

19. VDI-Getriebetagung

Bewegungstechnik 2018

Innovationen, Methoden, Konzepte & Applikationen

Karlsruhe, 19. und 20. September 2018

Bildquelle: TU Chemnitz, Professur Montage- und Handhabungstechnik

VDI-BERICHTE

Herausgeber:

VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.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 www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2018

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 978-3-18-092331-4

Inhalt

Vorwort 1
Univ.-Prof. Dr.-Ing. M. Berger, Technische Universität Chemnitz

**Schwingungsreduzierung in Zahnriementrieben durch ein Unrund-Zahnrad:
Eine Studie zur Klärung der Wirkungsweise im Rahmen eines Patentstreits** 3
Univ.-Prof. Dr.-Ing. R. Braune, Institut für Getriebetechnik, ehemals Leibniz Universität Hannover

► **Angewandte Bewegungstechnik I**

Ein Roboter-Endeffektor für die Handhabung und Drapierung biegeschlaffer Halbzeuge 27
Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. B. Corves (VDI); S. Rink M.Sc. RWTH; J. Brinker M.Sc. RWTH;
Prof. Dr.-Ing. M. Hüsing (VDI), Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR),
RWTH Aachen University, Aachen

**Verarbeitungsgutorientierte Bewegungsanalyse und Entwicklung von Lösungen
zur Steigerung der Maschinenausbringung** 39
Dipl.-Ing. T. Nündel, Dipl.-Ing. R. Rieck, Theegarten-Pactec GmbH & Co. KG, Dresden
Dipl.-Ing. C. Troll, Professur für Verarbeitungsmaschinen/Verarbeitungstechnik,
Institut für Naturstofftechnik, TU Dresden

Aktoriksynthese für hocheffiziente e-Clutch-Systeme 53
Dipl.-Ing. A. Uhle, M.Sc. P. Starke, IAV GmbH, Chemnitz

► **Bewegungsdesign optimieren**

**Gestaltungsaspekte des prozessorientierten Bewegungsdesigns
am Beispiel des intermittierenden Stückguttransports** 67
Dipl.-Ing. C. Troll, Prof. Dr.-Ing. J.-P. Majschak, Professur für Verarbeitungsmaschinen/
Verarbeitungstechnik, Institut für Naturstofftechnik, Technische Universität Dresden

Verstetigte Extremalfunktionen für Kennwerte von normierten Bewegungsfunktionen 81
Prof. Dr. B. Alpers (VDI), Hochschule Aalen

Warum Kurven- und Koppelgetriebe unverzichtbar sind 95
Dipl.-Ing. Dipl.-Inform. R. Nolte, Nolte NC-Kurventechnik GmbH, Bielefeld

► **Toleranzen beherrschen**

**VDI 2730: Toleranzen und Toleranzmanagement bei Gelenkgetrieben:
mit Checklisten zum Erfolg und Werkzeuge effektiv einsetzen 105**

Prof. Dr.-Ing. M. Hüsing (VDI), Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR),
RWTH Aachen University; Dr.-Ing. A. Stickeler (VDI), ACONEXT Stuttgart GmbH, Fellbach;
Dipl.-Ing. C. Töpfer (VDI), EnginSoft GmbH, Frechen-Königsdorf

**VDI 2730 ff – Die nächste Generation der Anforderungen:
Funktionsfähigkeit + Prozessfähigkeit = Nachhaltigkeit? 111**

Dipl.-Ing. C. Töpfer (VDI), CEO, EnginSoft GmbH, Frechen-Königsdorf

Toleranzuntersuchung bewegter Systeme im Karosseriebau 121

A. Cousin M.Sc. RWTH¹; Prof. Dr.-Ing. M. Hüsing (VDI)²; Dipl.-Ing. W. Jakobs¹;
Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. B. Corves (VDI)²

¹ Ford-Werke GmbH, 50735 Köln
² Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR), RWTH Aachen University,
52072 Aachen

