturen ermitteln zu können, wurden zwei verschiedene Messansätze verfolgt. Der erste beruht auf der Hypothese, dass die Bodenfläche des Greifers eine konstante Krümmung während der Bewegung aufweist. Der zweite Ansatz verfolgt die Beziehung zwischen dem Öffnungsweg des Greifers und der Struktursteifigkeit.

Damit die Messungen durchgeführt werden konnten, musste als erstes der pneumatische Antrieb der Struktur entfernt werden und wurde für den ersten Versuch mit einer Zugstange ersetzt (Bild 9a). Die Bewegung der Flächenpunkte wurde mittels des optischen 3D-Messsystems ARAMIS erfasst. Das System bestimmt die Koordinaten von diskreten Punkten über einen zeitlichen Verlauf. Das Berechnen von 3D-Koordinaten wird durch das Bekleben des Greifers mit Referenzpunkten ermöglicht. Die erste Aufnahme stellt im Messprojekt den Ausgangszustand dar. Um die Verschiebung der Mustermerkmale untereinander zu berechnen, vergleicht die Software die während des Messablaufes berechneten Koordinaten.



a)



b)

Bild 9: a) Messaufbau zur Messung der Übertragungsfunktion $s_G(s_A)$ des Greifers

b) Übertragungsfunktion $s_G(s_A)$

Für die Überprüfung des kinematischen Ansatzes wurde die Prüfmaschine Zwick 2.5 ($F_{\max} = 2.5 \text{ kN}$) verwendet. Der Greifer wurde mittels der Zugstange und der Kopfplatte in dem beidseitig schließenden Pneumatik-Probehalter der Prüfmaschine befestigt (Bild 10a). Die Schließbewegung des Greifers wurde durch einen Antriebsweg $s_A = 12 \text{ mm}$ eingeleitet, mit der entsprechenden Zugkraft $F_{\max} = 16.6 \text{ N}$ für die Prüfzeit $t = 72 \text{ s}$. Die Ergebnisse deuten auf eine lineare Beziehung zwischen dem Greiferweg s_G und dem Antriebsweg s_A (Bild 9b). Es wird außerdem gezeigt, dass der kinematische Ansatz die gemessene Übertragungsfunktion gut approximiert. Mit Hilfe gemessener Referenzpunkte A_i, B_i wurde die Bodenoberfläche des Greifers für den offenen bzw. den geschlossenen Zustand vermessen (Bild 10a,b). Laut der kinematischen Hypothese spannen die Punkte A_i eine Regelfläche σ_A auf und B_i eine Regelfläche σ_B . Um eine Aussage über die Krümmung der abgebildeten Flächen treffen zu können, wurden die im Raum erfassten Messpunkte A_i, B_i auf eine uv-Ebene projiziert. Die uv-Ebene schneidet die Flächen σ_A und σ_B jeweils senkrecht. Die Projektion der Punkte A_i und B_i zeigt die gute Approximation der Schnittkontur durch Kreise (Bild 10 b). Das bestätigt die Hypothese auf dem die kinematische Modellierung beruht.

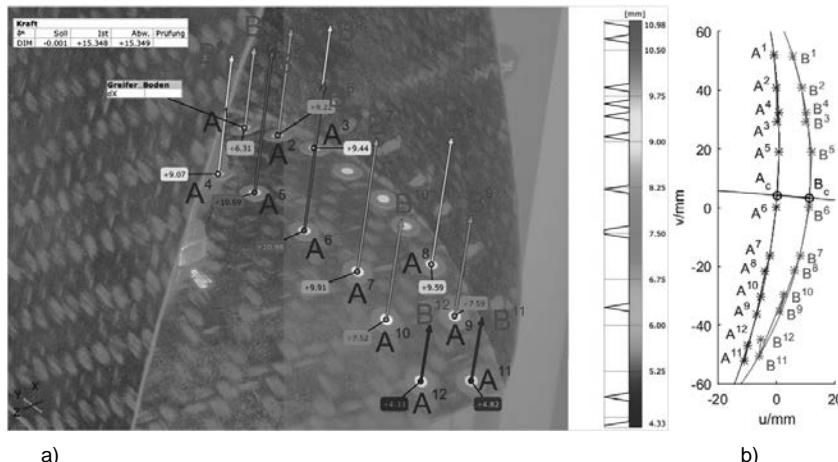


Bild 10: a) Gemessene Referenzpunkte mit den entsprechenden Verschiebungsvektoren
 b) Ebene Betrachtung der Referenzpunkte für die Positionen offen (blau) und zu (rot), Approximation durch Kreise

Der zweite Messaufbau für die Bestimmung der Struktursteifigkeit ist im Bild 11 a) dargestellt. Ein dünner Faden wurde an den zwei Fingern des Greifers mittels eines Systems von zwei Umlenkrollen befestigt. Der Greifer wurde auch am konstruierten Gestell angebracht. Der Messablauf bestand darin, dass verschiedene Greiferwege eingestellt worden sind, um verschiedene Verformungen unter verschiedenen Lasten an der Prüfmaschine messen und erfassen zu können.

Die Steifigkeit des Greifers wird aus der Kraft F als Last an der Greiferspitze mit zugehörigem Verformungsweg Δs ermittelt: $c = F/\Delta s$. In Bild 11 b) ist zu erkennen, dass die Struktursteifigkeit mit zunehmendem Greiferweg abnimmt. Dies ist darin begründet, dass mit zunehmender Öffnungsweite der Einfluss des gekrümmten Falzes auf die Verformung der angrenzenden Fläche geringer wird.

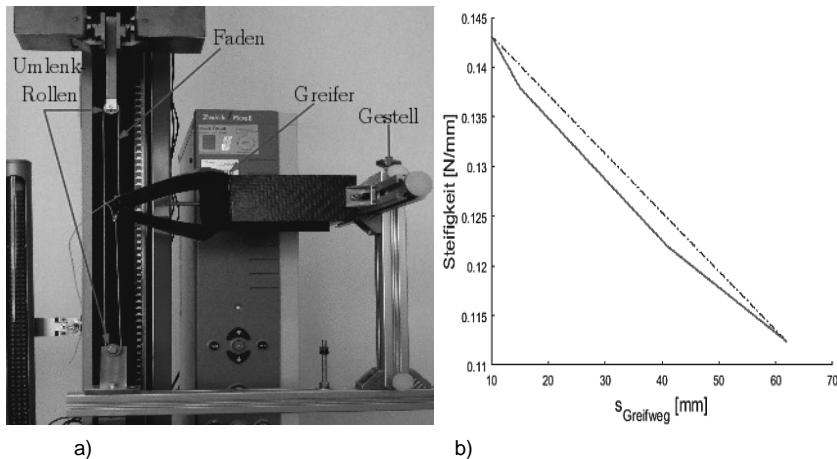


Bild 11: Steifigkeitsmessung: a) Messaufbau b) Steifigkeit in Abhängigkeit vom Greifweg

Zusammenfassung

Monolithische Greifer die gezielt nichtkomplanare und strukturversteifende Effekte ausnutzen sind auf Basis gekrümmter Gelenkfalze realisierbar. Dies ist durch die Kopplung zweier gekrümmter Falze in konvexer oder konkaver Form gegeben. Die kinematische Approximation der komplexen Verformungen wurde auf Basis einer geeigneten Diskretisierung in seriell gekoppelte sphärische Viergelenkgetriebe erreicht. Die Analyse der Übertragungsfunktion des Greifers zeigt im Arbeitsbereich ein annähernd lineares Verhalten. Die Messungen an einem Greifer bestätigen die Gültigkeit der approximierten Modells. Messungen zur Greifersteifigkeit zeigen eine Abfall mit zunehmendem Greifweg.

Die Greiferstrukturen wurden aus ebenen Twintex Organoblechen unter Anwendung des Remote-Laserstrahlverfahrens hergestellt. Diese Fertigungstechnologie erlaubt eine sehr effiziente Fertigung der Greifer.

Literaturverzeichnis

- [1] Demaine, E. D.; Demaine, M. L.; Koschitz, D.: "Reconstructing David Huffman's Legacy in Curved-Crease Folding", in *Origami⁵: Proceedings of the 5th International Conference on Origami in Science, Mathematics and Education (OSME 2010)*, S. 39–52, July 13–17, Singapore, 2010.
- [2] M. Kilian, S. Flöry, Z. Chen, N.J. Mitra, A. Sheffer and H. Pottmann.: Curved Folding. ACM Trans. Graphics, Vol. 27/3 (2008). Proc. SIGGRAPH.
- [3] Parterremedia GmbH; Schnellerstraße 58 A; 12439 Berlin; DEUTSCHLAND; www.natuerlich-verpacken.de.
- [4] Posselt, N.: Synthese von zwangsläufig beweglichen 9-gliedrigen Vierecksflächen. Diplomarbeit; Technische Universität Dresden, Dresden, 2010.
- [5] Fürst, A.; Klotzbach, A.; Hühne, S.; Hauptmann, J.; Beyer, E.: „Remote laser processing of composite materials with different opto-thermic properties.,“ in *Seventh International WLT-Conference on Lasers in Manufacturing 2013*, München, 2013.
- [6] Klotzbach, A.; Fürst, A.; Hauptmann, J.; Beyer, E.: Investigations on laser Remote cutting of tailored fiber reinforced structures. *LPCC 2013 Digitaler Tagungsband. Yokohama: Japan Laser Society*, The Laser Society of Japan, Nagoya Laser Technopole, Advanced Laser and Process Technology Research Association: 2013
- [7] Klotzbach, A.; Fürst, A.; Kretzschmar, F.; Zenger, K.; Hauptmann, J.; Beyer, E.: Investigations of multi-wavelength treatment at composite materials. *Paper 1906, 32nd International Congress on Applications of Lasers and Electro-Optics*, 6.-10. Oktober 2013, Miami FL, 2013.
- [8] Fürst, A.; Hipp, D.; Klotzbach, A.; Hauptmann, J.; Wetzig, A.; Beyer, E.: Increased Cutting Efficiency due to Multi-Wavelength Remote-Laser-Ablation of Fiber-Reinforced Polymers. *Advanced Engineering Materials*, 2015, DOI: 10.1002/adem.201500440.

Getriebetechnische Auslegung eines multifunktionalen wandelbaren Endeffektors zur automatisierten Handhabung und multiaxialen Drapierung von Verstärkungstextilien

**J. Brinker M.Sc., M. Müller M.Sc., J. Paris M.Sc.,
Prof. Dr.-Ing. M. Hüsing, Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Burkhard Corves,**
Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik,
RWTH Aachen University, Aachen

Kurzfassung

In nahezu allen industriellen Bereichen werden Handhabungsprozesse durch den Einsatz von Greifsystemen automatisiert. In der Fertigung faserverstärkter Strukturauteile mit komplexen Geometrien hingegen erfolgt das Handhaben von trockenen und vorimprägnierten textilen Halbzeugen immer noch überwiegend manuell. Daraus resultieren lange Prozesszeiten, geringe Reproduzierbarkeiten sowie hohe Herstellungskosten.

Ziel des Forschungsprojektes AutoHD ist die Entwicklung einer automatisierten Handhabungs- und Umformungstechnologie für Verstärkungsfaserhalbzeuge zur Serienfertigung komplexer, mehrachsig gekrümmter Strukturauteile. Die Erkennung von Faltenbildung must schon frühzeitig während des Drapierens erfolgen, um ohne Zeitverlust entgegenwirken zu können. Dieser Beitrag beschreibt die getriebetechnische Auslegung von Mechanismen innerhalb eines multifunktionalen wandelbaren Endeffektors. Analysen der notwendigen Drapierbewegungen liefern Informationen über die Bewegungsaufgabe und die resultierenden Anforderungen. Darauf aufbauend werden bestehende Ergebnisse systematischer Struktursyntheseverfahren für translatorische Manipulatoren herangezogen, um geeignete Mechanismen zu identifizieren. Zur Reduktion des Lösungsfeldes werden Auswahlkriterien entwickelt und die verbleibenden Strukturen einer Bewertung unterzogen. Eine ausgewählte Struktur wird schließlich der Maßsynthese unterzogen und konstruktiv umgesetzt.

1. Einleitung

Die vierte industrielle Revolution treibt die Automation von Produktionsprozessen weiter voran. Effiziente und flexible Systeme werden benötigt, um nachhaltige Konzepte zu etablieren. Für die mittelständische Zuliefererindustrie des Fahrzeug- und Maschinenbaus bedeutet die Herstellung von technisch anspruchsvollen faserverstärkten Kunststoffen (FVK) ein wichtiges und wirtschaftlich lohnendes Betätigungsgebiet.

Die Vorteile von FVK gegenüber konventionellen Konstruktionswerkstoffen liegen in der Möglichkeit der flexiblen Bauteilgestaltung und in exzellenten gewichtspezifischen mechanischen Eigenschaften. Dennoch beschränkt sich der Einsatz von FVK aktuell weitgehend auf hochpreisige Anwendungen im Bereich der Luft- und Raumfahrt oder dem automobilen Rennsport. Eine Schlüsselrolle für die Etablierung von FVK in Großserienanwendungen kommt daher der automatisierten Handhabung dieser Materialien zu. Die weitere Verbreitung von FVK scheitert jedoch am geringen Automatisierungsgrad der Produktion. Gründe hierfür sind die hohen Anforderungen an die Technik [1] und fehlende Kenntnisse über das Verhalten biegeschlaffer Halbzeuge [2]. In Studien über die Perspektiven der Serienproduktion hochfester FVK-Bauteile [1] wird das Kostenreduktionspotential durch die Automatisierung des Produktionsprozesses von FVK-Bauteile bis 2020 auf 30 bis 40% geschätzt. Ziel dieses Forschungsprojekts ist es, die Produktion mehrachsig gekrümmter Faserverbundstrukturen erstmalig vollständig zu automatisieren. Für die Prüfung multiaxial gekrümmter Preforms – und insbesondere für die Erkennung sich bildender Drapierfehler wie Falten, Schlaufen oder Gassen – ist eine zusätzliche Erfassung der 3D-Geometrie unerlässlich. Die Erkennung der Faltenbildung muss schon frühzeitig während des Drapierens erfolgen, um ohne Zeitverlust entgegenwirken zu können und schließlich eine hohe Prozesssicherheit zu gewährleisten. Hierzu wird ein optisches Sensorsystem in den flexiblen Endeffektor integriert. Diese Integration erfordert die Verwendung von Mechanismen anstelle von Presswerkzeugen.

2. Systeme zur automatisierten Handhabung und multiaxialen Drapierung

Als Preform wird eine nichtimprägnierte, mehrlagige textile Verstärkungsstruktur bezeichnet. In einem weiteren Verarbeitungsprozess wird der Preform mit einem Matrixsystem imprägniert und zu einem Faserverbundbauteil konsolidiert. Mit dieser Technologie können komplexe, dreidimensionale, endkonturnahe textile Verstärkungsstrukturen realisiert werden, die ein hohes Potential zur automatisierten Herstellung von FVK-Bauteilen aufweisen.

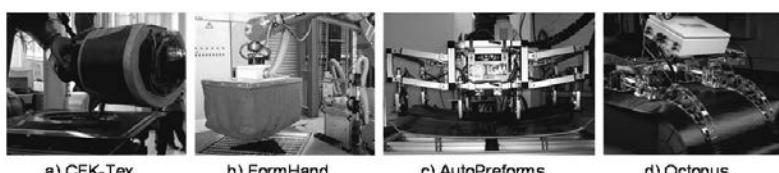


Bild 1: Systeme zur automatisierten Handhabung und multiaxialen Drapierung

Die automatisierte Verformung biegeschlaffer Materialien kann entweder passiv (z.B. Pressen einer formflexiblen Schicht auf eine gegebene Kontur) oder aktiv (z.B. durch Aktuatoren

und/oder kinematische Strukturen) geschehen [3]. Hinsichtlich passiver Verformungen sind insbesondere die Forschungsprojekte CFK-Tex und FormHand zu nennen. Ehinger et al. [4] entwickelten im Zuge des Projektes CFK-Tex einen flexiblen, roboterbasierten Endeffektor bestehend aus elastischen Drapiermodulen mit Vakuumerzeuger und Heizfunktionalität zur Binderaktivierung (Bild 1a). Der Automatisierungsansatz FormHand beschreibt die formvariable und funktionsintegrierte Handhabung durch ein granulatgefülltes Formkissen mit integrierter Heizfunktion [5] (Bild 1b). Hinsichtlich aktiver Verformungen wurde im Rahmen des Vorgängerprojektes AutoPreforms ein adaptiv multifunktionaler Endeffektor entwickelt (Bild 1c). Das Projekt zielte jedoch auf die Herstellung von Bauteilen mit geringer geometrischer Komplexität (nur uniaxiale Krümmung) ab. Brecher und Emonts [17] entwickelten das innovative Greifsystem Octopus, das auf dem bionischen Flossenstrahl-Effekt beruht und damit für die Drapierung sowohl konvexe als auch konkave Konturen zulässt (Bild 1d). Eine umfangreiche Übersicht weiterer Systeme liefert [7]. Die Ablage von Verstärkungstextilien in mehrachsig gekrümmten Geometrien ist mit den oben beschriebenen Systemen, wenn überhaupt, nur bei sehr geringen Umformgraden möglich. In Bezug auf moderne Produktionsanlagen stellt dies eine Einschränkung dar, die in diesem Projekt behoben werden soll.

3. Handhabungs- und Drapierprozess

Zunächst wird ein flächiges, textiles Halbzeug mittels eines geeigneten Greifers aufgenommen (Bild 2). Der Greifer befindet sich an einem Endeffektor, welcher an einen Industrieroboter montiert ist und für den Transport und die Grobpositionierung des Textils sorgt. Mittels externer Kameras wird der Vorgang überwacht, sodass bei Abweichungen von der Soll-Position die Ist-Position direkt nachgeregelt wird. Nach erfolgreicher Grobpositionierung erfolgt anschließend durch den Endeffektor die Feinjustierung, indem das textile Halbzeug so umgeformt und drapiert wird, dass es – möglichst ohne Faltenbildung – in das mehraxial gekrümmte Formwerkzeug abgelegt werden kann. Auch bei diesem Prozessschritt sind drei optische Onboard-Sensorsysteme eingebunden, die den Drapievorgang überwachen. Durch einen zweiten Regelkreis, den Drapierregelkreis, kann auch hier direkt in den Handhabungsprozess eingegriffen werden, sobald zwischen den Daten des Sensorsystems und den Daten der Drapiersimulation Abweichungen und insbesondere Falten auftreten.

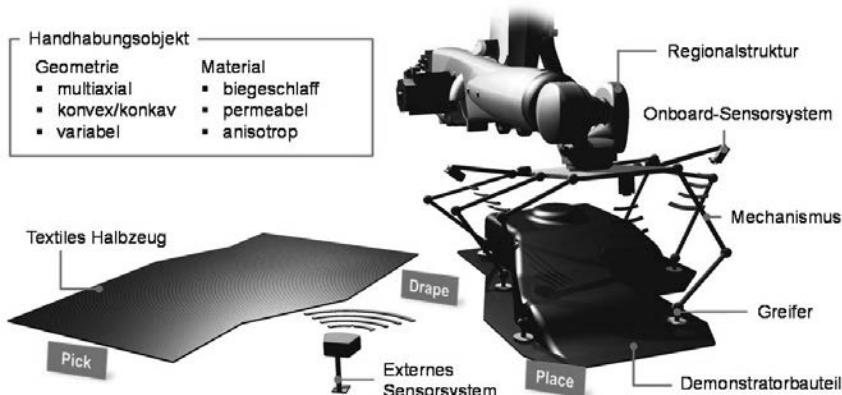


Bild 2: Subsysteme und Eigenschaften des Handhabungsobjekts

4. Anforderungserhebung

Für die Entwicklung des Handhabungs- bzw. Drapiersystems sind verschiedene Kriterien zu betrachten. Diese sind beispielsweise die Geometrie des Textils bei Aufnahme und Ablage, die Dimensionen des Bauteils sowie dessen Materialeigenschaften. Bild 2 zeigt die zu betrachteten Subsysteme, die an dem Handhabungs- und Drapierprozess beteiligt sind.