► **Bewegungssysteme auslegen und optimieren**

**Ablauf- und bewegungstechnische Optimierung von Montageanlagen durch
parameterdeklarierte Varianten mit Taktzeit- und Kostenbezug 133**

Prof. Dr.-Ing. M. Berger, T. Nguyen Dang (M. Eng.) Professur Montage- und Handhabungstechnik,
Institut für Füge- und Montagetechnik, Technische Universität Chemnitz

Ansätze zur Performancesteigerung parallelkinematischer Industrieroboter 151

J. Brinker M.Sc. RWTH, Prof. Dr.-Ing. M. Hüsing (VDI), Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. B. Corves (VDI),
Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR), RWTH Aachen University,
Aachen

► Angewandte Bewegungstechnik II

Methodische Ansätze zur leistungsoptimalen Auslegung und zum teilflexiblen Betrieb von Kurven-Koppel-Schrittgetrieben	163
Dr.-Ing. A. Heine, Dipl.-Ing. S. Schulze, Prof. Dr.-Ing. M. Berger, Professur Montage- und Handhabungstechnik, Institut für Füge- und Montagetechnik, Technische Universität Chemnitz	
Geräte zum perkutanen Zugang und zur Gewebeprobenentnahme bei der Stanzbiopsie.	177
Prof. Dr.-Ing. habil. A. Fricke, HTWsaar, Saarbrücken; M. Sc. K. Hauschild, HTWsaar, Saarbrücken; Prof. Dr.-Ing. M. Berger, TU Chemnitz, Chemnitz; M. Eng. T. Speicher, TU Chemnitz, Chemnitz; Dipl.-Ing. (FH) T. Heske, BIP Biomed. Instrumente & Produkte GmbH, Türkenfeld	
Entwicklung eines Laufmusters und Entwurf einer weichen Laufmaschine nach biologischem Vorbild.	191
L. Schiller, M.Sc.; Dr.-Ing. A. Seibel; Technische Universität Hamburg (TUHH), Hamburg	

Vorwort

Innovative Antriebslösungen können nur durch eine stetig wachsende integrative Verknüpfung aller Fachgebiete innerhalb mechatronischer Entwicklungsprozesse, heute geprägt von computerge-stützten Simulations- und Entwicklungsumgebungen, entstehen. Im Zuge einer zunehmenden Digitalisierung der Maschinen und allen damit inkludierten Tendenzen, wie z.B. Industrie 4.0, stellt sich aber immer wieder die Frage, ob und wie es gelingt, die von der Mechanik dominierten Antriebssysteme für diese Zukunft weiterzuentwickeln.

Die VDI-Getriebetagung Bewegungstechnik, der seit Jahrzehnten traditionelle Treffpunkt für Wissenschaftler und Ingenieure aller Branchen des Maschinen-, Anlagen- und Gerätebaus, möchte sich immer wieder dieser Fragestellung widmen. Es ist und bleibt unstrittig, dass bewährte nichtlineare Antriebssysteme, wie z.B. Koppel- und Kurvengetriebe, in Verpackungs-, Textil- oder Druckmaschinen, ebenso wie in Handhabungs- und Montageanlagen, viele Leistungsparameter maßgeblich prägten und es auch heute noch tun. Da kommen wir her!

Doch wo gehen wir hin? Wird es allein ausreichen, durch die neuesten Erkenntnisse aus der Steuer- und Regelungstechnik, Werkstofftechnik, Sensorik, Bionik oder 3D-Drucktechnik, gepaart mit den innovativsten Ideen und Methoden der virtuellen Produktentwicklung, den allgemeinen Trend zum Ersatz dieser mechanischen Komponenten durch programmierbare, modularisierte, flexible und antriebstechnisch auch prinzipiell einfacher aufgebaute Servo- und Direktantriebslösungen abzuschwächen? Wohl eher – Nein!