Die Subsysteme Regionalstruktur (max. Traglast: 150 kg), externes Sensorsystem, Onboard-Sensorsystem (Größe: ca. 60x60x60 mm³, Masse: ca. 100-200 g) und Greifer (Größe: ca. 55x55x110 mm³, Masse: ca. 175 g) sind einzubeziehen, beschränken die Auslegung der Mechanismen jedoch nicht. Relevante Anforderungen für die Auslegung des Endeffektors und der Mechanismen werden durch das Demonstratorbauteil bestimmt. Um möglichst viele industrierelevante Herausforderungen in einem Bauteil abzubilden, wurden die Spezifikationen des Bauteils in Abstimmung mit dem projektbegleitenden Ausschuss festgelegt. Demzufolge wird ein einlagiges biaxiales Carbonfasergelege mit einer Größe von ca. 760x880 mm² betrachtet (Bild 3).

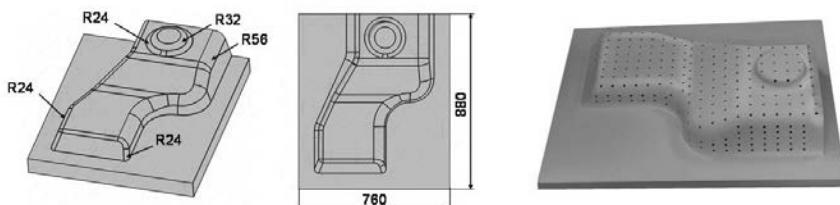


Bild 3: Positivform zur Herstellung des Demonstratorbauteils und dessen geometrische Eigenschaften

Zusätzlich zur inhärenten Biegeschlaffheit des textilen Halbzeugs ergeben sich somit weitere Herausforderungen durch dessen Permeabilität und Anisotropie. In Anlehnung an die Projektziele wird eine multiaxial gekrümmte Positivform mit konkav-konvexen Übergängen, Kanten und Rundungen mit unterschiedlichen Radien verwendet.

Darauf basierend wurden Materialversuche und Drapiersimulationen durchgeführt. Die Materialversuche definieren einerseits die minimale Anzahl an Greifpunkten und die minimale Distanz zwischen den Greifpunkten in Abhängigkeit der Biegsteifigkeit. Andererseits liefern die Ergebnisse der kinematischen Drapiersimulation, in Abhängigkeit der lokalen Faserorientierung und maximalen Scherwinkel, die korrespondierende Drapierbewegung. Demnach sind sieben Greifer notwendig, um das Textil zu greifen und die Drapierbewegung durchzuführen. Während der Simulation werden die Koordinaten der Greifpunkte schrittweise notiert und bilden schließlich die in Bild 4 gezeigten Drapierpfade. Die flexibelste jedoch ineffizienteste Lösung wäre der Einsatz von sieben Industrierobotern mit jeweils sechs Freiheitsgraden. Eine genaue Betrachtung der Koordinaten der simulierten Pfade (Bild 4a) zeigt jedoch, dass diese jeweils näherungsweise in einer Ebene liegen. Diese Eigenschaft kann genutzt werden, um die Dichotomie zwischen Flexibilität und Effizienz zu lösen. So wird durch Anwendung der Hauptkomponentenanalyse bzw. Kleinstes-Quadrat-Schätzung jede der sieben Koordinatensets durch eine Ebene angenähert (Bild 4b). Bild 4c zeigt die angenäherten Ebenen bzw. Koordinaten im Vergleich. Zur besseren Darstellung werden alle angenäherten Koordinaten in einer Ebene mit identischen End- bzw. Ablagepunkten dargestellt. Der Bewegungsbereich erstreckt sich demnach über eine Fläche von ca. 108x171 mm². Die Höhe und Breite der einzelnen Pfade liegt zwischen 154 und 171 mm bzw. 22 und 108 mm. Die durch die Regression bedingte mittlere Standardabweichung der orthogonalen Distanzen bezogen auf alle Koordinaten beträgt 1,4 mm. Die maximale absolute Abweichung beträgt 4,0 mm. Da eine rein kinematische Simulation zugrunde liegt, sind diese Abweichungen tolerierbar.

Durch die Projektion der Pfade in eine Ebene ist es möglich den Endeffektor mit Mechanismen zu gestalten, die ebene translatorische Bewegungen realisieren. Für jeden der sieben Drapierpfade wird somit ein Mechanismus benötigt. Aus Kostengründen wird angestrebt sieben identische Mechanismen zu entwickeln, die den gesamten Bewegungsbereich (plus Puffer für eventuelle Aufgabenanpassung) und damit alle sieben Pfade abdecken.

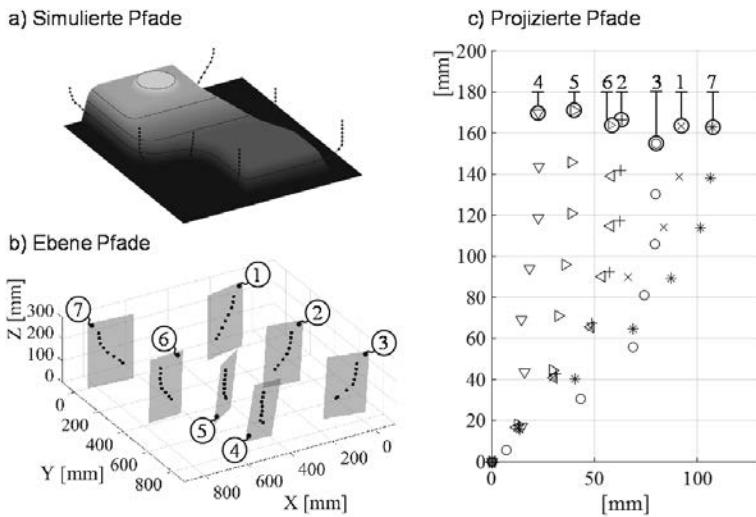


Bild 4: Drapierbewegungen entlang der simulationsbasierten Pfade

Es ergeben sich folgende Anforderungen:

- Größe des Bewegungsbereichs (inkl. Puffer): 250x200 mm²
- konstante Orientierung der Greifer (Kontaktfläche parallel zur x-y-Ebene)
- Max. Traglast (Bauteilgewicht, Trägheitskräfte, Drapierkräfte): ca. 10 N

Weitere Anforderungen betreffen den geringen Bauraum, um ausreichende Sichtbarkeit der Sensorsysteme zu gewährleisten, sowie die Adaptabilität des Endeffektors für mögliche Aufgabenanpassungen. Ziel des Vorhabens ist die Automatisierung eines manuellen Prozesses und der Proof-of-Concept der Automatisierungslösung, sodass die Prozesszeit kein einschränkendes Kriterium darstellt. Die folgenden Analysen betrachten ausschließlich die Entwicklung der Mechanismen. Die Integration in das Gesamtsystem bzw. den Endeffektor wird nicht betrachtet.

5. Struktursynthese

Bewegungen, bei denen der rotatorische Freiheitsgrad der Ebene eingeschränkt ist, bzw. Bewegungen mit zwei translatorischen Freiheitsgraden können generell durch serielle als auch parallele Mechanismen realisiert werden. Eine Abtriebsbewegung mit zwei translatorischen Freiheitsgraden kann bereits sehr einfach bspw. durch zwei aufeinanderfolgende Schubantriebe realisiert werden. Parallelmanipulatoren können in planare bzw. ebene, sphärische und räumliche Bauarten mit voll-parallelem oder seriell-parallelem (hybridem) Aufbau

untergliedert werden. In den letzten zwei Jahrzehnten wurden zahlreiche Manipulatoren mit planarer Architektur entwickelt. Ein Nachteil planarer Strukturen ist jedoch oftmals die geringe transversale Steifigkeit, die durch räumliche Architekturen verbessert werden kann. Einen umfänglichen Überblick zu akademischen und industriellen Beispielen zu translatorischen Parallelmanipulatoren mit zwei Freiheitsgraden liefert [7].

Die Identifikation geeigneter Mechanismen für eine gegebene Bewegungsaufgabe kann anhand von Wissensdatenbanken und (virtuellen) Katalogen zu Modellen geschehen. Andererseits liefern systematische Studien wie bspw. [8] potentielle Strukturen für bestimmte Bewegungsaufgaben. Hinsichtlich translatorischer Parallelmanipulatoren (TPM) sind derartige Studien meist auf der Lie-Gruppen-Theorie, der Schraubentheorie oder der Theorie der linearen Transformationen aufgebaut. Aufbauend auf der Schraubentheorie präsentierte Kong und Gosselin [8] das Konzept der virtuellen Ketten. Durch Verwendung dieses Konzepts bestimmte Nurahmi [9] die Gruppe von TPM mit zwei Freiheitsgraden und planarem, räumlichem sowie voll-parallelem und hybrider Aufbau. Durch die Kombination kinematischer Teilketten mit geeigneter Anzahl an Dreh- und Schubgelenken in geeigneter Reihenfolge und Orientierung können allgemein 242 voll-parallele Manipulatoren identifiziert werden. Um das Lösungsfeld auf prinzipiell für den Drapierprozess geeignete Strukturen zu verkleinern, werden die folgenden Auswahlkriterien angewendet:

- Die Drapierkräfte sind gering und treten überwiegend parallel zur Bewegungsebene auf. Der Bauraum ist wegen der möglichen Interferenz mit Sensorsystemen beschränkt. Demnach werden nur planare Architekturen betrachtet.
- Zur Berücksichtigung der Kosten, der Komplexität und des Bauraums werden die maximale Anzahl an Teilketten und die maximale Gesamtanzahl an Gelenken auf zwei bzw. sechs begrenzt.
- TPM mit inaktiven bzw. redundanten passiven Gelenken, die ihren Freiheitsgrad verlieren, tragen nicht zur Abtriebsbewegung bei und werden daher nicht betrachtet.

Demnach sind potentielle Lösungen PP-PP, PP-RRR und PP-PRR sowie die korrespondierenden Gelenkpermutationen. PP-RRR beschreibt bspw. einen TPM mit zwei kinematischen Teilketten mit zwei Schubgelenken (P: prismatic joint) bzw. drei Drehgelenken (R: revolute joint). Hinsichtlich der Antriebe gilt weiter:

- Um die Klemmgefahr zu reduzieren, werden passive, d.h. nicht aktuierte, Schubgelenke außer PP ausgeschlossen.

- Aus Gründen der Trägheit sind Aktuatoren möglichst gestellnah anzutragen, wobei RP-Paare erlaubt werden, sofern die Schubrichtung orthogonal zur Drehachse verläuft.

Vor diesem Hintergrund stellen PP-PP, PP-RRR, PP-PRR und PP-RPR mögliche Lösungen dar. Zur Verbesserung der Steifigkeitseigenschaften und des dynamischen Verhaltens können Schubgelenke durch ebene Parallelogramme (Π) ersetzt werden. Andererseits haben Parallelogramme einen komplexen Aufbau bestehend aus vier Drehgelenken und vier Gliedern mit paarweise identischen Längen, sodass hohe Anforderungen an die Fertigungs- und Montagetoleranzen bestehen [10]. Bild 5 zeigt die resultierenden äquivalenten Lösungen mit ersetzen passiven Schubgelenken (A) und Lösungen bei denen alle Schubgelenke ersetzt sind (B). Die Lösungen $\Pi\Pi-\Pi\Pi$ und $R\Pi-P\Pi$ sind überbestimmte Versionen von $\Pi\Pi-RRR$ bzw. $R\Pi-PRR$. Nicht überbestimmte Versionen werden aufgrund der geringeren Komplexität und der geringen Prozessgeschwindigkeiten und -lasten in dieser Studie bevorzugt.

Hinsichtlich translatorischer serieller Manipulatoren (TSM) ergeben sich $R\Pi$, $\Pi\Pi$ und ΠR als mögliche Strukturen. Demnach werden ähnlich wie bei den parallelen Strukturen Parallelogramme verwendet, um die Orientierung zu beschränken. Aus praktischer Sicht wird ΠR jedoch ausgeschlossen, sodass die in Bild 5 gezeigten Strukturen (C) verbleiben.

Zur Auswahl eines geeigneten Mechanismus wird eine detaillierte Bewertung der verbleibenden Lösungen durchgeführt. Aus der Erhebung in Kap. 4 ergeben sich drei grundlegende Anforderungen: geringe Kosten (R1), kleiner Bauraum (R2) und hohe Genauigkeit (R3) mit entsprechender Gewichtung (vgl. Tabelle 1). Darüber hinaus werden quantifizierbare Bewertungskriterien eingeführt, die die grundlegenden Anforderungen beeinflussen (vgl. Exponenten der Bewertungskriterien).

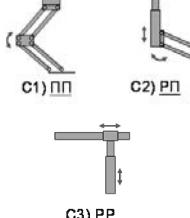
Translatorische Parallelmanipulatoren	Serielle Parallelmanipulatoren
 A1) <u>$\Pi\Pi-\Pi\Pi$</u> A2) <u>$\Pi\Pi-RRR$</u> A3) <u>$\Pi\Pi-PRR$</u> A4) <u>$\Pi\Pi-RPR$</u>  B1) <u>$\Pi\Pi-\Pi\Pi$</u> B2) <u>$\Pi\Pi-RRR$</u> B3) <u>$\Pi\Pi-PRR$</u> B4) <u>$\Pi\Pi-RPR$</u>	 C1) <u>$\Pi\Pi$</u> C2) <u>$R\Pi$</u> C3) <u>ΠR</u>

Bild 5: Mögliche Lösungen mit parallelem (A, B) und seriellsem Aufbau (C)

So wird R1 durch eine geringe Gesamtanzahl an Gelenken, geringe Anzahl an Schubgelenken sowie geringe Anzahl an bewegten Aktuatoren beeinflusst. R2 wird durch die Anzahl an

Schubgelenken, bewegten Aktuatoren und Maschen bestimmt. Eine geringe Anzahl an Schubgelenken, Gliedern zwischen Gestell und Greifer sowie eine hohe Anzahl an Maschen fließen positiv in die Bewertung der Genauigkeit eines Mechanismus (R3) ein. Es ist erwähnenswert, dass die Anzahl von Maschen sowohl den Bauraum als auch die Genauigkeit in gegensätzliche Richtung beeinflusst. Die Kriterien werden innerhalb ihres Einflussbereiches gewichtet. Schließlich bildet die Produktsumme der Wichtungen den jeweiligen Wichtungsfaktor je Kriterium. Hiernach wird jede der in Tabelle 1 aufgetragenen Strukturen zunächst bewertet, wobei die beste bzw. schleteste 4 bzw. 0 Punkte erhält, und danach gewichtet [11]. Eine umfangreiche Synthese serieller Mechanismen und die Bewertung der Komplexität kann darüber hinaus [12] entnommen werden.

Sensitivitätsanalysen bestätigen die Robustheit des Bewertungsergebnisses. Aus jeder der drei Gruppen (zwei Gruppen paralleler Strukturen und eine Gruppe serieller Strukturen) kann ein Sieger identifiziert werden. Die prädestiniertesten Strukturen der drei Gruppen sind demnach Pi-RRR, Pi-RRR und Pi, wobei der TSM Pi die höchste Bewertung erfährt. Zur Reduktion der Trägheitswirkungen durch die Antriebe besteht die Möglichkeit, den Antrieb des zweiten Gliedes des Pi-Manipulators durch einen Riementrieb oder ein zweites Parallelogramm ins Gestell zu verlagern (siehe z.B. [13] und [14]). Für die weitere Entwicklung und die im Folgenden dargestellte Maßsynthese wird daher der TSM Pi herangezogen.

Tabelle 1: Bewertung

Bewertungskriterium	R1	R2	R3	Faktor	<u>Pi-RRR</u>	<u>Pi-PRR</u>	<u>Pi-RPR</u>	<u>Pi-RRR</u>	<u>Pi-PRR</u>	<u>Pi-RPR</u>	<u>Pi</u>	<u>Pi</u>	<u>PP</u>
Geringe # Gelenke ^{R1}	0,167	-	-	0,06	0,11	0,11	0,11	0	0	0	0,11	0,17	0,22
Geringe # Schubgelenke ^{R1,R2,R3}	0,5	0,333	0,167	0,36	0,72	0	0	1,44	0,72	0,72	1,44	0,72	0
Geringe # Glieder ^{R3}	-	-	0,333	0,06	0,11	0,11	0,11	0	0	0	0	0,11	0,22
Geringe # bewegte Antriebe ^{R1,R2}	0,333	0,167	-	0,19	0,78	0,78	0,39	0,78	0,78	0,39	0,39	0,39	0,39
Geringe # Maschen ^{R2}	-	0,5	-	0,25	0,5	0,5	0,5	0	0	0	0,5	0,75	1
Hohe # Maschen ^{R3}	-	-	0,5	0,08	0,25	0,25	0,25	0,33	0,33	0,33	0,25	0,17	0
Summe	1	1	1	1	2,47	1,75	1,36	2,55	1,83	1,44	2,69	2,31	1,83

Anforderungen R1: Kosten (0.333) / R2: Bauraum (0.5) / R3: Genauigkeit (0.167)

6. Maßsynthese

Im Zuge der Maßsynthese wird eine Optimierung der Gliedlängen und Lage des Manipulators relativ zum Arbeitsbereich durchgeführt, sodass die Struktur möglichst gute Übertragungseigenschaften aufweist. Als Optimierungsparameter werden demnach die Lage des Mechanismus zum Mittelpunkt des vorgeschriebenen Arbeitsraums und die Gliedlängen des Ober- (1) und Unterarms (2) herangezogen: $P_{TSM} = (\Delta x \quad \Delta y \quad l_1 \quad l_2)$, vgl. Bild 6b.

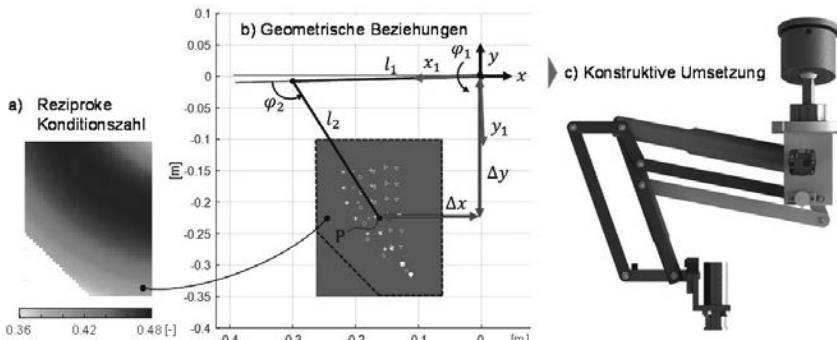


Bild 6: Übertragungsverhalten (a), geometrische Beziehungen (b) und konstruktive Umsetzung (c)

Für die Durchführung der Optimierung wird eine Kombination aus genetischem Algorithmus mit Fminsearch der MATLAB Optimization Toolbox mit entsprechender Ziel- bzw. Fitness-Funktion herangezogen. Diese beinhaltet die folgenden Grenzwerte und Randbedingungen:

- Die maximalen Gliedlängen betragen $l_1 \leq 0,3\text{ m}$ und $l_2 \leq 0,3\text{ m}$.
- Der horizontale Abstand zur Arbeitsraummitte liegt im Bereich $-0,2\text{ m} \leq \Delta x \leq 0,2\text{ m}$.
- Der minimale vertikale Abstand zur Arbeitsraummitte beträgt $\Delta y \geq 0,225\text{ m}$.
- Zur Kollisionsvermeidung ist der Unterarm stets in negative y-Richtung geneigt.
- Zur Vermeidung von Singularitäten werden Streck- und Decklagen bestraft.

Die Zielfunktion setzt sich aus dem Durchschnitt der Konditionszahl sowie dem Verhältnis von maximaler zu minimaler Konditionszahl zusammen [15]:

$$\min z = \sqrt{\left(\bar{\kappa}\right)^2 + \left(\frac{\kappa_{\max}}{\kappa_{\min}}\right)^2} \quad (1)$$

Die Konditionszahl der Jakobimatrix

$$\kappa = \|J\| \|J^{-1}\| \quad (2)$$

kann als Verstärkungsfaktor des relativen Winkelfehlers der Antriebe auf den relativen Positionierungsfehler am Abtrieb interpretiert werden [16]. Sie stellt die Beziehung zwischen Aktuator- und Abtriebsgeschwindigkeit eines seriellen Manipulators durch die Beziehung

$$\dot{\phi} = J\dot{p} \quad (3)$$

dar. Für den ausgewählten TSM folgt im mit dem Oberarm bewegten Koordinatensystem, vgl. Bild 6b [17]:

$$J = \begin{pmatrix} l_2 \cos(\varphi_2) & l_2 \sin(\varphi_2) \\ -(l_1 + l_2 \cos(\varphi_2)) & -l_2 \sin(\varphi_2) \end{pmatrix} \quad (4)$$

Die Verwendung der Jacobimatrix führt unter Umständen zu hohen Rechenzeiten und Inkonsistenzen. Dennoch liefert die reziproke Konditionszahl eine übersichtliche Darstellung des Übertragungsverhaltens der Struktur und des Aufbaus der Jacobimatrix [17]. Diese konvergiert gegen Null, sofern eine Konfiguration singulär ist. Bild 6a zeigt die Verteilung der reziproken Konditionszahl über den vorgeschriebenen Arbeitsbereich. Ein Eckbereich wurde aufgrund der Konvexität der Drapierbewegungen von der Betrachtung ausgeschlossen. Die Optimierung ergibt schließlich $P_{TSM}^* = (0,161 \quad 0,226 \quad 0,30 \quad 0,257) \text{ m}$. Darauf aufbauend können die notwendigen Antriebsmomente wie folgt berechnet werden:

$$M_{an} = J^T F \quad (5)$$

wobei die in den Anforderungen festgelegte Abtriebskraft von 10 N in die jeweils kritische Belastungsrichtung eingesetzt wird. Hieraus resultieren die für die Motorenauslegung relevanten maximalen Antriebsmomente $M_1 = 3,8 \text{ Nm}$ und $M_2 = 2,6 \text{ Nm}$ von Ober- bzw. Unterarmtrieb. Bild 6c illustriert die konstruktive Umsetzung des TSM mit Motor und Getriebeestufe sowie flexibler Aufhängung zur räumlichen Anordnung der Mechanismen innerhalb des Endeffektors. Ober- und Unterarme sind in grün bzw. rot dargestellt. Die Parallelogramme zur Beschränkung des Orientierungsvermögens sind in blau gekennzeichnet. Schließlich stellen die gelb markierten Bauteile den parallel geführten Stangenantrieb dar.

7. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde die Entwicklung eines Endeffektors zur automatisierten Handhabung und Umformung von Verstärkungsfaserhalbzeugen beschrieben. Nach Definition der Anforderungen wurde ein besonderer Schwerpunkt auf die systematische Synthese von ebenen translatorischen Mechanismen mit Parallelogrammstruktur gelegt. Aus potentiellen Strukturen wurde ein prädestinierter translatorischer serieller Manipulator mit Hilfe von Auswahl- und Bewertungskriterien identifiziert und schließlich im Zuge der Maßsynthese optimiert. Neben der konstruktiven Umsetzung der Mechanismen befassen sich anschließende Arbeiten mit der Integration der Mechanismen in das Gesamtsystem zur Herstellung von komplexen, mehrachsig gekrümmten Strukturbauten.

8. Literatur

- [1] Roland Berger, VDMA: Serienproduktion Hochfester Faserverbundbauteile: Perspektiven für den Deutschen Maschinen- und Anlagenbau. 2012
- [2] Schnabel, A.: Entwicklung von Lokal Angepassten Textilen Halbzeugen für die Großserienfertigung von Faserverstärkten Kunststoffen. Dissertation, RWTH Aachen University. 2013

- [3] Ehinger, C. A.: Automatisierte Montage von Faserverbund-Vorformlingen. Dissertation, TU München, Herbert Utz Verlag. 2012
- [4] Ehinger, C. u. Reinhart, G.: Robot-based Automation System for the Flexible Preforming of Single-Layer Cut-outs in Composite Industry. Production Engineering. 8, S. 559-565. 2014
- [5] Löchte, C., et al.: Form-Flexible Handling and Joining Technology (FormHand) for the Forming and Assembly of Limp Materials. Proc. CIRP 23. S. 206-211. 2014
- [6] Brecher, C. u. Emonts, M.: Automatisierte Handhabung für die FVK Großserienproduktion. 17. SAMPE Deutschland e. V.: Faserverbundwerkstoffe. 2011
- [7] Brinker, J., et al.: Mechanism Design for Automated Handling and Multiaxial Draping of Reinforcing Textiles. IDETC/CIE, Charlotte, NC. 2016
- [8] Kong, X. u. Gosselin, C.M.: Type Synthesis of 3-DOF Translational Parallel Manipulators Based on Screw Theory. J of Mechanical Design. 126, S. 83-92. 2004
- [9] Nurahmi, L.: Conceptual Design and Analysis of 2 Degrees of Freedom Translational Manipulators. Master thesis, IRCCyN, Nantes, France. 2012
- [10] Liu, X.-J. u. Wang, J.: Parallel Kinematics: Type, Kinematics, and Optimal Design. Springer. Heidelberg. 2014
- [11] Pahl, G., et al.: Engineering Design – A Systematic Approach. Springer, London. 2007
- [12] Caro, S., et al.: The rule-based conceptual design of the architecture of serial Schönflies-motion generators. In: Mechanism and Machine Theory. 45(2), S. 251-260. 2010
- [13] Riedel, M.: Flexible Bauteilhandhabung auf Basis einer rekonfigurierbaren parallelkinematischen Struktur. Dissertation, RWTH Aachen University. 2014
- [14] Kong, M. X., et al.: Optimal design for a 2-DOF high dynamic manipulator based on parallelogram mechanism. Proc. of the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Montréal, Canada. 2010
- [15] Huang, T., et al.: Conceptual Design and Dimensional Synthesis of a Novel 2-DOF Translational Parallel Robot for Pick-and-Place Operations. ASME J of Mechanical Design. 126(3), S. 449-455. 2004
- [16] Merlet, J.-P.: Parallel Robots, Dordrecht, Springer. 2006
- [17] Gosselin, C. u. Angeles, J.: A Global Performance Index for the Kinematic Optimization of Robotic Manipulators. J. Mech. Des. 113(3), S. 220-226. 1991

Koppelgetriebe als Schaltroboter mit Kinematik-, Regelungs- und Anwendermodellen

Dipl.-Ing. **T. Pinner**, Dipl.-Ing. **S. Ott**, Prof. Dr.-Ing. **A. Albers**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Bei Prüfstandsversuchen von Handschaltgetrieben kann der Schaltvorgang üblicherweise nicht durch einen menschlichen Anwender erfolgen, da dieser einerseits auf dem Prüffeld Gefahren ausgesetzt wäre und er andererseits – falls erforderlich – Schaltvorgänge nicht identisch wiederholen könnte. Um dennoch Getriebetests mit Gangwechselvorgängen durchführen zu können, werden Schaltroboter eingesetzt. Diese können entweder direkt an der Schaltwelle oder am realen Schalthebel angreifen und entsprechend der Vorgaben des Prüflaufs die Gänge wechseln.

Im vorliegenden Beitrag wird ein solcher Schaltroboter vorgestellt, der gezielt für den Einsatz am Prüfstand konzipiert wurde. Der Roboter greift mechanisch direkt am Schaltknauf an. Eine Kombination aus Kinematik-, Regelungs- und Anwendermodellen sorgt dafür, dass verschiedene Anwendungsszenarien abgebildet werden können und eine flexible Erweiterung möglich ist. Fokus des Beitrags ist die Vorstellung und Diskussion dieser Modelle und ihrer Interaktion. Der Schaltroboter ist ein Beispiel für die Verschmelzung aus physischem Koppelgetriebe und virtuellen Modellen, die gemeinsam komplexe Bewegungsaufgaben realisieren und eine flexible und modulare Anwendbarkeit gewährleisten.

Abstract

On the test bench, a human user cannot conduct a gear change process on a manual transmission, due to security reasons. Furthermore, a human user could not repeat several gear changes with identical shifting parameters, if needed. To allow gearbox tests with manual transmissions, robot shifters are used. Either they can connect to the transmission input at the gearbox, or to the shifting lever and they change the gears according to the test run.

This paper presents a robot shifter that has been designed especially for test bench use. It connects directly to the shifting lever. A combination of kinematic models, control models and user models enables the conduction of various test scenarios. Furthermore, the system is highly extensible. The presentation focuses on a system presentation, the discussion of the models and their interaction. The robot shifter is an example for the synthesis of a physical

coupler mechanism and virtual models that realize complex motions and provide a flexible and modular applicability.

1. Einleitung und Zielsetzung

Schaltroboter sind technische Systeme, die in der Validierung von Gesamtfahrzeugen und Antriebsstrangkomponenten eingesetzt werden. Dabei wird ein solcher Schaltroboter dann nötig, wenn ein virtuelles Fahrermodell eingesetzt wird, das Schaltzeitpunkte oder Schaltverhalten vorgibt, die physisch auf dem Prüfstand realisiert werden sollen.

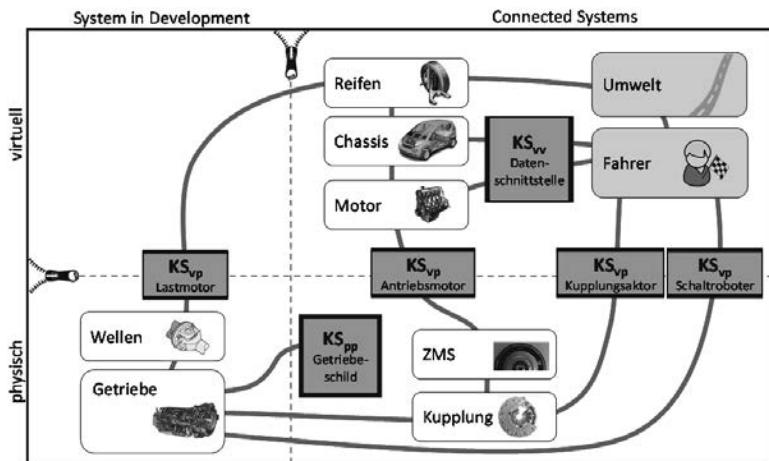


Bild 1: Modell eines spezifischen Validierungs-Setups [1]

In diesem Verständnis verbindet der Schaltroboter virtuelle und physische Modelle miteinander (vgl. [2], [3]). Diese Modelle bilden dabei einen X-in-the-Loop (XiL)-Aufbau, wobei das „X“ das zu untersuchende (virtuelle / physische) Teilsystem darstellt, dessen Wechselwirkungen im „Loop“ mit entsprechenden (virtuellen oder physischen) Modellen abgebildet werden [2]. Typische und bekannte XiL Anwendungen sind Hardware-in-the-Loop, Software-in-the-Loop, Model-in-the-Loop [4].

Bild 1 zeigt einen beispielhaften Anwendungsfall eines X-in-the-Loop Aufbaus. Das System in Entwicklung (SiD – System in Development) ist ein manuelles Handschaltgetriebe mit angebundenen Seitenwellen. Dieses liegt als physisches Modell, z. B. als Prototyp vor und soll hinsichtlich des Wirkungsgrads untersucht werden. Dabei wird beispielsweise der stationäre Wirkungsgrad in verschiedenen Gängen analysiert, andererseits der Wirkungsgradverlauf im Rahmen einer Vollastbeschleunigung.

Damit das Getriebe mit realitätsnahen Eingangsgrößen und Lasten beaufschlagt wird, wird die relevante Systemumgebung des Getriebes im X-in-the-Loop-Aufbau durch weitere physische und auch virtuelle Modelle ergänzt, die die sogenannten „Verbundenen Systeme“ darstellen [2]. Im konkreten Fall sind dies auf physischer Seite das Zweimassenschwungrad und die Kupplung, auf virtueller Seite interagieren Motormodell, Chassismodell und Reifenmodell mit den Systemmodellen Fahrer und Umgebung. Damit die dargestellten physischen Modelle mit den virtuellen Modellen verbunden werden können, werden sogenannte Koppelsysteme eingesetzt. Der Schaltroboter ist dabei ein Beispiel für die Realisierung eines solchen Koppelsystems, welches das virtuelle Fahrermodell mit dem physischen Getriebemodell verbindet. Andere Koppelsysteme sind etwa Kupplungsaktuator und Lastmotor, ebenso Datenschnittstellen oder Montageplatten. [1]

2. Das Zielsystem des Schaltroboters

Bei der Neuentwicklung eines Schaltroboters muss die Vielfalt an möglichen Testfällen, die Vielfalt möglicher Schaltgetriebe sowie die Vielfalt an Fahrermodellen berücksichtigt werden. Bereits der vorgestellte Testfall der Wirkungsgradmessung offenbart, dass für die Wirkungsgradmessung beim transistenten Beschleunigungsvorgang andere Anforderungen an das System gestellt werden als bei der Untersuchung stationärer Betriebszustände. Um dieser Variabilität begegnen zu können, wird ein besonderes Systemdesign nötig, das einen modularen Aufbau hat und sowohl Regelungstechnisch als auch im Hinblick auf die Schnittstellen einfach parametrierbar, modifizierbar und erweitert werden kann.

Die wesentlichen Einflussfaktoren auf das modulare Systemdesign sind die erwarteten Eingangs- und Ausgangsgrößen, die von den gebundenen Modellen bereitgestellt oder angefordert werden. Insbesondere diejenigen Eigenschaften, die je nach Testfall und Modelleinsatz variabel sind, führen zu Systemelementen des Schaltroboters, die variabel austauschbar gestaltet sein müssen. Im konkreten Fall sind dies die variablen Eigenschaften von physischen Getriebemodellen und virtuellen Fahrermodellen. Dabei wird etwa auch ein physischer Getriebeprototyp als Modell verstanden, das einen gewissen Verkürzungsgrad aufweist (vgl. [5]). Diese Modelle sind wesentliche Quelle für die Ziele und Anforderungen des Schaltroboters.

Variable Getriebeeigenschaften

Die Bewegung des Schaltthebels ist durch dessen Kinematik festgelegt. Zum Einsatz kommen üblicherweise Kugelgelenke, sodass die Bewegung des Schaltknaufs auf einer sphärischen Fläche abläuft. Neben Kugelgelenken werden auch kardanische Gelenke eingesetzt,

was zu einem nicht kugelförmigen Bewegungsbereich des Schaltknaufs führt, der von den konstruktiv festgelegten Abständen zwischen Knauf und jeweiligem Drehpunkt abhängt.

Je nach Getriebe ist die Anzahl der Gänge variabel, die generelle Anordnung (H-Schaltung) bleibt wiederum identisch. Durch individuelle Unterschiede der Schaltkinematik (z. B. Schaltgestänge oder Schaltseile oder Geometrie der Synchroneinheit) ergibt sich ein getriebeindividuelles Kraft-Weg-Übertragungsverhalten. Zudem unterscheiden sich die Geometrie und der Querschnitt des Schaltknaufs von Getriebe zu Getriebe, sodass die mechanische Anbindung an das Getriebe auf geeignete Art und Weise ausgeführt werden muss. Exemplarisch konnten einige Bewegungsräume verschiedener Getriebe vermessen werden. Dabei wurden ein maximaler ebener Arbeitsraum von $300\text{ mm} \cdot 250\text{ mm}$ und ein horizontaler Stellbereich von 80 mm festgelegt.

Variable Fahrereigenschaften

Fahrer (sowie die entsprechenden Fahrermodelle) haben beim Gangwechsel verschiedene variable Eigenschaften: Das Kraft-Weg-Verhalten und somit die Synchronisationszeit und -kraft variiert von Fahrer zu Fahrer. Einige Fahrer tendieren zum Überdrücken des Knaufs über den Einlegepunkt heraus, auch beim Abheben der Hand unterscheiden sich unterschiedliche Fahrertypen – da teilweise die Hand auf dem Schaltknauf belassen wird, was ein Misuse-Szenario darstellt. Unabhängig vom konkreten Fahrerverhalten muss der Schaltroboter an die vorhandenen Schnittstellen des virtuellen Fahrermodells angebunden werden.

Aus Fahrversuchen konnten Schaltkräfte von maximal 100 N erzielt werden. Um eine ausreichende Kraftreserve für besondere Untersuchungen (z. B. Fehlnutzung oder Überdrücken am Anschlag der Schaltgasse) einzuhalten, wird eine maximale Stellkraft von 500 N am Endeffektor, also am Kontakt zum Schaltknauf, gefordert.

Prüfstandsbezogene Eigenschaften

Neben den Eigenschaften der direkt angebundenen Modelle sind auch prüfstands- und testfallbezogene Erfordernisse Quelle für Ziele und Anforderungen: Durch ein bestehendes Prüfstandslayout muss der Roboter in den verbleibenden Bauraum passen. Im konkreten Fall bedeutet dies, dass der bevorzugte Bauraum oberhalb des Schaltknaufs liegt. Aus praktischen Gründen soll der Roboter durch zwei Personen getragen werden können, sodass ein Maximalgewicht von 100 kg festgelegt wird.

Tabelle 1 zeigt eine Auswahl der definierten Ziele, die im Vorfeld der Entwicklung durch die Analyse der dargestellten Quellen für Ziele und Anforderungen ermittelt wurden.

Tabelle 1: Ausschnitt aus dem Zielsystem des Schaltroboters

Zielgröße	Quelle	Eigenschaften
Anzahl Gänge	Getriebe	10 Gänge inkl. Zwischenpositionen
Arbeitsraum	Getriebe	max. 300 mm · 250 mm
Bewegungsform	Getriebe	Sphärisch
Kraft am Endeffektor	Fahrermodell + Getriebe	max. 500 N
Stellgeschwindigkeit	Fahrermodell	1500 mm/s
Schnittstelle	Prüfstand	CAN-Bus
Gewicht und Bau- raum	Prüfstand	max. 100 kg, Bauraumbelegung oberhalb des Schaltknaufs bevorzugt

Systemgrenze und Schnittstellen

Grundlegend überführt der Schaltroboter virtuelle in physische Flüsse und ebenfalls physische in virtuelle Flüsse. Dieses Verständnis unterstützt auch das in Bild 2 dargestellte Systembild, das diese Hauptfunktion in eine virtuell-physische und eine physisch-virtuelle Transformation unterteilt.

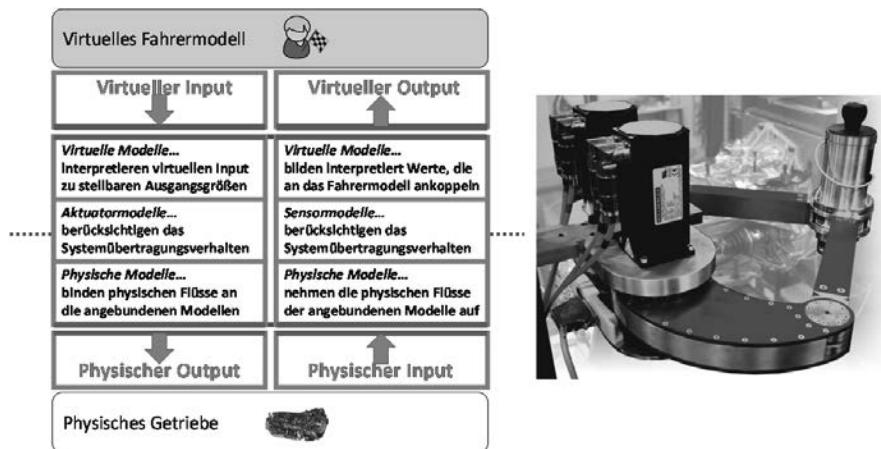


Bild 2: Modellvorstellung der zentralen Schaltroboter-Funktion (links) [6] und Foto des realisierten Schaltroboters (rechts) [6]

In Abhängigkeit der individuellen Modelleigenschaften der angebundenen virtuellen und physischen Modelle verändern sich die Input- und Outputgrößen des Koppelsystems: Ein sehr abstraktes Fahrermodell gibt etwa ausschließlich den Zeitpunkt und den Zielgang eines Gangwechsels an, wohingegen ein sehr detailliertes Fahrermodell anwenderähnliche Kraft-

und Wegverläufe über der Zeit vorgibt und auch festlegt, ob der Schaltknauf nach dem Schaltvorgang freigegeben wird. Um mit dieser Vielfalt möglicher Eingangsgrößen umzugehen, wird die Systemgrenze des Schaltroboters für die Entwicklung derart gewählt, dass die Detailtiefe der Input- und Outputgrößen auch bei unterschiedlich detaillierten Modellen identisch bleibt. In Folge dessen werden Teile der angrenzenden Modelle in das System Schaltroboter integriert. So sind beispielsweise detaillierte Schaltmodelle, die grundsätzlich dem Fahrermodell angehören, im Roboter integriert und können testspezifisch parametrisiert werden. Auch der Schaltknauf ist Teil des Gestaltungsraums, sodass der Hebel als einheitliche Schnittstelle verschiedenster Getriebe fungiert.