So spiegelt sich der anhaltende Strukturwandel im Bereich der Bewegungs- und Antriebstechnik auch in den Beiträgen des vorliegenden Tagungsbandes wider. Im industriellen Umfeld werden heute z.B. alle zentralen oder dezentralen Motion-Control-Systeme (MCS) mit einem hohen Grad an Flexibilität und Adaptierbarkeit als zukunftsweisend angesehen. Mechanismen behaupten sich aktuell bei Neuentwicklungen nur dann, wenn keine Flexibilität, wie auch immer diese definiert sei, gefordert wird, zur Bewegungsrealisierung mehrere und kostenintensive Antriebe erforderlich wären oder große Massen bei hohen Betriebskräften zwangsläufig und entweder extrem schnell oder sehr langsam bewegt werden müssen.

Doch eines ist und bleibt unbestritten. Für viele Ingenieure ist interdisziplinäres Wissen zwingend erforderlich, um die Leistungs- und Konkurrenzfähigkeit komplexer Maschinen und

Anlagen stetig zu steigern und einen kontinuierlichen Innovationsvorsprung zu garantieren. Ebenso müssen sich methodische Ansätze und Werkzeuge stetig weiterentwickeln, um immer komplexer werdende Aufgaben lösen zu können.

In diesem Sinne greift auch die nunmehr bereits 19. VDI-Getriebetagung „Bewegungstechnik“ viele branchenübergreifende Fragestellungen aus Forschung und Praxis auf und gibt nachhaltige Anregungen.

Im Namen des Programmausschusses
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Maik Berger

Tagungsleiter
Institut für Füge- und Montagetechnik
Professur Montage- und Handhabungstechnik
Technische Universität Chemnitz

Fachlicher Träger ist die VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (GPP).

Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente
Die VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung bietet mit ihren Fachbereichen für alle Branchen abgesichertes Wissen zur Gestaltung von Produkten und Prozessen sowie deren Optimierung bezüglich Qualität, Zeit und Kosten-Nutzenverhältnis.
www.vdi.de/gpp

Schwingungsreduzierung in Zahnriementrieben durch ein Unrund-Zahnrad

Eine Studie zur Klärung der Wirkungsweise im Rahmen eines Patentstreits

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

Kurzfassung

In Nockenwellenantrieben von Verbrennungsmotoren mit Zahnriemen werden zur Reduzierung von Schwingungserscheinungen seit einigen Jahren unrunde Zahnriemenscheiben eingesetzt. Dazu gibt es verschiedene Patentanmeldungen mit scheinbar unterschiedlichen Zielsetzungen und Auslegungsangaben. Für ein Gutachten zu einem diesbezüglichen Patentstreit wurden mit Hilfe eines einfachen Ersatz-Modells grundlegende Zusammenhänge der schwingungstechnischen Wirkungsweise eines Unrund-Rades in einem Zahnriementrieb untersucht und qualitative Merkmale von typischen Auslegungs-Varianten erarbeitet.

1. Einführung und Aufgabenstellung

Nockenwellenantriebe mit Zahnriemen in Verbrennungsmotoren zeigen häufig typische Schwingungserscheinungen mit einem ausgeprägten „Resonanzbuckel“ in einem mittleren bis höheren Drehzahlbereich. Als mögliches Mittel zur Schwingungsreduzierung wurde neben verschiedenen anderen Maßnahmen in der Patentliteratur schon seit den späten 1980er Jahren auch der Einsatz von unrunder Zahnriemenscheiben vorgeschlagen. Der erste Serieneinsatz eines ovalen Zahnriemen-Antriebsrades an der Kurbelwelle eines Nockenwellenantriebs erfolgte dann 2004 gemäß Bild 1 in dem damals neuen 2,0T-FSI-Motor von AUDI, siehe [1].