Mit Hilfe des Beschreibungsmodells aus Bild 2 können strukturiert Anforderungen an die verschiedenen funktionalen Ebenen des Roboters entwickelt werden, indem die Eingangs- und Ausgangsgrößen für Gesamtsystem und Teilebene analysiert werden.

3. Systembeschreibung

Der Schaltroboter ist als ebenes Koppelgetriebe aufgebaut. An einer Basisplatte sind zwei Elektromotoren angebunden, deren Ausgangsdrehzahlen und Drehmomente mit jeweils einem Harmonic-Drive Getriebe im Verhältnis 1:30 übersetzt werden. Daran sind vier Elemente mit drei frei drehbaren Gelenken angebunden. Diese Kinematik resultiert in einer hohen Steifigkeit, es kann ein ebener Bewegungsraum von 300x250 mm bei voller Last abgedeckt werden. Wenn keine hohen Anforderungen an Stellkräfte und Verfahrgeschwindigkeiten gestellt werden, kann ein erweiterter Bewegungsraum genutzt werden, wie er vollständig in Bild 3 zu sehen ist.

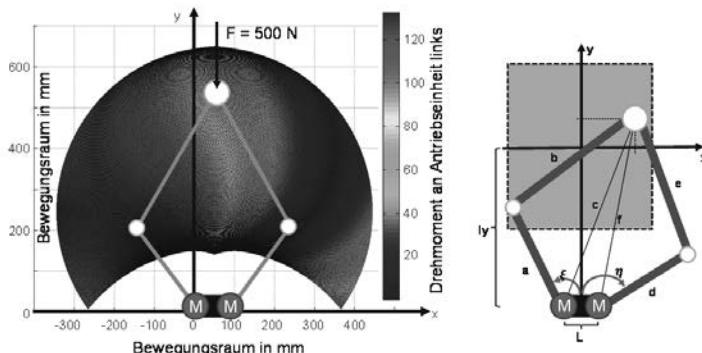


Bild 3, links: Simulierter Bewegungsraum des Roboters (Aufsicht) und resultierendes Antriebsmoment (linke Motor-Getriebe-Kombination) bei einer Belastung von 500N am Endeffektor in y-Richtung im statischen Fall. Rechts: Geometrische Größen

Für die Aktuation des Schaltthebels ist die Bereitstellung eines ebenen Arbeitsraums nicht ausreichend, da der Schaltknauf wie gezeigt eine sphärische Bewegung beschreibt. Um dies zu ermöglichen, wird der Endeffektor zusätzlich vertikal aktuiert. Zu diesem Zweck ist ein weiterer Motor in einem der Arme verbaut, der eine Zahnstange antreibt. Diese ermöglicht das vertikale Verfahren des Endeffektors um ca. 70 mm.

Zur Positionsregelung sind in den Hauptmotoren – und somit vor der Getriebeübersetzung – Inkrementalgeber verbaut, die direkt zur internen Positionsregelung des Steuergeräts verwendet werden. Zur Initialisierung sind zudem hinter der Getriebeübersetzung zwei Absolutwertgeber verbaut, die bei Kaltstart des Roboters die Winkelstellung der Arme auslesen und so eine Referenzfahrt überflüssig machen. Die vertikale Positionsregelung erfolgt ebenfalls über einen am Motor angebrachten Inkrementalgeber, wobei hier bei Kaltstart eine Referenzfahrt (Positionsanschlag) durchgeführt wird.

Um neben einer reinen Positionsregelung auch kraftbasierte Regelungsmethoden einsetzen zu können, ist im Endeffektor eine 6-Achs-Kraftmessdose verbaut. Diese ist mit einer Hülse verbunden, die den Kontakt mit dem Schaltknauf herstellt. Dabei wird der originale Schaltknauf wie beschrieben durch einen Kugelknauf ersetzt, der exakt in die bereitgestellte Hülse eingepasst ist. Durch die Kugelsymmetrie wird sichergestellt, dass der Knauf in verschiedenen Winkeln mit der Hülse geführt werden kann und sich der Endeffektor jederzeit vertikal vom Knauf lösen kann.

In einem separaten Schaltschrank befinden sich sowohl Leistungselektronik als auch Regelungslogik. Zudem erfolgen an einer grafischen Benutzerschnittstelle die Bedienung des Systems sowie die bedarfsgerechte Parametrierung. Die übergeordnete Prüfstandsregelung wird via CAN-Bus an den Schaltschrank angebunden. Auf einem PIC32-basierten Board findet die Logikverarbeitung statt, die Motorsteuergeräte sind dann über einen sekundären CAN-Bus verbunden. Positionsdaten der Encoder werden zur Regelung direkt auf Steuergeräteebene verwendet, weitere Sensorik ist über entsprechende Schnittstellen mit dem PIC32-Board verbunden. Dazu gehören etwa AD-Wandler für die analog verstärkten Signale der Kraftmessdose oder ein I2C-Bus für die Absolutwertgeber. Die Kommunikation mit der Windows-basierten Benutzerschnittstelle erfolgt via USB.

4. Softwarestruktur und Regelungsmodelle

Wesentliche Anforderung an die Software des Schaltroboters ist die Echtzeitfähigkeit der Regelung. Gleichzeitig muss aber auch die USB-Kommunikation mit der Benutzerschnittstelle gewährleistet werden, hinsichtlich der Ausleitung von Daten soll dies auch parallel zur Regelung möglich sein. Um dies umzusetzen, wird das Regelungs-Subsystem ausschließlich Interrupt-basiert ausgeführt, mit einer fixen Regelungsfrequenz von 1 kHz. Die Funktionen der Hauptroutine beschränken sich auf die USB-Kommunikation mit der Windows-Benutzerschnittstelle, bei der etwaige Latenzen unkritisch sind.

Das Regelungssystem ist in drei Bereiche unterteilt: Das Basisystem koordiniert den grundlegenden Ablauf und stellt universelle Funktionen bereit, wie etwa Koordinatentransformationen oder Kinematikberechnungen, wie sie in der Ebene der Aktuator- und Sensormodelle vorkommen (siehe Bild 2). Die Logikcontroller definieren das übergeordnete Regelungsverhalten und die Abläufe des Schaltvorgangs, etwa Kraft-Weg-Zusammenhänge, wie sie für die Ebene der virtuellen Modelle nötig sind. Motioncontroller werden von den Logikcontrollern zur Bewegungsregelung in verschiedenen Bewegungssachsen eingesetzt.

Zur strukturierten Darstellung der verwendeten Regelungsmodelle wird auf das vorgestellte deskriptive Modell zur Beschreibung zurückgegriffen, das den Weg von virtuellem Input zu physischem Output in Stufen unterteilt (Bild 2).

Virtuelle Fahrer- und Schaltmodelle

Wie oben beschrieben, kann die Art der Schaltbefehl-Übergabe hinsichtlich seiner Detaillierung variieren. Wird vom externen virtuellen Fahrermodell ausschließlich der Zeitpunkt des Gangwechsels sowie der gewünschte Zielgang vorgegeben, muss die Interpretation dieses Wunsches im Roboter selbst erfolgen. Wenn keine weiteren Eigenschaften des Schaltvor-

gangs spezifiziert sind, ist das Schaltverhalten selbst nicht relevant und kann in einer beliebigen Art und Weise durchgeführt werden. Wenn allerdings der Schaltvorgang selbst für den Prüflauf relevant ist, wird das Modellverhalten des virtuellen Fahrers weitergehend spezifiziert. Dies könnte ebenfalls extern erfolgen, wodurch das externe Fahrermodell als Systeminput für den Schaltroboter direkt Koordinaten bereitstellen würde. Als alternative Lösung wurden Teile des virtuellen Fahrers innerhalb der Systemgrenze des Schaltroboters realisiert:

Mit Hilfe eines Teach-Ins erlernt der Roboter die Koordinaten der Getriebegänge und der Fußpunkte in Relation zu seiner Lage. Mit diesem simplen Getriebemodell können bereits einfache positionsbasierte Regelungen realisiert werden.[7]

Der Logikcontroller zur einfachen Positionsregelung interpoliert die Positionen zwischen dem aktuellen und dem gewählten Gangpunkt und verteilt die Punkte zeitlich äquidistant, wodurch eine annähernd konstante Schaltgeschwindigkeit erreicht wird. Bei etwaigen Gegenkräften (z. B. während der Synchronisationsphase) erhöht der Positionsregler die Kraft auf den Schaltknauf bis zu einer vorgegebenen Grenzkraft. Kommt es zu einer größeren Abweichung zwischen Soll- und Istposition, reicht also die vorgegebene Grenzkraft nicht aus, wird der Schaltvorgang abgebrochen. Um derartigen Abbrüchen vorzugbeugen, ist eine dynamische Anpassung der Sollpositionen in Abhängigkeit der Istposition möglich.

Dieses Schaltverhalten spiegelt allerdings nur rudimentär das tatsächliche Schaltverhalten des Fahrers wider. Insbesondere das Synchronisierungsverhalten wird von einer solchen Regelung nicht hinreichend abgebildet. Ein weiterer Logikcontroller zur Umsetzung eines anwendungsnahen Schaltvorgangs adressiert diesen Umstand. Basierend auf der Analyse realer Schaltvorgänge wurde ein generischer Schaltablauf identifiziert, der die Basis für einen parametrierbaren Schaltvorgang darstellt.

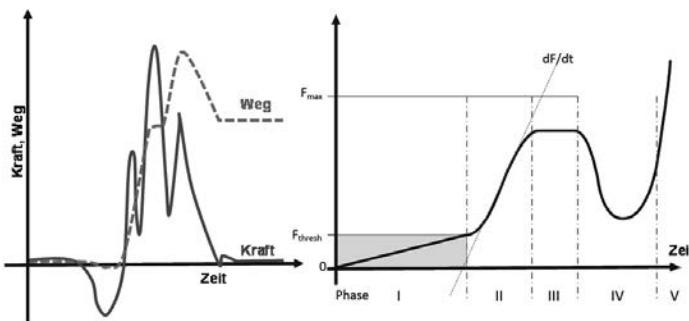


Bild 4: Messung (links) und Regelungsmodell (rechts) des Einlegevorgangs beim Gangwechsel [6]

Der generische Schaltvorgang wird in vier Phasen unterteilt [6]: Die erste Phase steht vor Beginn der Synchronisierung, der Schaltknauf wird darin zur korrekten Gasse und bis zum Beginn der Synchronphase geführt. Ab Erreichen einer Grenzkraft wird Phase 2 erreicht. Darin wird die Kraft kontinuierlich erhöht bis eine erhöhte Grenzkraft erreicht wird. Diese wird für den Rest der Synchronisation (Phase 3) gehalten, bis der Synchronisationsvorgang abgeschlossen ist. Dies ist dadurch gekennzeichnet, dass die Kraft signifikant abfällt, bis der Schaltknauf an die Begrenzung der Schaltkulisse stößt, was zu einem finalen Kraftanstieg führt und das Ende des Schaltvorgangs bedeutet.

Die Eigenschaften des Schaltmodells lassen sich durch unterschiedliche Parametrierungen beeinflussen, sodass verschiedene virtuelle Fahrertypen abgebildet werden können. In Phase 1 wird die Grenzkraft zur Identifikation der nächsten Phase den Gegebenheiten des Getriebes angepasst. Für Phase 2 sind sowohl die Sollkraft als auch der maximale Kraftanstieg einstellbar. Die Sollkraft wirkt sich ebenso auf die Länge von Phase 3 aus, da damit indirekt die Länge der Synchronisierung definiert wird. Für Phase 4 kann ein weiterer Sollkraftwert vorgegeben werden. Mit verschiedenen Einstellungsvarianten werden auf diese Weise komfortable, normale und sportliche Fahrertypen unterschieden.

Zusätzlich zum vorgestellten Kraft-Weg-Verhalten beim Synchronisationsvorgang kann auch das Fahrerverhalten hinsichtlich der Schaltknauffreigabe parametriert werden. Dazu gehört die Möglichkeit, den Schaltknauf am Ende des Schaltvorgangs durch das vertikale Verfahren des Endeffektors freizugeben. Dies entspricht dem üblichen Fahrerverhalten, alternativ können so auch Misuse-Szenarien abgebildet werden, bei denen der Roboter eine auf dem Schaltknauf abgelegte Hand abbildet.

Virtuelle Robotersystemmodelle

Neben den übergeordneten Fahrermodellen werden verschiedene virtuelle, interne Robotermodelle genutzt, um das gewünschte Systemverhalten zu realisieren: Zur Umsetzung des innerhalb der Fahrermodelle festgelegten Schaltverhaltens werden die vorgegebenen kartesischen Sollpositionen mittels eines inversen Kinematikmodells auf die Achsebene der Motoren umgerechnet. Exemplarisch ist dies für die Berechnung des Stellwinkels ξ (linke Antriebseinheit) angegeben. Die Variablen können Bild 3 entnommen werden, der Ursprung des xy-Koordinatensystems befindet sich hier zentral im Arbeitsraum. Die inverse Kinematik ergibt sich dabei aus elementarer Trigonometrie (Pythagoras, Kosinussatz):

$$c: (x, y) \rightarrow \sqrt{\left(x + \frac{L}{2}\right)^2 + (y + ly)^2} \quad \text{und} \quad f: (x, y) \rightarrow \sqrt{\left(x - \frac{L}{2}\right)^2 + (y + ly)^2}$$

$$\xi: (x, y) \rightarrow \cos^{-1} \left(\frac{(a^2 + c(x, y)^2 - b^2)}{2 \cdot a \cdot c(x, y)} \right) + \cos^{-1} \left(\frac{(L^2 + c(x, y)^2 - f(x, y)^2)}{2 \cdot L \cdot c(x, y)} \right)$$

Mit Hilfe eines direkten Kinematikmodells kann wiederum auf Basis der vorhandenen Stellwinkel der Achsen die resultierende Lage des Endeffektors berechnet werden. Diese direkten und inversen Kinematikmodelle werden auch für die im Rahmen der Entwicklung notwendigen Berechnungen des Bewegungsraums (direktes Modell) und der Motormomente (inverses Modell) eingesetzt (siehe Bild 3). Für Regelungsmodi in denen das Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten des Roboters relevant ist, können diese Systemeigenschaften gezielt durch ein Admittanzmodell eingestellt werden [8], [9]. Grundlegend wird dabei durch die Vorgabe einer Sollkraft ein kraftabhängiges Stellverhalten erzeugt, sodass etwa getriebebedingte Bewegungswiderstände kompensiert werden können.

Physische Schaltkontakte

Der physische Kontakt zwischen Fahrer und Schaltknauf wird beim Schaltroboter stark vereinfacht abgebildet. Der Schaltknauf selbst wird durch eine Kunststoffkugel ersetzt, die passgenau in einer Hülse des Endeffektors geführt wird. Auf Grund der Kugelsymmetrie ist bei jeder Schaltknauflage ein definierter Kontakt zwischen Hülse und Kugel gewährleistet. Etwas abzubildende Elastizitäts- oder Dämpfungseffekte müssen so rein virtuell berücksichtigt werden.

5. Praxisanwendung und Diskussion

Die Interaktion zwischen virtuellem Fahrermodell als Input und physischem Ganghebel als Output aus dem Schaltroboter gestaltet sich am Beispiel der Getriebevalidierung am Powertrain-in-the-Loop-Prüfstand (siehe Bild 1) wie folgt:

Das externe virtuelle Fahrermodell gibt den Zeitpunkt des Gangwechsels an und definiert außerdem den Zielgang des Schaltvorgangs. Dabei übernimmt das externe Modell die Aufgabe der Manöverregelung [7], [10]. Das Roboter-interne Fahrermodell übernimmt dahingegen die Durchführung der Schaltbewegung, die Kraft-Weg-Regelung sowie die mit dem Schaltvorgang verbundenen Strategien (wie etwa die Schaltknauffreigabe).

Je nach Testfall ergeben sich unterschiedliche Anforderungen an den Schaltvorgang, die durch eine geeignete Parametrierung des roboterinternen Schaltmodells umgesetzt werden. Werden – wie in Kapitel 1 beschrieben – stationäre Versuche nacheinander in verschiedenen Gängen durchgeführt, wird ein positionsbasiertes Regelverhalten mit reduzierter Geschwindigkeit gewählt, das weder Getriebe noch Roboter belastet. Bei einer Volllastbeschleunigung wird das detaillierte Schaltmodell verwendet, das je nach gewünschtem Schaltverhalten variabel parametriert wird.

Die vorgestellte Lösung zur Unterteilung des Fahrermodells in Roboter-externe und -interne Teile hat sich als vorteilhaft erwiesen. Zur Definition der Schnittstelle zum externen virtuellen Fahrermodell wird dasjenige externe Fahrermodell bestimmt, das den am wenigsten spezifizierten Input an den Roboter bereitstellt. Im konkreten Fall ist das ein externes Fahrermodell, das ausschließlich Schaltabsicht und Zielgang bereitstellt. Alle weiteren Schalteigenschaften, die teilweise zur Durchführung des Schaltvorgangs zwingend nötig sind, werden durch das interne Modell definiert. Dieses interne Modell kann dabei den Erfordernissen entsprechend parametriert werden, sodass auch besondere Anforderungen an den virtuellen Fahrer durch das gemeinsame Zusammenwirken aus externem und Roboter-internem Fahrermodell abgebildet wird. Gerade hinsichtlich der geforderten Flexibilität und Kompatibilität auf dem Prüfstand konnte mit der vorgestellten Systemstruktur eine Lösung gefunden werden, die durch die softwareseitige Erweiterbarkeit den besonderen Anforderungen an Prüfstands-hardware gerecht wird.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde ein Schaltroboter vorgestellt, der sich durch seine modulare Systemstruktur auszeichnet. Es stellt sich heraus, dass die variable Anpassung des Roboters an unterschiedliche Testfälle insbesondere durch eine universelle Schnittstelle der roboterinternen, virtuellen Modelle ermöglicht wird. Diese greifen auf einheitliche und universell verwendbare Aktor-

und Sensormodelle des Roboters zurück (z. B. zur Kinematikberechnung). Zur mechanischen Getriebebeanbindung wurde mit dem Kugelknauf eine Lösung gewählt, die nur minimale Anpassungen für verschiedene Getriebe erfordert.

Derzeit wird im Rahmen einer Weiterentwicklung evaluiert, ob das Robotersystem auch dazu genutzt werden kann, die Wechselwirkung eines realen Fahrers mit einem virtuellen Getriebemodell abzubilden. Zu diesem Zweck wird die mechanische Schnittstelle angepasst und ein virtuelles Getriebemodell wird roboterintern integriert. Auch hier wird auf bestehende Aktor- und Sensormodelle zurückgegriffen, sodass diese unverändert weitergenutzt werden. Die Umsetzung zeigt, dass trotz der starken Änderung des Zielsystems die Anpassungen am Roboter durch die modulare Struktur sehr gering sind.