Seitdem wird dieses Prinzip als besonders wirksame und obendrein kostengünstige Maßnahme mit großem Erfolg in verschiedenen Varianten bei nahezu allen neuen Motorentwicklungen genutzt und der Autoindustrie im Rahmen von Systementwicklungen von weltweit operierenden OEMs unter Markennamen wie z. B. „Smart Sprocket“ oder „Eco Sprocket“ angeboten, siehe [2,3]. Ausführliche Darstellungen der damit erreichbaren Vorteile finden sich in [4,5].

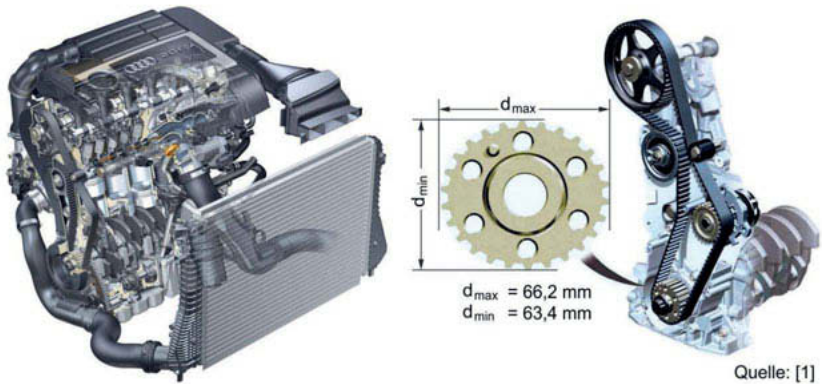


Bild 1: Nockenwellenantrieb des 2,0T-FSI-Motors von AUDI mit Ovalrad an der Kurbelwelle

Bei dem hier betrachteten Phänomen handelt es sich um Längsschwingungen im Riemen durch dessen Längselastizität, die sich in einem bestimmten Drehzahlbereich insbesondere in Form verstärkter Oszillation der Riemenkräfte als auch erhöhter Drehwinkelfehler der Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle zeigen. Ein Beispiel für das Betriebsverhalten eines typischen 4-Zylinder-Otto-Motors zeigen die in [4] publizierten Messwerte gemäß Bild 2. Links sind in Gelb die um eine eingestellte Vorspannung oszillierenden maximalen und minimalen Riemenkräfte dargestellt und rechts in Blau der maximale Verdrehwinkelfehler der Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle, jeweils schwach gefärbt für den Betrieb mit einem normalen kreisrunden Antriebsrad an der Kurbelwelle und kräftig gefärbt beim Einsatz eines speziell angepassten Ovalrades. Beim Betrieb mit kreisrundem Antriebsrad sind deutlich ausgeprägte „Resonanzbuckel“ mit maximaler Überhöhung auf das 2- bis 3-fache bei etwa 4200 U/min zu erkennen. Dagegen bleibt mit einem passenden Ovalrad die Oszillation der Riemenkraft im gesamten Drehzahlbereich annähernd konstant bei dem Grundwert für ganz geringe Motordrehzahl und der Verdrehwinkelfehler fällt im gesamten Drehzahlbereich sogar etwa auf die Hälfte des Grundwertes bei geringer Drehzahl.

Die konkrete Auslegung und Optimierung von Nockenwellenantrieben mit Zahnriemen und insbesondere mit unrunder Räder ist sehr anspruchsvoll und im folgenden Abschnitt wird kurz eine spezielle, hoch komplexe Simulations-Software vorgestellt, die heutzutage dafür eingesetzt wird.

Die übergroße Fülle der dabei zu berücksichtigenden Auslegungsparameter und Beurteilungskriterien fördert allerdings nicht gerade das Verständnis der grundlegenden Zusammenhänge. Genau diese mussten aber möglichst einfach und juristisch verwertbar,

aber doch wissenschaftlich korrekt im Rahmen eines Patentstreits zwischen konkurrierenden Anbietern herausgearbeitet werden. Die dabei vom Autor gewonnene Sicht der prinzipiellen Wirkungsweise von Ovalrädern in Nockenwellenantrieben mit Zahnriemen und seine darauf aufbauende Bewertung scheinbar konkurrierender Patentansprüche präsentiert der Hauptteil dieses Beitrags.

Die vorgestellte Vorgehensweise und deren Ergebnisse sollen aber exemplarisch auch darüber hinaus ganz allgemein motivieren, neben der intensiven Nutzung der großartigen Möglichkeiten heutiger Simulations-Software nicht das ständige Bemühen um grundlegendes Verständnis zu vernachlässigen. Eine solche „Ermunterung“ scheint dem Autor durchaus gelegentlich angebracht.

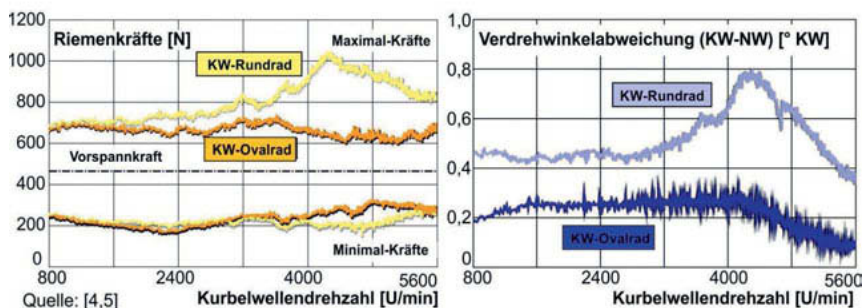


Bild 2: Messergebnisse für Schwingungsreduzierung am Zahnriemenantrieb eines typischen 4-Zylinder-Otto-Motors durch Ovalrad an der Kurbelwelle

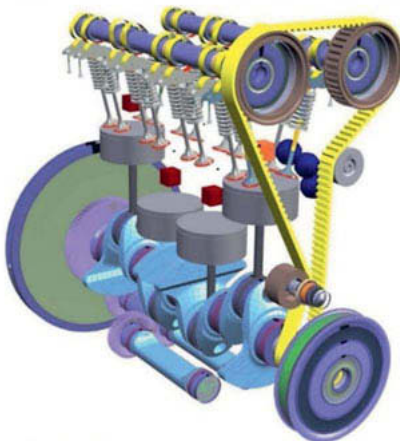
2. Heutiger Einsatz von Simulations-Software

Eine spezielle Simulations-Software, die heutzutage gewissermaßen als „Stand der Technik“ für die Auslegung und Optimierung von Riemen- und Kettentrieben in Verbrennungsmotoren in vielen führenden Unternehmen eingesetzt wird, ist z. B. das Programm-Paket „SIMDRIVE 3D“ des Berliner Ingenieurbüros CONTECS GmbH, siehe Bild 3 und [6].

Mit hoher Detailliertheit und Realitätsnähe können damit alle relevanten Einflussgrößen erfasst und im Hinblick auf das Betriebsverhalten des Riemen- oder Kettentriebs untersucht werden, bis hin zur Geräuscentwicklung und Lebensdauerprognose. Dabei muss in der Regel eine große Zahl von mehr oder weniger freien Auslegungsparametern so auf einander abgestimmt werden, dass für wiederum eine größere Zahl von oft einander widersprechenden Bewertungskriterien ein optimaler oder zumindest tragbarer Kompromiss gefunden wird.



SIMDRIVE 3D is a worldwide unique simulation platform, merging the most important methods for the predictive dynamic analysis of power transmission systems in time and frequency domain.



Quelle: [6]

The Tooth Belt module provides the simulation and study of timing belt drives with automatic tensioning systems for durability analysis, system load and power loss.