7. Literaturangaben

- [1] ALBERS, ALBERT ; PINNER, TOBIAS ; YAN, STEVEN ; HETTEL, ROLF ; BEHRENDT, MATTHIAS: Koppelsystems: Obligatory Elements within Validation Setups. In: *Proceedings of DESIGN 2016*, 2016
- [2] ALBERS, ALBERT ; BEHRENDT, MATTHIAS ; KLINGLER, SIMON ; MATROS, KEVIN: Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In: *Lindemann (Hrsg.), Handbuch Produktentwicklung*. München : Carl Hanser Verlag, 2016
- [3] GEIER, MARTIN ; JÄGER, STEFFEN ; STIER, CHRISTIAN ; ALBERS, ALBERT: Combined real and virtual domain product validation using top-down strategies. In: *ASME Verification and Validation Symposium*, 2012
- [4] BRINGMANN, ECKARD ; KRÄMER, ANDREAS: Model-Based Testing of Automotive Systems. In: *Proceedings of ICST 2008*. Lillehammer, Norway : IEEE, 2008
- [5] STACHOWIAK, HERBERT: *Allgemeine Modelltheorie*. Wien, New York : Springer, 1973
- [6] PINNER, TOBIAS ; JOST, FRANZ ; SCHMID, DANIEL ; ALBERS, ALBERT: Considering User's Impact in Validation Activities – an Approach for the Determination of Requirements. In: *Proceedings of the 20th International Conference on Engineering Design (ICED15), Vol. 5: Design Methods and Tools – part 1* : The Design Society, 2015
- [7] PINNER, TOBIAS ; BERGER, JAN ; STIER, CHRISTIAN ; GEIER, MARTIN ; ALBERS, ALBERT: Gesamtfahrzeugvalidierung mit Schaltroboter. In: KATJA KOHLHAMMER (Hrsg.) *AutomobilKONSTRUKTION* (2013), Nr. 02/2013
- [8] BAUMANN, ROGER ; CLAVER, REYMOND: Haptic interface for virtual reality based minimally invasive surgery simulation. In: *Robotics and Automation*. Bd. 1 : IEEE, 1998
- [9] CARIGNAN, CRAIG R. ; CLEARY, KEVIN R.: Closed-loop force control for haptic simulation of virtual environments. In: *Haptics-e, The electronic journal of haptics research* (2000)
- [10] ALBERS, ALBERT ; BEHRENDT, MATTHIAS ; MATROS, KEVIN ; HOLZER, HEIDELINDE ; BOHNE, WOLFRAM: Development of Hybrid-Powertrains by Means of X-in-the-Loop-Approach. In: *11. Symposium: Hybrid- und Elektrofahrzeuge*, 2014

Bewerten der Ergonomie handbetätigter Mechanismen durch virtual prototyping mit haptischem Display

RePlaLink-HFS als universelles haptisches Feedback-System

Evaluate ergonomics of manually actuated mechanisms by virtual prototyping with haptic display

RePlaLink-HFS as universal haptic Feedback-System

Dipl.-Ing. Thomas Kölling,
Jascha Paris, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. Mathias Hüsing,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Burkhard Corves,
(IGM) Institut für Getriebetechnik und
Maschinendynamik der RWTH Aachen, Aachen

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag knüpft an den entsprechenden Beitrag der letzten Tagung von 2014 an [1]:

Handbetätigte Bewegungseinrichtungen stellen eine Schnittstelle zum Nutzer dar und bestimmen so direkt Komfort bzw. Diskomfort der Bedienung. Die ergonomischen Eigenschaften dieser Mechanismen zu erfassen und in der Gestaltung zu berücksichtigen ist vorteilhaft, da nicht zuletzt der haptische Eindruck eine unmittelbare Bewertung und einen Vergleich von Varianten oder mit Konkurrenzprodukten erlaubt. Das Wertigkeitsgefühl eines Produktes ist mitbestimmend, wenn nicht sogar ausschlaggebend, für die Nutzerakzeptanz und somit den Markterfolg. Häufig wird die reine Kinematik der Mechanismen durch Zusatzfunktionen wie passive oder aktive Kraftunterstützung in bestimmten Bewegungsbereichen, Endlagendämpfung oder Schließ- bzw. Öffne-Unterstützung komfortsteigernd ergänzt.

Der Einsatz von Haptischen Feedback-Systemen (HFS) ermöglicht eine maßgebliche Unterstützung, Umgestaltung und Verbesserung des Entwicklungsprozesses von handbetätigten Mechanismen. Mit dem, am IGM entwickelten, **RePlaLink-HFS** (**R**econfigurable-**P**lanar-**L**inkage-**HFS**) wird der zu entwickelnde Mechanismus simuliert und

über seine universelle Bewegungseinrichtung, als haptisch anfassbarer, virtueller Prototyp präsentiert. Dadurch kann einerseits der aufwendige Einsatz physischer Prototypen reduziert oder gar verhindert werden und andererseits der Vorteil einer Prototypenstudie dennoch oder sogar früher oder häufiger genossen werden.

Der zugrundeliegende Projektansatz ist multidisziplinär, da es sowohl gilt den auszulegenden Mechanismus in Echtzeit zu simulieren, eine geeignete mechanische Ausgabestruktur zu schaffen, diese antriebs- und Regelungstechnisch zu beherrschen und letztendlich ein vom Nutzer akzeptiertes haptisches und visuelles Feedback zu erzeugen, sowie die Reaktionen der Nutzer zu erfassen und auszuwerten. Die aktuelle Umsetzung des RePlaLink-HFS am IGM wird in diesem Beitrag dargestellt. Die klassischen Methoden der Auslegung handbetätigter Mechanismen werden durch den Einsatz eines HFS sinnvoll ergänzt. So ergeben sich sowohl frühzeitige Testmöglichkeit für Entwickler als auch die Durchführung von Akzeptanzstudien mit Anwendergruppen. Durch die Erfahrbarkeit der Bedienung eines virtuellen Mechanismus können ergonomischen Eigenschaften eines Systems erstmals erfasst aber auch bewertet und unmittelbar verglichen werden. Im Beitrag werden sowohl zur Verfügung stehende subjektive, abfragende, als auch objektive, messende Verfahren diskutiert. Da die üblichen Assessmentverfahren Haltungen, Bewegungen und Komfort im angestrebten Anwendungsfall stets nur unzureichend erfassen, wird eine zugeschnittene Methode präsentiert. Sie ermöglicht sowohl eine sachliche Bewertung als auch eine persönliche Einschätzung des Bedienkomforts. Eine erste Studie zeigt die Möglichkeiten dieses Verfahrens.

1. Haptik im Konstruktions- und Entwicklungsprozess

Während der Konstruktion von handbetätigten Mechanismen ist die Berücksichtigung der Ergonomie ein wichtiger Punkt, denn so kann die Interaktion zwischen dem technischen Erzeugnis und dem Menschen optimiert werden. Gute ergonomische Eigenschaften sind Voraussetzung für qualitativ hochwertiges und wirtschaftliches Arbeiten ohne Ermüdung oder gar Schädigung des Arbeiters.

Die Berücksichtigung dieses Aspektes stellt den Konstrukteur vor die Aufgabe handbetätigte Mechanismen nicht nur derart zu gestalten, dass eine Bedienung möglich ist, sondern er muss auch die Belastungssituationen während des Gebrauches abschätzen. Die konstruktive Gestaltung des Mechanismus bestimmt die Körperhaltung des Anwenders sowie die Bewegungen und Kräfte während der Betätigung. Anthropometrische Normen bieten hier lediglich Anhaltspunkte für die Körpermaße, mögliche Bewegungsräume und Körperumrisse des Menschen. In diesen Normen finden sich auch Werte für die

durchschnittlichen maximalen statischen Aktionskräfte im Arbeitsraum des Menschen. Die Belastungssituationen ergeben sich aus den Körpermaßen des Anwenders, der Dauer und Häufigkeit der Betätigung, der Ermüdung und der Erfahrung des Bedieners. Trotz dieser Hilfen ist die Vorhersage ergonomischer Aspekte schwierig, da die Fertigkeiten, Fähigkeiten und die Eigenschaften des Menschen eine zentrale Rolle spielen. Diese Vorhersagen von übergeordneten Aspekten wie Bedienbarkeit und Ergonomie ist insbesondere in den frühen Stadien des Konstruktionsprozesses schwierig.

Die Überprüfung und Bewertung dieser Aspekte geschieht klassischerweise durch Probandenversuche mit Prototypen. Diese Prototypen sind in ihrer Herstellung kostenintensiv, und werden aus diesem Grund meist in späten Stadien der Konstruktion hergestellt, um die gesamte Funktionsfähigkeit zu überprüfen. Auch werden Aufgrund der Kosten selten mehrere Varianten, die im Entwicklungsprozess entstehen mögen, umgesetzt. Zur Reduzierung von Herstellungskosten und -zeit der Prototypen werden inzwischen immer häufiger virtuelle Prototypen eingesetzt. Diese virtuellen Prototypen existieren in verschiedenen Ausführungsformen und Komplexitätsgraden. Studien haben gezeigt, dass visuelle Methoden den Probanden das Aussehen, die Form und die Funktion eines Produktes gut vermitteln können [2]. Diese virtuellen Stimuli haben den Vorteil, dass sie auf CAD-Daten und Entwürfen basieren, die schon recht früh im Entwicklungsprozess vorhanden sind. Somit können Kundenmeinungen und -eindrücke bereits frühzeitig in die Mechanismen-Entwicklung einfließen. Jedoch limitiert eine Einschränkung auf optisch wahrnehmbare Parameter der Konstruktion auch den möglichen Nutzen. Insbesondere bei handbetätigten Produkten wird das Benutzererlebnis eines Mechanismus hauptsächlich durch die Benutzerschnittstelle definiert. Eine Beurteilung basiert daher stark auf der Wahrnehmung von haptischen Eigenschaften.

Der Einsatz von Haptischen Feedback-Systemen stellt daher eine Verbesserung. Es ist möglich bislang rein digital vorliegende, virtuelle Prototypen haptisch erfahrbar zu machen, ohne dass ein physischer Prototyp gefertigt werden muss. Da im Entwicklungsprozess die Möglichkeit der Einflussnahme stetig sinkt ist eine derart frühzeitige Einflussnahme besonders wirkungsvoll und wirtschaftlich. Die Erfahrbarkeit eines handbetätigten Mechanismus macht die Bewertung von dynamischen Kraftverläufen im Arbeitsraum unter Berücksichtigung der Körperhaltung möglich. Dies wiederum ermöglicht eine genauere und schnellere Beurteilung des zu entwickelnden Mechanismus und verkürzt oder verbessert somit das iterative Durchlaufen der einzelnen Konstruktionsphasen (wie in [3] oder [4] dargestellt) maßgeblich.

Dem Konstrukteur wird ein Werkzeug an die Hand gegeben, dass es ihm ermöglicht, Konstruktionsvarianten bereits sehr früh im Konstruktionsprozess mit geringem Aufwand zu bewerten. Auf diese Art lassen sich innerhalb kürzester Zeit zusätzlich zu Veränderungen der Bahnkurve oder der Getriebestruktur auch aktive und passive Funktionen wie Kraftunterstützungen, Endlagendämpfungen und Schließ- und Öffnungsunterstützungen zur Komfortsteigerung testen und beurteilen, ebenso wie die Effekte von Reibung, Trägheiten und Elastizitäten. Durch den Einsatz von haptischen Feedbackgeräten sind hier schnellere Produktionszyklen und eine Verringerung des Budgets möglich. [2, 3]

2. RePlaLink-HFS

Das Anwendungsspektrum für haptische Feedbacksysteme ist sehr breit und reicht von taktilen Displays bis hin zu Flugsimulatoren. Folglich sind die Anforderungen an Geräte zur haptischen Ausgabe different und anwendungsspezifisch. Generell ist es nötig bei der Darstellung einer virtuellen Realität die Wahrnehmung des Menschen zu übertreffen, um einen realistischen Eindruck zu erzeugen. Einen guten Überblick über Anforderungen und deren Ermittlung für verschiedene Systeme geben Hatzfeld und Kern [5]. Handbetätigte Mechanismen, deren Ausgabe im Fokus des RePlaLink-HFS liegt, erstrecken sich aus ergonomischen Gründen häufig über einen großen Teil des menschlichen Arbeitsraums. Derartige Bewegungen sensiert der Mensch über seinen kinästhetischen Stellungssinn in Muskeln und Sehnen. Aus der Leistungsfähigkeit der kinästhetischen Wahrnehmungen können Anforderungen, abgeleitet werden, siehe [1]. Diese bilden die Grundlage für die Auslegung des RePlaLink, welcher in Bild 1 schematisch gezeigt und dessen Eigenschaften in Tabelle 1 aufgeführt sind. Das RePlaLink-HFS wird von einer SPS gesteuert, wodurch zum einen harte Echtzeitanforderungen im 1 kHz-Bereich erfüllt werden und zum anderen sichergestellt wird, dass die für den RePlaLink entwickelten Programme ohne weiteres auf industriell eingesetzter Hardware lauffähig sind. Drei Synchronmotoren mit Frequenzumrichtern bilden das Antriebssystem. Die Schnittstelle zum Bediener ist durch einen, der Anwendung entsprechender Griff mit angeschlossenem Sechs-Achs-Kraftsensor gegeben. Nach der Erfahrung der Autoren sind die aufgeführten Leistungsdaten hinsichtlich der Kraftausgabefähigkeit, der Genauigkeit der Ausgabe, der Frequenz und der Genauigkeit der Sensoren für die Anwendungen des RePlaLink-HFS hinreichend. In Kombination bieten die implementierten Sicherheitsfunktionen, bestehend aus zwei verschiedenen Not-Aus-Einrichtungen sowie der Überwachung von Regelung und aktuellem Bewegungszustand, einen guten Schutz. Insgesamt können die aufgezeigten Merkmale demnach einen Richtwert auch für andere kinästhetische Anwendungen darstellen.

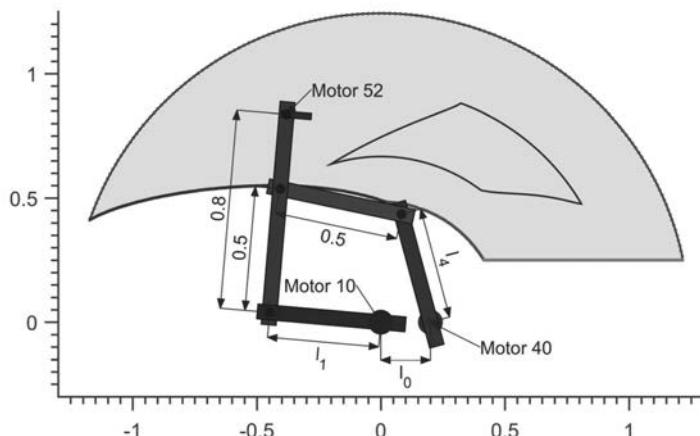


Bild 1: RePlaLink-HFS mit Gliedlängen und max. sowie min. Arbeitsraum

Tabelle 1: Eigenschaften des RePlaLink-HFS

	Eigenschaft	RePlaLink-HFS
Motoren ($M_{10/40} / M_{52}$)	M_{\max} ; M_{Dauer} ; M_{nenn} [Nm] n_{nenn} [U/min] Auflösung (absolut) [$^{\circ}$] Genauigkeit (absolut) [$^{\circ}$]	480; 128; 77 / 32; 12; 10 280 / 93 0,044 / 0,002 0,017 / 0,078
Regelung	f_{Strom} $f_{\text{Geschwindigkeit}}$ $f_{\text{Position/Sollwertberechnung}}$	10.000 Hz 2.500 Hz 834 Hz
Kraftsensor	F_{\max} [N] / [Nm] Auflösung [mN] / [mNm] Genauigkeit [N] / [Nm]	500; 500; 2000; 20; 20; 40 7; 7; 30; 0,3; 0,3; 0,6 1; 1.5; 7; 0.12; 0.13; 0.15
Sicherheitsfunktionen	Not-Aus Überwachung Regelung Abstand Deck / Strecklage	Dead Man's Switch Kraftüberwachung Momente Position / Positionsfehler 25° bzw. 35°
Rekonfigurierbarkeit	l_1 [mm] l_4 [mm] l_0 [mm]	150 bis 500 150 bis 500 0 bis 400

Tabelle 2: Konfigurationsspezifische Eigenschaften zweier beispielhafter Konfigurationen

Eigenschaft	Konfiguration A	Konfiguration B
Gliedlängen (l_1, l_4, l_0) [mm]	200, 250, 200	500, 500, 0
Arbeitsraum (Fläche) [m^2]	0,51	1,42
Arbeitsraum Ausdehnung in x / y [m]	1,61 x 0,70	2,38 x 0,99
Auflösung [mm] (absolut)	0,58	0,96
Genauigkeit [mm] (absolut)	0,48	0,78
Min. Nenn-Geschwindigkeit [m/s]	2,48	8,44
Min. Dauer-Kraft [N]	196,26	132,20

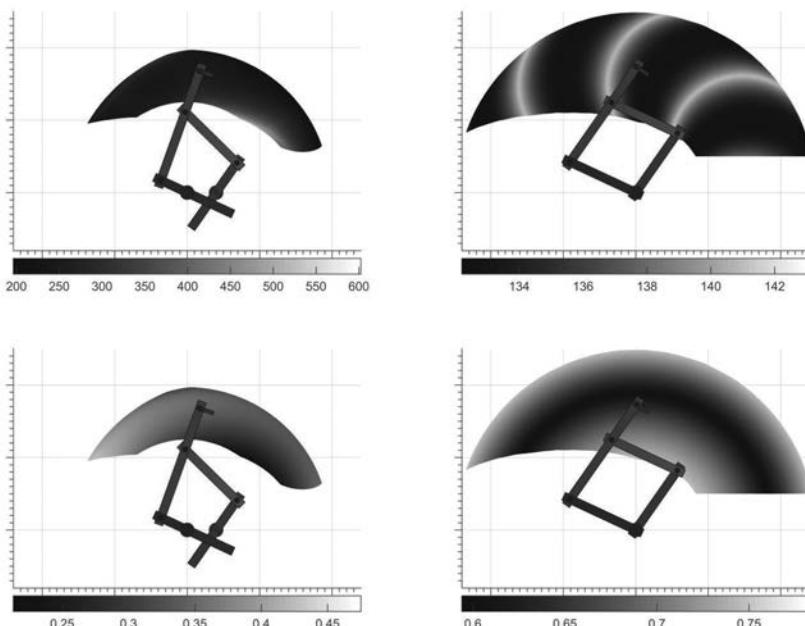


Bild 2: Minimale Dauer-Kraft (oben) und Positionsgenauigkeit (unten) für zwei beispielhafte Konfigurationen A (links) und B (rechts)

Das RePlaLink-HFS ist durch die verstellbaren Kurbellängen, l_1 und l_4 , sowie die verstellbare Gestelllänge, l_0 , rekonfigurierbar, sodass er hinsichtlich der Übertragungseigenschaften für verschiedene Anwendungen optimiert werden kann. Beispielsweise sind in Tabelle 2 zwei Konfigurationen des RePlaLink-HFS dargestellt. Zudem werden in Bild 2 die minimale Dauerkraft und Positionsgenauigkeit für beide Konfigurationen gezeigt. Dabei ist eine Leistungssteigerung von, in diesem Fall, ca. 100% durch Rekonfiguration und die Inhomogenität im Arbeitsraum erkennbar.

3. Steuerung und Regelung des RePlaLink-HFS

Für den Einsatz in Forschung und Entwicklung ist es wichtig, dass die Steuerung des haptischen Feedbacksystems, welches auch als Roboter aufgefasst werden kann, flexibel und erweiterbar ist. Dementsprechend ist die Antriebssteuerung des RePlaLink-HFS modular aufgebaut, sodass für jede Teilfunktion verschiedene, hier strukturgebundene, Modulbausteine eingesetzt werden können. Die Programme für die Steuerung und Regelung des RePlaLink-HFS sind in Strukturiertem Text nach IEC 61131 programmiert und werden auf einer SPS ausgeführt. Ein Programm setzt sich aus einer Reihe von Anweisungen zusammen, die zyklisch innerhalb einer durch die Aufgabenklasse definierten Zeitspanne abgearbeitet werden. Zur Erzeugung von ereignisabhängigem Verhalten, werden Programme oder Programmteile als Zustandsautomaten aufgebaut, die in jedem Zustand oder bei Zustandsübergängen bestimmte Anweisungen durchführen.