- ▶ Dynamic model with a detailed description of the belt-pulley contact
- ▶ Complex belt parameter definitions through VDA standard methods
- ▶ Unround sprockets for resonance cancellation
- ▶ Study of belt and tooth forces with detailed geometry definitions for each pulley
- ▶ Complex analysis of timing drive dynamics, e.g. oscillation angle transversal deflection
- ▶ Incorporation in a complete 3D Engine Simulation

Bild 3: Die Simulations-Software SIMDRIVE 3D

Wenn dafür andere schwingungsmindernde Maßnahmen nicht ausreichen oder zu aufwändig erscheinen, wird anstelle von kreisrunden Rädern auch der Einsatz von teureren unrunder Zahnriemen- bzw. Kettenrädern einbezogen. Natürlich haben die Entwickler dabei eine gewisse Vorstellung von der prinzipiellen Wirkungsweise solcher Unrund-Räder, aber deren konkrete Dimensionierung erfolgt typischerweise nicht anhand irgendwelcher analytischer Ansätze, sondern eher „probiero-metrisch“, indem in umfassenden und dementsprechend aufwändigen Parameterstudien alle denkbaren Parameterkombinationen feinstufig durchvariiert werden. Als Beispiel zeigt Bild 4 für einen ganz konkreten Motor ein mit SIMDRIVE 3D erstelltes Schaubild für den Einfluss der später erläuterten Auslegungsparameter „Amplitude“ und „Phasenwinkel“ eines einfachen Ovalrades an der Kurbelwelle auf die maximale Riemenspannung in einem bestimmten Abschnitt des vorgesehenen Zahnriementriebs.

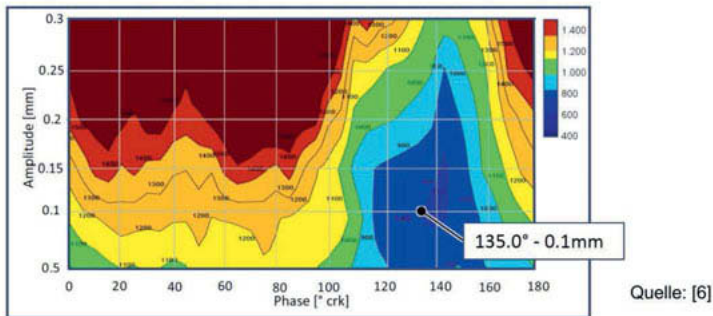


Bild 4: Mit SIMDRIVE 3D berechnetes Schaubild zum Einfluss der Auslegungsparameter eines Ovalrades auf die maximale Riemen Spannung in einem Zahnriementrieb.

Der Einsatz solcher Simulations-Tools ist wegen der hohen Realitätsnähe ihrer Ergebnisse heutzutage natürlich unverzichtbar für die Dimensionierung und den Vergleich konkreter Auslegungsvarianten. Aber allein systematisches Durchvariiere von Parametern und noch weniger deren heute auch schon genutzte Ermittlung mithilfe autonomer Optimierungstechniken fördern nicht gerade das in diesem Beitrag primär angestrebte Verständnis grundlegender Zusammenhänge und Abhängigkeiten. Und sie sind auch kaum hilfreich zur Beantwortung der Frage, ob scheinbar konkurrierende Ansprüche verschiedener Patente tatsächlich unabhängig voneinander realisierbar sind oder ob eine konkrete Auslegungskombinationen denn nun den einen oder anderen Patentanspruch tatsächlich verletzt oder nicht.

3. Konkurrierende Patentansprüche

3.1 Fokus „Spannungsausgleich im Riemen“

In Bild 5 sind die Anmeldedaten, die Kurzbeschreibung und eine Übersichtszeichnung zu einem ausgewählten Vertreter [7] aus einer Gruppe von vornehmlich japanischen Patenten bzw. Gebrauchsmustern zusammengefasst, in denen schon früh der Einsatz von Ovalrädern in Nockenwellen-Zahnriementrieben vorgeschlagen wurde. Allen diesen Schriften ist gemeinsam, dass sie als Ziel die Bekämpfung von Schwingungserscheinungen im Riementrieb benennen, aber in den Erläuterungen zur Wirkungsweise des Ovalrades und zu den daraus abgeleiteten Auslegungsangaben ausschließlich quasi-statische Betrachtungen anstellen, die obendrein auch noch ziemlich verworren und kaum nachvollziehbar sind. Patentrechtlich wesentlich ist aber sicher die deutliche Aussage, dass es immer irgendwie