Die Antriebssteuerung des RePlaLink-HFS ist in einem Programm bestehend aus vier Modulen implementiert, das alle 1,2 ms mit der höchsten Priorität ausgeführt wird. Jedes Modul stellt dabei einen Zustandsautomaten dar, sodass während der Laufzeit durch einen Zustandswechsel ein Modulbaustein ausgewechselt werden kann und problemlos neue Funktionalitäten beziehungsweise Zustände hinzugefügt werden können. Damit ist es möglich verschiedene Regelstrategien wie Admittanz, Impedanz oder hybride Regelungen mit oder ohne Vorsteuerung aufzubauen.

Das Sollwert-Modul liest, abhängig vom Zustand, die aktuelle Sollposition aus einer Benutzereingabe, einer Mehrkörpersimulation oder einem Datenobjekt, das die Trajektorie enthält. Anhand dieses Sollwerts plant das Pfad-Modul eine Trajektorie unter Einhaltung bestimmter Restriktionen und Vorgaben, wenn der Sollwert mehr als einen Zeitschritt in der Zukunft liegt, oder es gibt den Sollwert direkt an die Regelung weiter. Zusätzlich berechnet das Modul die zur Vorsteuerung benötigten Antriebsmomente. Im Regler-Modul sind verschiedene Regelungen implementiert, die entsprechend der aktuellen Regelabweichung die Sollwerte für die innere Kaskade berechnen und weitergeben. Abschließend werden die

Frequenzumrichter durch die Achsensteuerung parametrisiert und entsprechende Kommandos gesetzt.

Selbstverständlich sind nicht alle Zustände beziehungsweise Modulbausteine zueinander kompatibel. So ist es beispielsweise nicht sinnhaft eine Trajektorie vorzugeben und gleichzeitig auf eine Kraft zu regeln. Weiterhin darf nicht eine Sollposition gesetzt werden, die nicht innerhalb eines Zeitschritts erreicht werden kann. Dies kann auftreten, wenn die Simulation den Sollwert vorgibt, obwohl der Roboter sich noch weit entfernt von der aktuellen Simulationsposition befindet. Daher sind, um unkontrollierte Bewegungen zu vermeiden, nur bestimmte Zustandsübergänge innerhalb eines Moduls erlaubt und die Schnittstellen derart definiert, dass jeder Modulbaustein nur valide Sollwerte akzeptiert bzw. ungültige Sollwerte zum Anhalten führen.

Zusammenfassend sind in Bild 3 die verschiedenen Module und einige mögliche Zustände gezeigt. Zusätzlich ist ein Steuerungsmodul abgebildet, welches vorausgewählte Kombinationen von Modulbausteinen enthält und über ein Kommandointerface dem Benutzer zugänglich macht. Eine Bedienung sämtlicher Kommandos ist dabei prinzipiell über das Touch-Panel der SPS oder eine Programmoberfläche am Steuerungscomputer möglich.

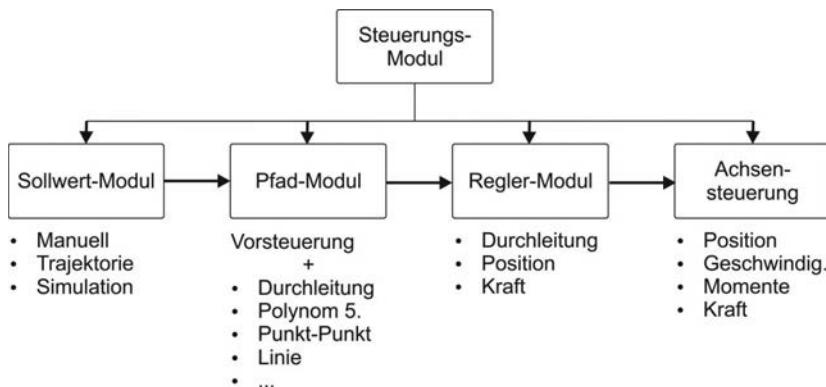


Bild 3: Modularer Aufbau der RePlaLink-HFS -Steuerung

Beispielhaft wird im Folgenden die modulare Steuerung für einen Anwendungsfall geschildert und dabei auch der Aufbau der Kaskadenregelung, vergleiche Bild 4, des RePlaLink-HFS erklärt. Möchte der Benutzer einen virtuellen Prototyp „anfassen“ und hat bereits das Simulationsmodell auf die Steuerung überspielt, muss er zunächst die aktuelle Position des Simulationsmodells mit dem RePlaLink-HFS anfahren. Anschließen kann er über einen

Befehl die, in diesem Fall beispielsweise admittanzgeregelte, Ausgabe starten. Das Simulationsmodell berechnet anhand der gemessenen Kraft den Bewegungszustand des virtuellen Prototyps. Anschließend liest das Sollwert-Modul diese Werte aus und übergibt die Sollwerte in Arbeitsraumkoordinaten an das Pfad-Modul. Da die Simulation in jedem Zeitschritt neue Sollwerte für den gesamten Bewegungszustand liefert, ist eine Planung der Trajektorie nicht nötig. Allerdings berechnet das Pfad-Modul die inverse Kinematik zur Regelung in Antriebskoordinaten und die Inverse Dynamik zur Vorsteuerung. Im nächsten Schritt berechnet die Positionsregelung des Regler-Moduls anhand der Positionsabweichung einen Korrekturwert zur Geschwindigkeitsaufschaltung. Diese Sollwerte gibt die Achsensteuerung an die Frequenzumrichter weiter und versetzt diese in den Modus zur Geschwindigkeitsregelung. Der Ausgang des Geschwindigkeitsreglers bildet dabei einen Korrekturwert zur Momentvorsteuerung und wird aufgeschaltet. Schließlich stellt der Stromregler die IGBTs, eine Transistorvariante, der Frequenzumrichter, um in den Motoren den gewünschten Strom einzustellen und damit das gewünschte Moment zu erzeugen.

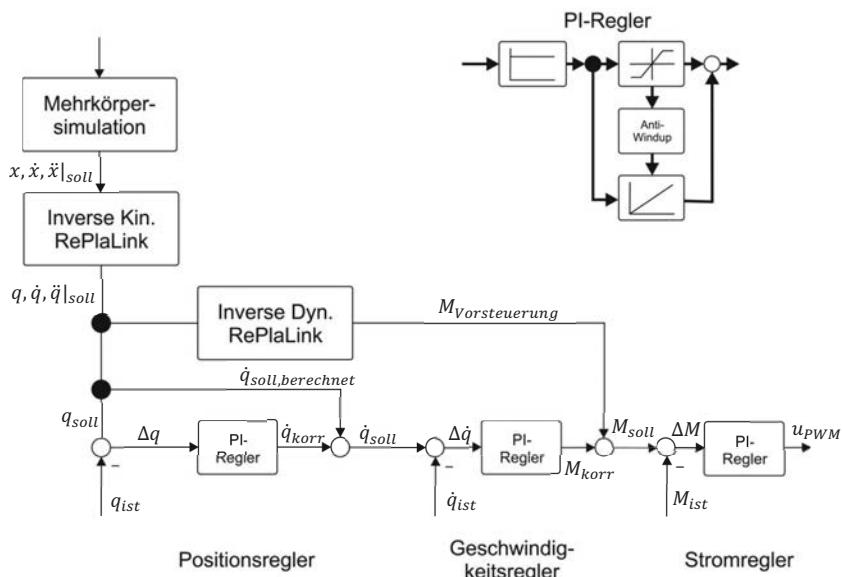


Bild 4: Kaskadenregler des RePlaLink-HFS

4. Bewertung der Ergonomie durch Assessment-Verfahren

Wird ein HFS im Konstruktions- und Entwicklungsprozess von Mechanismen eingesetzt, so lassen sich damit die wiederkehrenden Bewertungen und Beurteilungen am Ende eines jeden Arbeitsschrittes unterstützen. Häufig gilt es die Wirkung des Produktes abzuschätzen. Zu diesem Zweck sollten stets sowohl subjektive Eindrücke erfasst und quantifiziert werden, als auch objektiv messbare Eigenschaften berücksichtigt werden. Ersteres lässt sich durch Probandentests und simultan oder anschließend ausgefüllte Fragebögen realisieren. Dies gibt einen guten Eindruck für die Entscheidung des weiteren Vorgehens. Neben der messtechnischen oder simulativen Erfassung von beispielsweise Betätigungskräften, Geschwindigkeiten oder Arbeitsräumen lässt sich auch die Pose des Bedieners objektiv erfassen und mit einem kommutierten Wert beschreiben. Dieser Ansatz wird von einer Vielzahl von Assessment-Verfahren verfolgt. Eine Auswahl wird in Tabelle 3 dargestellt und verglichen.

Tabelle 3: Übersicht verschiedener Assessment-Verfahren

Methode	Ziel	Para.	Haltung	Beweg.	Kräfte	Dauer	Bewertung	Kommentar
3DSSPP	MSD	Winkel	S	-	S	Haltung	kontinuierlich	Heben und Drücken
Chung	MSD	Winkel	S	-	-	Arbeitstakt	diskret	nutzt Diskomfortskala
HAL TLV	MSD	Beweg.	-	D F	S	Arbeitstakt	diskret	nur Unterarme und Hände
HSE	MSD	Check	S D F	-	S D F	Arbeitstakt	diskret	nur Arme
LUBA	Kom	Winkel	S	-	-	Haltung	diskret	nur Oberkörper
MMGA	Kom	Winkel	S D	S D	-	Beweg.	kontinuierlich	basiert auf LUBA
NIOSH-LE	MSD	Gew.	S	-	S D F	Beweg.	kontinuierlich	nur Heben
OWAS	MSD	Halt.	S F	-	S F	Arbeitstakt	diskret	weit verbreitet
QEC	MSD	Check	S D F	-	S D F	Arbeitstag	diskret	weit verbreitet
REBA	MSD	Winkel	S	S	S	Haltung	diskret	schnell anwendbar
RULA	MSD	Winkel	S F	-	S F	Haltung	diskret	schnell anwendbar
VIDAR	MSD	Halt.	S F	S F	S F	Arbeitstakt	diskret	nutzt Diskomfortskala

Methode: Name der Methode, Ziel: Ziel der Methode, Para.: Eingangsparameter, Haltung: Messung der Haltung,

Beweg.: Messung der Bewegungen, Kräfte: Messung von äußereren Kräften, Dauer: Dauer der Beobachtung,

Bewertung: resultierender Wert

Abkürzungen: MSD: muskuloskelettale Krankheiten, Kom: Komfort, Beweg.: Bewegung, Check: Checklisten,

Gew.: bewegtes Gewicht, Halt.: Körperhaltung, Winkel: Gelenkwinkel, S: Stärke, D: Dauer, F: Frequenz.

Jedes dieser Verfahren ist für ein eigenes Anwendungsszenario entwickelt. Häufig handelt es sich dabei um die medizinische Beurteilung von wiederholten Arbeitsaufgaben. Daher unterscheiden sich die Verfahren mitunter stark. Für den beschriebenen Einsatzfall der Posenbewertung bei der manuellen Bedienung von Mechanismen scheint keines gänzlich geeignet. Das Verfahren LUBA entspricht am ehesten diesem Szenario. Dabei wird ein Komfortwert für den Oberkörper berechnet, der alle Gelenkwinkel des menschlichen Armes

berücksichtigt. Allerdings werden hier den Gelenkwinkeln Diskomfortwerte in wenigen, diskreten Stufen zugewiesen. Eine Abwandlung des Verfahrens ist durch die Methode MMGA gegeben. Diese weist eine kontinuierliche Verteilung von Diskomfortwerten auf und bezieht zudem den gesamten menschlichen Körper ein. Allerdings wird ein vereinfachtes Armmodell genutzt und eine Gewichtung der einzelnen Gelenke durchgeführt, die für die hier betrachtete Anwendung nicht sinnhaft erscheint. [6]

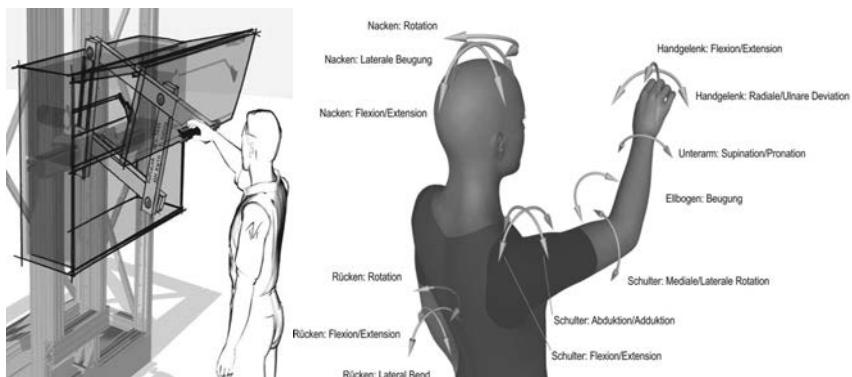


Bild 5: Haptische Ausgabe eines simulierten Oberschrankses (links), Gelenkwinkel eines Bedieners (rechts)

Auf Grundlage dieser beiden Assessment-Verfahren wurde die neue Methode **PCAM** (Method for Posture Comfort Assessment of handactuated Mechanisms) entwickelt [6]. Dieses Verfahren bewertet den Diskomfort der Pose des Bedieners während der Bedienung und berücksichtigt dabei alle Gelenkwinkel des Oberkörpers, wie in Bild 5 dargestellt wird. Eine Erfassung der Gelenkwinkel kann mit guter Genauigkeit durch eine Videoanalyse oder durch Motion Capturing geschehen. Ein Verlauf des durchschnittlichen Diskomfortwertes während typischen Öffnungsbewegungen zeigt Bild 6. Dabei lassen sich einzelne Bereiche mit bestimmten Posen erkennen und auswerten. Erste Studien haben gezeigt, dass die über Fragebögen erfassten Eindrücke sehr gut mit den Komfort- bzw. Diskomfortwerten korrelieren und somit eine Bewertung sinnvoll unterstützen.

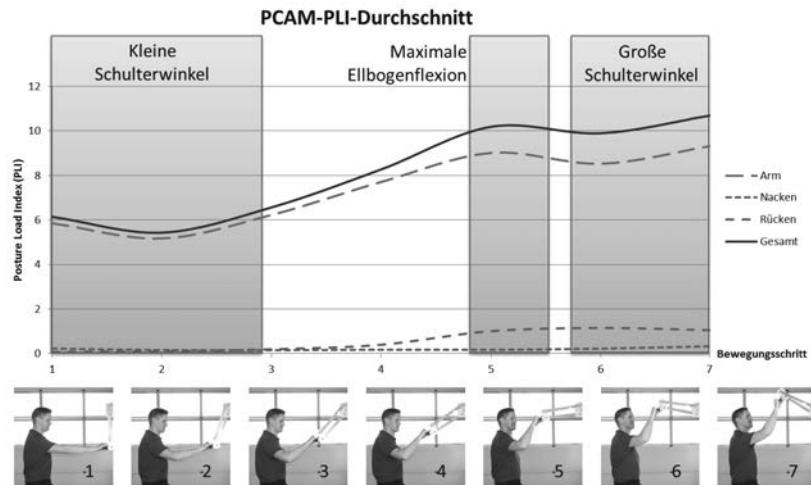


Bild 6: Verlauf des Diskomfortwerts nach PCAM während der Bedienung eines Mechanismus

5. Einsatz des RePlaLink-HFS

Mögliche Szenarien für den Einsatz des RePlaLink-HFS im Entwicklungsprozess von handbetätigten Mechanismen zeigt bereits Abschnitt 1 auf. Weitergehend kann die Einbindung des Systems in den Auslegungsprozess durch ein Softwarewerkzeug unterstützt werden. Dieses kann beispielsweise über eine Datenbank geeigneter Mechanismen verfügen und anhand geführter Syntheseschritte zusammen mit dem Benutzer ein ergonomisch optimiertes Getriebe erzeugen. In dem vorliegenden Beitrag werden in Abschnitt 2 das RePlaLink-HFS sowie dessen technische Eigenschaften vorgestellt, die für die skizzierte Anwendung geeignet erscheinen und die menschliche Wahrnehmung zufriedenstellend bedienen oder gar übertreffen. Zudem wird in Abschnitt 4 ein neu entwickeltes Verfahren zur Posenbewertung vorgestellt, das eine gute Erweiterung des RePlaLink-HFS hin zu einer objektiven Erfassung der Ergonomie darstellt.

Zukünftig können zur Verbesserung des haptischen Eindrucks erweiterte Regelstrategien entwickelt werden. Außerdem wird ein Vergleich zwischen simuliertem und realem Mechanismus angestrebt, um Möglichkeiten zur Verbesserung des RePlaLink-HFS zu identifizieren. Bild 7 zeigt den aktuellen Aufbau des Gesamtsystems und den Mensch-Maschine-Kontakt durch die Benutzung.



Bild 7: RePlaLink-HFS

6. Literatur

- [1] Kölling, T.; Paris, J.; Hüsing, M.; Corves, B. Handbetäigte Bewegungseinrichtungen ergonomiegerecht auslegen und frühzeitig qualifiziert bewerten; Bewegungstechnik 2014: 17. VDI Getriebetagung; Nürtingen, September 2014 / VDI, Produkt- und Prozessgestaltung VDI-Berichte 2237, S. 203-214
- [2] Rode, P. Virtuelle Stimuli für Kundentests im Innovationsprozess; Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2013; ISBN 978-3-8348-2367-0
- [3] Verein Deutscher Ingenieure: VDI 2221 – „Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte“. Düsseldorf: VDI 1993.
- [4] Deutsches Institut für Normung. DIN EN ISO 9241-210 Ergonomie der Mensch-System-Interaktion, Teil 210: Prozess zur Gestaltung gebrauchstauglicher interaktiver Systeme. Berlin: Beuth Verlag, 2011.
- [5] Hatzfeld, C.; Kern, T. Engineering Haptic Devices: A Beginner's Guide; London: Springer 2014; ISBN: 978-1-4471-6517-0
- [6] Kölling, T.; Krees, M.; Hüsing, M.; Corves, B. Estimating Ergonomic Comfort During the Process of Mechanism Design by Interaction with a Haptic Feedback-System; In: Digital Human Modeling. Applications in Health, Safety, Ergonomics and Risk Management: Ergonomics and Health, S. 62-73, Springer International Publishing Schweiz 2015, DOI: 10.1007/978-3-319-21070-4_7

Modulgestützte Untersuchung der Mittel- und Kreispunktkurve hinsichtlich kinetostatischer Kenngrößen bei Stephenson-Getrieben

**Stefan Heinrich, M.Sc. (VDI),
Prof. Dr.-Ing. Maik Berger (VDI),
Professur Montage- und Handhabungstechnik, TU Chemnitz**

Kurzfassung

Dieser Beitrag stellt einen Ansatz vor, kinetostatisch relevante Aussagen bereits während der Maßsynthese ebener Koppelgetriebe darzustellen. Dies bildet die Grundlage für tiefergehende Untersuchungen und eröffnet die Möglichkeit zur Darstellung dynamisch relevanter Kenngrößen in sehr frühen Entwicklungsphasen heutiger Maschinen. Der wichtigste Ansatz für diese Umsetzung liegt in der Modularisierung von Berechnungsalgorithmen. Nur so sind komplexe Aufgaben im Alltag von Ingenieuren handhabbar. Konkret bedeutet dies, dass für jeden Prozessschritt und jede Stufe der Modellbildung unterstützende Module mit zugehörigen Parametersätzen vorhanden sein müssen. Anhand eines ausführlichen Beispiels lassen sich die Tragweite dieses modularen Ansatzes und die damit einhergehenden neuen Erkenntnisse hinsichtlich der Auswertung von Lösungsräumen der Maßsynthese erkennen.