darum geht, die Amplitude der oszillierenden Riemenkraft (synonym wird auch die Bezeichnung „Riemenspannung“ verwendet) zu reduzieren. Dieses soll ausdrücklich dadurch geschehen, dass dem oszillierenden Riemenspannungsverlauf, der hauptsächlich hervorgerufen wird durch das oszillierende Lastmoment an der Nockenwelle (dieses wiederum hervorgerufen durch die Rückwirkungen aus dem Ventiltrieb), ein zweiter oszillierender Riemenspannungsverlauf gegenphasig überlagert wird, der durch das Ovalrad erzeugt wird, und sich so der Riemenspannungsverlauf insgesamt mehr oder weniger vergleichmäßigt. Wie dieser gegenphasige Spannungsverlauf durch das Ovalrad aber zustande kommt und wie das Ovalrad dazu auszulegen ist, das bleibt eher unklar.

Japanische Gebrauchsmusteranmeldung JP 1-95538

EQUIVALENT TENSION DRIVE DEVICE

Anmelder: Mitsubishi Automotive, JPN, 1987

Abstract:

An equivalent tension drive device having a transmitting member linking a drive wheel, which is attached to the output shaft of a 4 cylinder internal combustion engine that produces cyclical rotation fluctuations, to rotate a driven wheel, wherein the equivalent tension drive device is characterized in that the outside circumferential edge shape of the foregoing drive wheel is of an elliptical shape that has a long radius/short radius ratio that corresponds to the reverse phase of the tensional fluctuations of the foregoing drive transmitting member that caused by the foregoing cyclical rotation fluctuations.

Fokus: „Spannungsausgleich im Riemen“

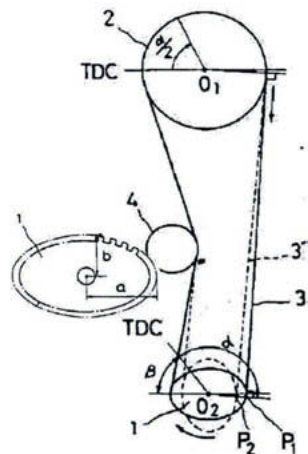


Bild 5: Japanisches Schutzrecht JP 1-95538 [7] mit dem Fokus „Spannungsausgleich“

3.2 Fokus „Drehmomentkompensation an der Nockenwelle“

Das in Bild 6 angesprochene Patent wurde deutlich später zuerst in den USA, dann auch in Europa [8] angemeldet und zunächst ohne Einsprüche erteilt. Erst einige Zeit später wurde 2008 von betroffenen Konkurrenten ein nachträgliches Nichtigkeitsverfahren gegen das bereits erteilte Patent angestrengt, an dem der Autor als Gutachter für eine der einsprechenden Parteien beteiligt war.

Auch in dieser Patentschrift werden Schwingungserscheinungen als das zu lösende Problem benannt und wiederum werden im Weiteren ausschließlich quasi-statische Betrachtungen angestellt. Ein wesentlicher Unterschied zu den früheren Patenten besteht aber darin, dass hier nun eine so genannte „Drehmomentkompensation an der Nockenwelle“ im Fokus steht. Damit ist gemeint, dass dem auch hier als dominant schwingungsanregend identifizierten

Lastmoment an der Nockenwelle durch Rückwirkungen aus dem Ventiltrieb ein kompensierendes „Gegenmoment“ entgegen wirken soll, indem dieses irgendwie durch ein Ovalrad auf der Kurbelwelle zustande kommt und über den Riementrieb auf die Nockenwelle übertragen wird. Dabei übersieht das Patent aber, dass das Lastmoment natürlich immer – also auch mit Rundrad – durch den Riementrieb kompensiert wird und dass das Problem lediglich darin besteht, welcher Schwingungsausschlag dabei auftritt und welcher Massenmomentanteil am Momentengleichgewicht beteiligt ist.