1. Motivation

Die gestiegene Anforderung nach Flexibilität in der Maschinenentwicklung hinsichtlich volatiler Märkte und der zurückgehende Anteil ausgebildeter Getriebetechniker stellen viele Unternehmen vor neue Herausforderungen. Angesichts immer mächtigerer Werkzeuge stellt sich auch die Frage nach der Sinnhaftigkeit der klassischen Maßsynthese häufiger. Oft sind einfache viergliedrige Koppelgetriebe, wie die Schubkurbel oder Kurbelschwinge, ausreichend für die zu erfüllende Aufgabe. Dies trifft jedoch auf Branchen wie den Textilmaschinenbau oder den Verpackungsmaschinenbau auch heutzutage nicht zu. Die meisten dort auftretenden geometrischen und letztendlich auch dynamischen Effekte lassen sich bisher aufgrund der vielen getriebebestimmenden Parameter nur mit langjähriger Erfahrung handhaben. Die Verfahren der Maßsynthese senken hier jedoch die Zahl freier Parameter deutlich ab und ermöglichen so ein schnelleres Verständnis der systemrelevanten Stellgrößen. Bisherige Ansätze zur Beschrei-

bung solcher Aufgabenstellungen in Mehrkörpersystemen oder anderen Simulationswerkzeugen sind rein erfahrungsbasiert. Sie liefern keine Anhaltspunkte für reproduzierbare Ergebnisse oder eine Lösungsmenge an Getrieben mit kinetostatischen Randbedingungen. Neben den Schwierigkeiten bei der Maßsynthese komplexer Koppelgetriebe fehlen auch Ansätze zur Nachhaltigkeit des Syntheseergebnisses. Die gefundenen Lösungen sind oft auf den ersten Blick konstruktiv umsetzbar, scheiden jedoch in der anschließenden kinetostatischen und dynamischen Analyse wieder aus. Daher besteht der Wunsch nach einer frühen Detektion dynamisch günstiger Mechanismen, was der im Bild 1 dargestellte Ansatz ermöglicht.

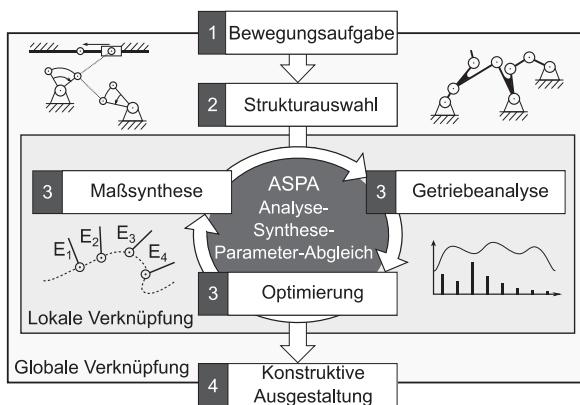


Bild 1: Prinzip des Analyse-Synthese-Parameterabgleiches [1], [2]

Der Kerngedanke des Analyse-Synthese-Parameter-Abgleiches liegt in der Vereinigung von Maßsynthese und Getriebeanalyse mit dem Ziel der Optimierung des Gesamtsystems innerhalb einer Programmumgebung.

2. Stufen der Modellbildung bei dynamischen Systemen

Basierend auf den Empfehlungen von Dresig [4] lassen sich grundsätzlich drei Stufen der Modellbildung dynamischer Systeme ableiten. Das Starrkörpermodell bildet zunächst die klassische, erste Stufe der Analyse ebener Koppelgetriebe. Hierfür liefern die aktualisierte VDI-Richtlinie 2729 Blatt 1 [5] und die sich in der Abschlussphase befindliche Richtlinie 2729 Blatt 2 [6] Analyse-Module zur Beschreibung der kinematischen und kinetostatischen Effekte in Mechanismen. Mit diesem Minimalmodell lassen sich grundlegende zu erwartende dynamische Effekte abschätzen, jedoch nicht genau beschreiben.

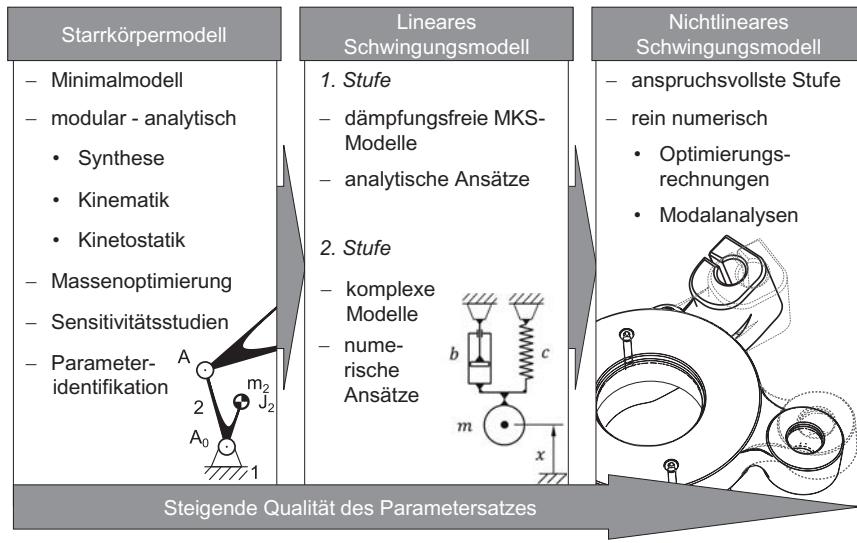


Bild 2: Stufen der Modellbildung für dynamische Systeme

Basierend auf den Erkenntnissen des Starrkörpermodells empfiehlt sich anschließend die Ableitung eines linearen Schwingungsmodells. Dieses erlaubt Aussagen zu den Schwingungseigenschaften des Getriebes, je nach Detaillierungsgrad. Nichtlineare Schwingungsmodelle hingegen erfordern rein numerische Ansätze und sind vorrangig bei speziellen Schwingungsphänomenen relevant. Für das Minimalmodell sind neben den kinematischen Abmessungen und Beschleunigungszuständen vor allem die Masseparameter, sprich Schwerpunktlage, Masse und Massenträgheitsmoment des jeweiligen Getriebegliedes notwendig. Die kinematischen Abmessungen lassen sich durch die Maßsynthese und deren Ergebnisse bereitstellen. Die Masseparameter sind hingegen Kenngrößen, welche nun von der konstruktiven und somit räumlichen Ausgestaltung des Bauteils abhängen. Nachfolgend ist die Lösung zur modularen Maßsynthese beschrieben und im Abschnitt 4 die Bestimmung der Masseparameter.

3. Modulare Maßsynthese am Beispiel der Vierlagensynthese

Für eine modulare Synthese sind drei wesentliche Anforderungen zu erfüllen:

1. einheitliche Parametersätze für die Eingabe- und Ergebnisgrößen

2. beliebige Kombinierbarkeit der Module miteinander
3. Kommunikation der Module untereinander, bei komplexen Syntheseaufgaben

Des Weiteren gibt es zwei Möglichkeiten bei der Umsetzung. Eine Variante ist die klassische Maßsynthese. Das Ergebnis wären beispielsweise Module der Zwei-, Drei-, Vier- oder Fünflagensynthese welche jeden erdenklichen Fall der Lagenvorgabe und Zielparameterdefinition abdecken. Der Nachteil hieran ist, dass diese Module einen hohen Grad an mathematischer Komplexität besitzen und ein sehr tiefgehendes Verständnis der Lagensynthese beim Anwender voraussetzen. Für den Ingenieuralltag eignet sich daher der Ansatz der Erstellung aufgabenspezifischer Synthesemodule. Am Beispiel der Vierlagensynthese lässt sich das Prinzip dieser Module erklären. Die Vierlagensynthese liefert bekanntlich eine Mittel- (MPK) und Kreispunktkurve (KPK) für vier gegebene Lagen oder sechs der Bewegung zugeordnete Drehpole $P_{12}, P_{13}, P_{14}, P_{23}, P_{24}$ und P_{34} . Dabei wird die Aufgabe anspruchsvoller, wenn die Konstruktion in einem bewegten Relativsystem stattfinden soll, beispielsweise einer Koppelebene. Die Eingabeparameter für eine solche Berechnung müssten nun auch noch die Bewegung des Bezugssystems beschreiben. Wenn noch die Anforderung hinzukommt, dass das Abtriebsglied in drei der vier gegebenen Systemlagen ruhen soll, kann der Eingabe-Parametersatz für die Berechnung wiederum reduziert werden. Eine entsprechende Skizze für die beschriebene Aufgabenstellung ist im Bild 3 dargestellt.

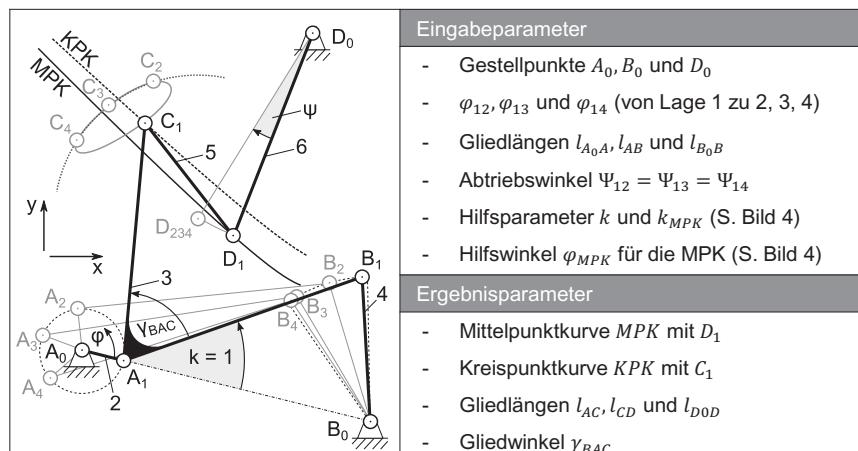


Bild 3: Eingabe- und Ergebnisparameter einer modifizierten Vierlagensynthese

Für dieses Modul beginnt die Berechnung mit der Startlage der Kurbel, beschrieben durch den Punkt A_1 , welcher auf der Gestellgeraden $\overline{A_0B_0}$ liegt. Mittels der gegebenen Gliedlängen und dem Konstruktionsparameter k erfolgt auf Grundlage des Kosinussatzes die Berechnung der Lage des Punktes B_1 . Auf analoge Weise und mit Hilfe der vorgegebenen mathematisch positiven Kurbeldrehwinkel φ_{12} , φ_{13} und φ_{14} lassen sich die Getriebestellungen 2 bis 4 der Kurbelschwinge A_0ABB_0 beschreiben. Gesucht ist nun derjenige Koppelpunkt, welcher für die gegebenen Lagen 2 bis 4, der durch A und B beschriebenen Koppelebene 3, eine angenäherte Rast der Abtriebsschwinge 6 bewirkt. Nachfolgend ist diese Konstruktion der Mittelpunktkurve beschrieben und im Bild 4 dargestellt.

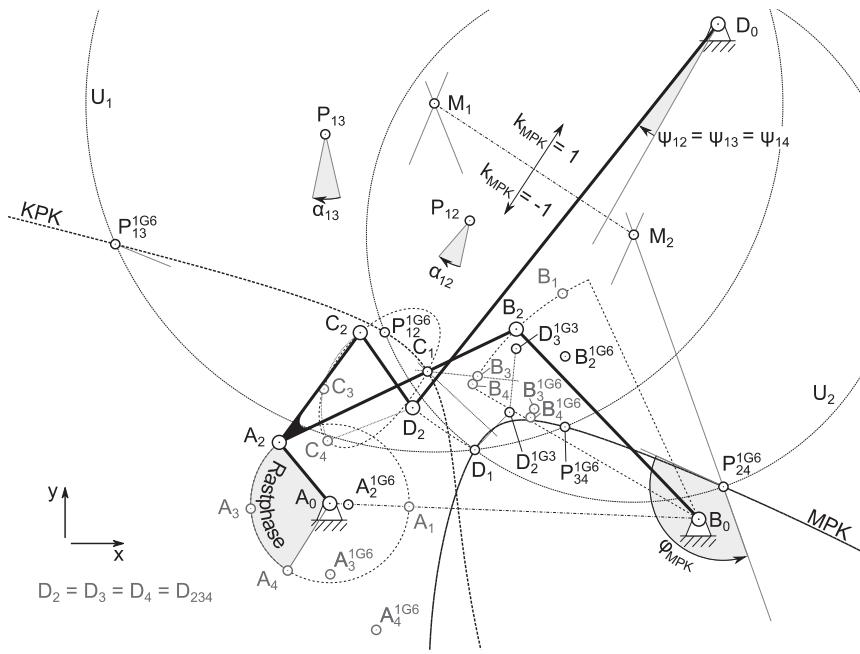


Bild 4: Vierlagensynthese für eine angenäherte Rast bei einem bewegten Bezugssystem

Das bewegte Bezugssystem ist zunächst in dessen 4 Lagen bekannt. Die gesuchte Mittelpunktkurve bildet die Lösungskurve für einen Punkt D auf der Schwinge, der die Lagenzuordnung erfüllt. Daher ist das Bezugssystem für die Ermittlung der Mittelpunktkurve die Schwinge 6 mit dem Gestellpunkt D_0 . Für die Erzeugung der MPK sind nach Volmer [7] zunächst zwei

Paar Gegenpole zu wählen, hier die Pole $P_{12}^{1G6}, P_{24}^{1G6}$ und $P_{13}^{1G6}, P_{34}^{1G6}$, welche in Lage 1 des Bezugssystems Glied 6 (Index 1G6) liegen. Jeder der genannten Pole lässt sich als Schnittpunkt zweier Mittelsenkrechten zwischen den Punktlagen A und B in deren, dem Pol zugeordneten Lage ermitteln. Die Konstruktion des Pols P_{12}^{1G6} erfolgt daher beispielsweise über der Mittelsenkrechten zwischen A_1 und A_2^{1G6} sowie B_1 und B_2^{1G6} . Die Punkte A_2, A_3, A_4, B_2, B_3 und B_4 sind vorher durch Drehung um D_0 mit dem Winkel $\Psi_{21} = -\Psi_{12}$ in die Lage 1 des Bezugssystems nach dem in Gleichung (1) gezeigten Prinzip zu überführen.

$$A_2^{1G6} = D_0 + \begin{pmatrix} \cos(\Psi_{21}) & -\sin(\Psi_{21}) \\ \sin(\Psi_{21}) & \cos(\Psi_{21}) \end{pmatrix} \cdot (A_2 - D_0) \quad (1)$$

Sobald die benötigten Pole vorliegen, kann eine Hilfskonstruktion für die Mittelpunktkurve erfolgen. Hierbei empfiehlt sich ein von der Volmer'schen Vorgehensweise abweichendes Verfahren. Die im Lehrbuch [7] gezeigte Hilfskonstruktion ist nicht notwendig. Eine gleichsinnige Drehung der Pole P_{12}^{1G6} und P_{13}^{1G6} um ihre jeweiligen Gegenpole P_{24}^{1G6} und P_{34}^{1G6} mit dem Hilfswinkel φ_{MPK} (Eingabegröße in das Modul) liefert den notwendigen Ansatz. Die dadurch entstehenden Winkelschenkel sind jeweils zum Schnitt mit der Mittelsenkrechten zwischen dem zugehörigen Gegenpolpaar zu bringen. Die Schnittpunkte liefern die Mittelpunkte M_1 und M_2 zweier Umkreise U_1 und U_2 durch die Gegenpolpaare. Diese Kreise schneiden sich in den Punkten der Mittelpunktkurve. Da bis zu zwei Schnittpunkte für diese Konstruktion zu erwarten sind, muss für die Ergebnisbetrachtung zwischen diesen gewählt werden. Dazu dient der Konstruktionsparameter k_{MPK} aus der Moduleingabe. Für ein Intervall des Hilfswinkels φ_{MPK} von $0^\circ \dots 180^\circ$ entsteht so die Mittelpunktkurve in Lage 1 des Gliedes 6. Jedem φ_{MPK} ist daher genau ein Punkt D_1 der MPK zugeordnet. Im nächsten Schritt folgt die Konstruktion des zugehörigen Punktes C_1 der Kreispunktkurve. Die Ermittlung dieses Punktes basiert auf den Gleichungen zur Dreilagensynthese. Das Bezugssystem wechselt nun von der Schwinge 6 auf die Koppel 3, weshalb zunächst die Bestimmung der Drehpole P_{12} und P_{13} der Koppelebene notwendig ist. Deren Bestimmung erfolgt jetzt jedoch direkt über die Punkte A_1, A_2 und B_1, B_2 für P_{12} sowie A_1, A_3 und B_1, B_3 für P_{13} . Der Punkt D_{234} , der wie in Gleichung (1) durch Drehung des ermittelten Punktes D_1 mit ψ_{12} um D_0 auffindbar ist, wird mittels der Drehpole P_{12} und P_{13} nun in die Lage 1 der Koppelebene überführt, wodurch die Punkte D_2^{1G3} und D_3^{1G3} entstehen. Der Schnittpunkt zweier Mittelsenkrechten durch die Punkte D_1, D_2^{1G3} und D_3^{1G3} bildet den gesuchten Punkt C_1 der Kreispunktkurve in Lage 1 der Koppelebene 3.

Nach diesem Prinzip der geometrischen Beschreibung von Maßsyntheseverfahren lassen sich für jede Aufgabenstellung Synthesemodule generieren, deren Eingangs- und Ausgabegrößen mit den Modulen der VDI-Richtlinie 2729 harmonieren. Im Bild 5 ist eine Auswahl aus den analog zum erklärten Prinzip entstandenen Modulen dargestellt.

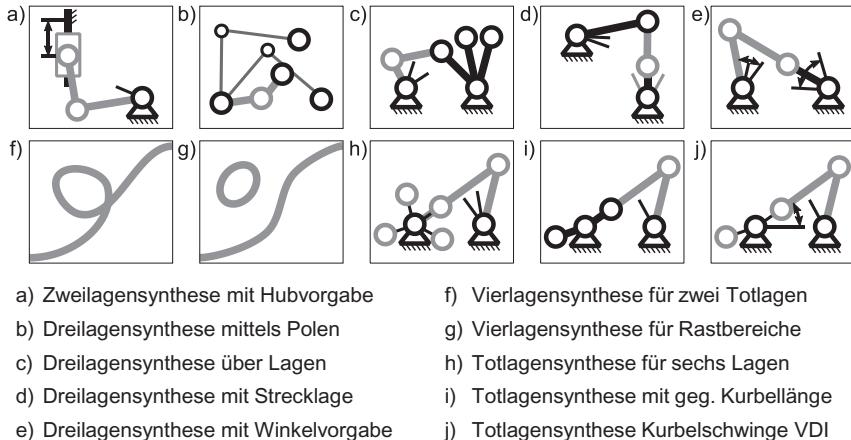


Bild 5: Module zur Maßsynthese ebener Koppelgetriebe

Da sich die Gleichungen innerhalb der Module mathematisch ähnlich sind, lassen sich leicht neue Module für neue Aufgaben generieren. Um die meisten Bewegungsaufgaben abzudecken, eignet sich diese Herangehensweise, da die Menge aller notwendigen Module immer noch handhabbar ist. Für die kinetostatische Betrachtung der Ergebnisse folgt im nächsten Schritt eine Beschreibung der Masseparameter.

4. Modularer Masseparameterbestimmung am Beispiel eines Dreigelenkgliedes

Für die korrekte kinetostatische Betrachtung eines starren Getriebes sind dessen Schwerpunktllage und die darauf bezogenen Kenngrößen Masse sowie Massenträgheitsmoment notwendig. Die Beschreibung der Masseparameter stellt die Modellbildung jedoch vor einen Konflikt. Auf der einen Seite sind Punktmassen oder vereinfachte Trägheitsmomente und Schwerpunktllagen einsetzbar, was jedoch zu genäherten Ergebnissen führt. Besonders für die späteren Schritte in der Modellbildung, wo Schwingungserscheinungen im Fokus stehen, ist die Kenntnis der realen Masseparameter essentiell. Für eine genauere Abschätzung dieser

Parameter ist ein modulares Vorgehen ebenfalls denkbar. Im Bild 6 ist für ein Dreigelenkglied exemplarisch die Vorgehensweise für die Modularisierung beschrieben.

Eingabeparameter	Ergebnisparameter
<ul style="list-style-type: none"> - Gliedlängen l_{AB} und l_{AC} und -winkel γ_{BAC} - Höhe des Bauteils h_{BT} - Ø der Zylinder d_{IA}, d_{IB} und d_{IC} - Ø der Zylindersektoren d_{aA}, d_{aB} und d_{aC} 	<ul style="list-style-type: none"> - Schwerpunkt S des Bauteils - Masse m_{BT} des Bauteils - Volumen V_{BT} des Bauteils - Massenträgheitsmoment $J_{\xi\xi}^S$

Bild 6: Ansatz zur Beschreibung der Masseparameter eines Dreigelenkgliedes

Eine grundlegende Frage besteht hier in der Beschreibung des Bauteils. Eine Koppelebene mit 3 Gelenkpunkten kann in unterschiedlicher Art und Weise ausgeprägt sein. Je nach Gliedlänge und Lagerung ändert sich die Geometrie des Bauteils. Basierend auf häufig verwendeten Geometrien kann jedoch zunächst ein aus einfachen Geometrieelementen bestehendes Bauteil abgeleitet und dessen Masseparameter berechnet werden. Die Gliedlängen und der Winkel zwischen B, A und C definieren die veränderte Bauteilgeometrie. Diese ist durch Zylinder, Zylindersektoren und Prismen beschreibbar. Für eine parametrisierte Beschreibung des Bauteils ist es jedoch notwendig, dafür zu sorgen, dass sich die Teilvolumen nie durchdringen können. Daher müssen alle relevanten Punkte voneinander abhängig beschreibbar bleiben. Zunächst beschreibt die Tangentenbedingung die äußeren Tangentenpunkte an die Kreissektoren um die Lagerpunkte. Die beiden einander zugewandten Endpunkte der Zylindersektoren um C und B sind mittels des halben Gliedwinkels γ_{BAC} beschreibbar. Dadurch bleibt garantiert, dass bei einer Verkleinerung des Winkels γ_{BAC} keine Durchdringung der Teileflächen entsteht. Für die Beschreibung des Massenträgheitsmoments $J_{\xi\xi}^S$ gilt die Gleichung (2) des allgemeinen

Zylinders. Für Bauteile mit homogener Massenverteilung lässt sich der Richtungsvektor \vec{r}_S (Bild 6) ausgehend von A zum Gesamtschwerpunkt S mit Gleichung (3) bestimmen, wobei V_{BT} die Summe aller Teilvolumen ist.

$$J_{\xi\xi}^S = m_{BT} \cdot \frac{I_{\eta\eta} + I_{\zeta\zeta}}{A_{BT}} \quad (2)$$

$$\vec{r}_S = \frac{1}{V_{BT}} \cdot \left(\sum_{k=1}^n \vec{r}_{S-Pk} \cdot V_{Pk} + \sum_{l=1}^o \vec{r}_{S-ZSl} \cdot V_{ZSl} - \sum_{m=1}^o \vec{r}_{S-Zm} \cdot V_{Zm} \right), n = 1 \dots 9, o = 1, 2, 3 \quad (3)$$

Sobald das Bauteilvolumen und die Schwerpunktlage bekannt sind, können das Flächenträgheitsmoment und das Massenträgheitsmoment berechnet werden. Bei der Beschreibung von $I_{\eta\eta}$ und $I_{\xi\xi}$ sind für die Teilflächen P1 bis P9, Kreis 1 bis 3 und Kreissektor 1 bis 3 standardisierte Gleichungen nutzbar. Im Bild 6 ist dies exemplarisch für den Zylindersektor 1 (Index ZS1) dargestellt. Die Gleichungen für I_{ZS1}^A gelten für den Punkt A und das Koordinatensystem x_{ZS1} und y_{ZS1} . Für zusammengesetzte Flächenträgheitsmomente müssen die Teilflächenträgheitsmomente in den Schwerpunkten der Teilflächen, bezüglich des Koordinatensystems \bar{x}, \bar{y} , aufsummiert und anschließend in den Schwerpunkt transformiert werden. Im Konkreten bedeutet dies die Berechnung I_{ZS1} bezüglich A, wofür eine Drehung des Trägheitstensors um φ_{ZS1} notwendig ist. Für den Gebrauch dieses Moduls ist es beispielsweise möglich, ein durch einen Exzenter angetriebenes Koppelement zu beschreiben. Dies führt zu einem vergrößerten Lagerdurchmesser in A. Wenn sich nun beispielsweise der Lagerabstand zwischen B und C soweit reduziert, dass es nicht mehr sinnvoll ist, das Bauteil wie einen Winkelhebel zu gestalten, lässt sich die Lücke zwischen B und C durch ein weiteres Prisma schließen. Ein Entscheidungsparameter für den Volumenanteil des Prismas P9 ermöglicht dies. Weitere Modifikationen und Anpassungen an konstruktive Varianten, eine inhomogene Massenverteilung, komplexe Bauteilgeometrien oder Unterschiede in der Bauteilhöhe sind ebenfalls umsetzbar. Einen interessanten alternativen Ansatz hierzu liefert auch die Veröffentlichung von Chaudhary [8], in der die Beschreibung der Geometrie mittels kubischer B-Splines erfolgt. Die gezeigten Module zur Lagensynthese und Masseparameteridentifikation lassen sich in nahezu jede Programmumgebung leicht integrieren. Derzeit umgesetzt sind die Module im Systemsimulator SimulationX (ITI GmbH Dresden) [2], [3], in der Mathematikumgebung PTC Mathcad (15 und Prime 3.1) und auch im klassischen Mehrkörpersystem HyperWorks. Die Abbildung der Synthese und Beschreibung von Masseparametern ermöglicht damit bereits jetzt eine ganzheitliche Modellbildung bis zum vereinfachten linearen Schwingungsmodell innerhalb einer Berechnungsumgebung.

5. Anwendung des Verfahrens am Beispiel einer Textilmaschine

Gerade die Textilindustrie unterliegt in den letzten Jahren einem starken Wandel, bedingt durch den Druck globaler Marktwirtschaft. Daher besteht der Wunsch nach einer schnelleren Maschinenentwicklung. Dieser Wandel erfordert neue Methoden, mit denen Ingenieure ohne mathematische Modellbildung direkt an das Problem im Mechanismus herantreten können. Die ebenfalls geforderten hohen Drehzahlen am Antrieb haben so beispielsweise bereits in den 60er Jahren eine Strukturänderung der Maschinen, weg von Kurvenscheiben antrieben, hin zu Koppelgetrieben bewirkt. Das gewählte Beispiel im Bild 7 zeigt eine Studie zur Erzeugung einer angenäherten Rast. Die sogenannten Raschel-Maschinen wurden zum Zeitpunkt der Veröffentlichung 1967 mit ca. 600 bis 800 Umdrehungen pro Minute angetrieben. Auch wenn heutige Textilmaschinen, wie beispielsweise die Hochgeschwindigkeits-Kettstühle der Firma Karl Mayer, mit bis zu 4000 Umdrehungen pro Minute Ware produzieren, lässt sich an diesem Beispiel das Prinzip der modularen dynamischen Maßsynthese sehr gut erläutern.

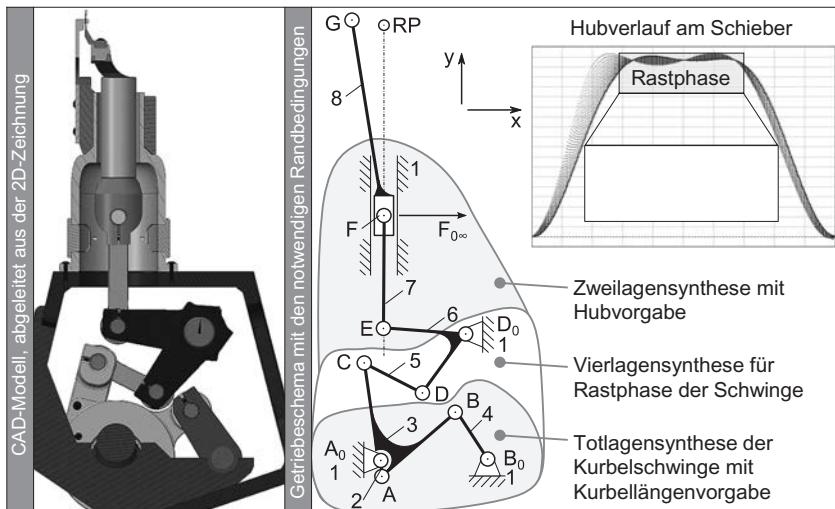


Bild 7: Getriebeskizze und daraus abgeleitetes kinematisches Schema einer Textilmaschine

Das Teilgetriebe zwischen A_0 , B_0 und D_0 entspricht einer Stephenson-Kette. Ziel der Maßsynthese war daher die Ermittlung einer Koppelkurve des Punktes C, welche eine Rast über ca.

120° des Antriebswinkels φ_{21} um A_0 am Abtriebspunkt G , also der Nadel, erzeugen sollte. Für die Untersuchungen ließen sich vier Schritte ableiten:

1. kinematische Analyse des Ausgangssystems für die Ableitung von Syntheserandbedingungen und Vergleichswerten
2. Synthese des Getriebes mittels der neu geschaffenen Synthese-Module
3. modulare Ermittlung der Masseparameter für gefundene Getriebe
4. kinetostatische Analyse der gefundenen Lösungen

Die einzelnen Schritte sind Bestandteile des Gesamtmodells und führen bei einer Variation zu neuen Ergebnissen. Zunächst ließ sich die Analyse des bestehenden Getriebes aus Bild 7 mit den bekannten Modulen der VDI-Richtlinie 2729 Blatt 1 gestalten. Mittels dem Modul *DAN* wurde die Antriebsbewegung mit $\omega_{21} = 600 \text{ min}^{-1}$ eingeleitet. Hierfür waren die Gliedlänge l_{A0A} , der Gestellpunkt A_0 und der Richtungspunkt B_0 für die Startlage auf der Gestellgeraden $\overline{A_0B_0}$ notwendig. Die Module *DDD*, *FGP* und *SSD* wurden ebenfalls für dieses Beispiel verwendet. Die Analyse des Ausgangsgetriebes aus dem CAD-Modell lieferte die Randbedingungen für die Maßsynthese des neuen Getriebes. Hierbei bestand jedoch das Problem, dass aufgrund fehlender korrekter Abmessungen nur ein grob geschätztes CAD-Modell vorlag. Daher wurde zunächst versucht, die eigentliche Zielbewegung mit 120° Rastphase bzgl. des Antriebes abzubilden. Daraus entstand ein Vergleichsgetriebe unter Verwendung der zuvor beschriebenen Synthesemodule. Das erste Modul i) aus Bild 5 erzeugte die Kurbelschwinge A_0ABB_0 mit vorgegebener Kurbellänge. Mit Hilfe des Moduls f) (Bild 5) konnten die Mittel- und Kreispunktkurve des Getriebes beschrieben werden und mit dem Modul a) folgte zum Schluss eine Zweilagensynthese mit der Hubvorgabe des Abtriebs. Es wäre auch möglich, ein Modul zur Dreilagensynthese für die Abtriebsbewegung zu verwenden. Im Anschluss an die Maßsynthese erfolgte die Masseparameterbestimmung mit Hilfe der geschaffenen Module aus Abschnitt 4. Zum Abschluss der Untersuchungen und unter Einsatz der Module der VDI-Richtlinie 2729 Blatt 2 fand die kinetostatische Analyse des Getriebes statt. Im Bild 8 ist zu erkennen, dass mit dem Vergleichsgetriebe und den verwendeten Modulen zur Synthese und Analyse zunächst der zum Ausgangsgetriebe qualitative Verlauf des Antriebsmoments getroffen wurde. Die Abweichung begründet sich in der zuvor erwähnten ungenauen Bewegung des grob geschätzten CAD-Modells. Das Vergleichsgetriebe erfüllte die Rastvorgabe und besaß ähnliche Abmessungen wie das Ausgangsgetriebe. Eine Variation der Syntheseparameter lieferte nun neue Getriebe. Wie im Bild 8 zu erkennen ist, bringt die Kombination aller Module, hier in Mathcad dargestellt, eine neuartige und qualitativ hochwertige Aussage zum optimalen

Getriebe. Rein kinematisch betrachtet, wäre die Auswahl bei der Vierlagensynthese womöglich auf einen Punkt der Mittel- bzw. Kreispunktkurve gefallen, in welchem der minimale Übertragungswinkel μ_{Dmin} im Punkt D (siehe Bild 7) möglichst groß ist. Dies würde jedoch im Vergleich zu dem Punkt der KPK, in welchem das Momentenoptimum liegt, einen ca. 42% größeren Maximalwert des notwendigen Antriebsmoments bedeuten, was auch im Bild 8 anhand des über der Kreispunktkurve dargestellten Maximal-Wert-Hodographen erkennbar ist. Das heißt konkret, dass das Momentenmaximum des Ausgangsgetriebes aus den CAD-Daten bei $4,03 \text{ Nm}$, des Vergleichsgetriebes bei $3,72 \text{ Nm}$, des übertragungsgünstigsten Getriebes bei $4,18 \text{ Nm}$ und des momentenoptimalen Getriebes bei $2,95 \text{ Nm}$ lag. Insgesamt ließ sich durch Variation der Syntheseparameter innerhalb von wenigen Minuten die maximale Antriebsleistung bei diesem Teilgetriebe und der gegebenen Drehzahl um 26 % reduzieren.

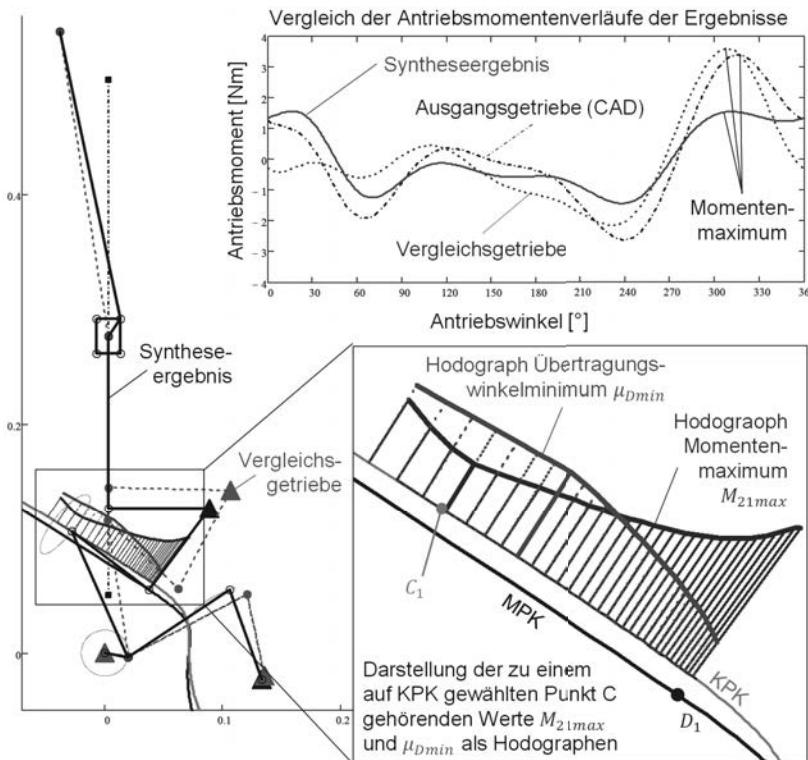


Bild 8: Ergebnis der Maßsynthese mit kinetostatischen Untersuchungen

Auch wenn dieses Beispiel noch akademischen Charakter besitzt, zeigt es sehr gut, welche Potenziale in der Kombination von Synthese und Dynamik liegen. Selbst ohne Anwendung von Ausgleichsprinzipien der Dynamik lassen sich bereits während früher Entwicklungsphasen grundlegende Optimierungen durchführen und die Qualität der späteren Maschine enorm beeinflussen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Bisherige Ansätze zur „dynamischen Synthese“ beruhten immer nur auf Empfehlungen hinsichtlich der Masseparameter oder Topologie von Bauteilen. Heutige Ansätze zur Synthese von Mechanismen mit Vorgaben aus der Starrkörperdynamik oder der Schwingungslehre beschäftigen sich häufig nur mit Viergelenkgetrieben. Der Grund hierbei liegt in der Komplexität des Ansatzes selbst. Jeder der bisher veröffentlichten Ansätze beginnt bei der klassischen Betrachtung und Gleichungsformulierung. Wenn mehr als vier Getriebeglieder von Interesse sind, steigt die Summe der Gleichungen oft enorm an, wobei der Erkenntnisgewinn stark schrumpft.

Während bisherige Ansätze wenig alltagstauglich sind, bietet der modulare Ansatz für die Be- trachtung der starren Maschine und linearer Schwingungsmodelle eine leicht verständliche und vielseitig variierbare Methode für den Alltag. Die vorgestellten Module zur Maßsynthese und Analyse ermöglichen es dem Anwender, komplexe Getriebe zu modellieren und erstmals dynamische Effekte während der Maßsynthese genau zu erkennen. Das gezeigte Beispiel verdeutlicht diese Neuerung und das Potenzial dieses Ansatzes. Mit geringem Aufwand und wenig Rechenzeit ist ein belastbares Ergebnis entstanden. Die hergeleiteten Gleichungen sind beliebig erweiterbar und können ohne großen Aufwand in verschiedenste Berechnungssoftware implementiert werden. Dies geschah beispielsweise für die Systemsimulationssoftware SimulationX, das Mathematikprogramm Mathcad, das Geometrieprogramm GeoGebra und auch das Mehrkörper-FEM-System HyperWorks von Altair. Die Modellierungsdauer für komplexe Berechnungsmodelle liegt derzeit noch bei einigen Stunden, wohingegen die Berechnungszeiten bereits jetzt bei wenigen Minuten liegen.

Wie in dem Beitrag gezeigt wurde, sind komplexe Modelle teilweise anspruchsvoll zu modellieren und setzen beim Anwender ein genaues Verständnis von den eigentlichen Verfahren voraus, wenngleich die mathematische Beschreibung des Problems durch die Module übernommen wird. Verfahren wie die Vierlagensynthese sind für konkrete Problemstellungen beschrieben, was die Komplexität der Module reduziert. Die Beschreibung der Masseparameter mit vereinfachten Geometrien in Form von Unterstützungsmodulen bietet einen neuen Ansatz

zur Betrachtung komplexer Mechanismen und liefert erstmals Aussagen zur Kinetostatik während der Maßsynthese. Für eine komplexe Modellierungsstufe mit nichtlinearen Schwingungsercheinungen bleibt die Suche nach einer realitätsnahen Masseparameterbestimmung weiterhin Gegenstand der Untersuchungen. Dennoch besitzt die gezeigte Methode schon jetzt einen wegweisenden Charakter in Bezug auf eine ganzheitliche Getriebesynthese.

Literaturangaben

- [1] Heinrich, S; Berger, M.: Ein Beitrag zur ganzheitlichen Getriebesynthese für dynamisch stark beanspruchte Mechanismen, 11. Kolloquium Getriebetechnik, Garching 2015, ISBN: 978-3-7375-6497-7
- [2] Heinrich, S.; Berger, M: New concept of continuously interactive analysis-synthesis-parameter-adjustments (ASPA) for nonlinear drive assemblies, 18th ITI Symposium, Dresden 2015
- [3] Heinrich, S.: Modulbasierte Untersuchungen ebener Koppelgetriebe in SimulationX, SAXSIM 2016, Chemnitz, ISBN 978-3-944640-73-0
- [4] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2014, ISBN: 978-3-642-24116-1
- [5] VDI-Richtlinie 2729, Blatt 1: Modulare Analyse ebener Gelenkgetriebe mit Dreh- und Schubgelenken - Kinematische Analyse, Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf Juni 2016
- [6] VDI-Richtlinie 2729, Blatt 2: Modulare Analyse ebener Gelenkgetriebe mit Dreh- und Schubgelenken - Kinetostatische Analyse, Verein Deutscher Ingenieure e.V.
- [7] Volmer, J.: Getriebetechnik – Lehrbuch, Berlin: VEB Verlag Technik, 1968; Bestellnummer: 9/14010; Kapitel 11 – Synthese ebener Koppelgetriebe S.460 ff.
- [8] Chaudhary K., Chaudhary H.: Optimal dynamic balancing and shape synthesis of links in planar mechanisms, Mechanism and Machine Theory 93 (2015) 127-146, Link zur Veröffentlichung: <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.07.006>
- [9] Socha, J.: Antriebsprobleme im Wirkmaschinenbau. Industrie-Anzeiger 89.Jg. Nr. 34 vom 28.04.1967, (Aachen)

ISBN 978-3-18-092286-7