Europäische Patentschrift EP 1 448 916

SYNCHRONOUS DRIVE APPARATUS WITH NONCIRCULAR ELEMENTS

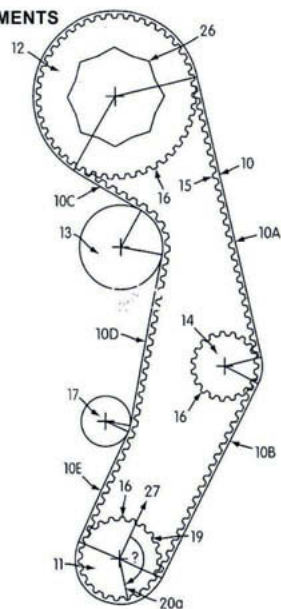
Anmelder: Litens Automotive, CAN, 2001

Abstract:

A synchronous drive apparatus and method, wherein the apparatus comprises a plurality of rotors comprising at least a first and a second rotor. The first rotor has a plurality of teeth for engaging the engaging sections of an elongate drive structure, and the second rotor has a plurality of teeth for engaging the engaging section of the elongate drive structure. A rotary load assembly is coupled to the second rotor. The elongate drive structure engages about the first and second rotors. The first rotor is arranged to drive the elongate drive structure and the second rotor is arranged to be driven by the elongate drive structure. One of the rotors has a non-circular profile having at least two protruding portions alternating with receding portions. The rotary load assembly is such as to present a periodic fluctuating load torque when driven in rotation, in which the angular positions of the protruding and receding portions of the non-circular profile relative to the angular position of the second rotor, and the magnitude of the eccentricity of the non-circular profile, are such that the non-circular profile applies to the second rotor an opposing fluctuating corrective torque which reduces or substantially cancels the fluctuating load torque of the rotary load assembly.

Fokus: „Drehmomentkompensation an der Nockenwelle“

Bild 6: Europäisches Patent EP 1 448 916 [8] mit dem Fokus „Drehmomentkompensation“



Stattdessen führt das Patent aus, dass – wenn in seinem Sinne das erregende Lastmoment kompensiert sei – gar keine Schwingungsausschläge an der Nockenwelle mehr angeregt würden, und das Ziel „Drehmomentkompensation an der Nockenwelle“ damit gewissermaßen automatisch zur letztlich angestrebten „Minderung des Schwingungsausschlags an der Nockenwelle“ führt. Und weiter erklärt das Patent mehrfach und ausdrücklich, dass zur

Erzeugung des „Gegenmomentes“ notwendigerweise entsprechende oszillierende Kräfte im Riementrieb wirken müssten und das in den früheren Patenten benannte Ziel „Spannungsausgleich im Riementrieb“ somit geradezu konträr sei zu dem hier nun angestrebten Ziel „Drehmomentkompensation an der Nockenwelle“. Dabei suggeriert das Patent die Vorstellung, dass, wenn so die anregende Ursache eliminiert sei, dies dann auch für den gesamten Drehzahlbereich gelte, und somit überhaupt keine angeregten Schwingungen mehr auftreten würden.

Im Weiteren entwickelt das Patent dann ebenfalls lediglich quasi-statische Überlegungen, wie ein Ovalrad auszulegen sei, um die nun hier postulierte „Drehmomentkompensation an der Nockenwelle“ zu erreichen, Überlegungen, die der Autor jedoch noch nicht einmal rein statisch nachvollziehen kann. Allerdings wird dann erstaunlicherweise am Ende ein Ergebnis präsentiert, das sehr interessant ist und später in diesem Beitrag noch näher betrachtet werden soll.

3.3 Fragestellungen

Die beiden hier postulierten Ziele, das ältere Ziel „Spannungsausgleich im Riemen“ und das neuere, als gegensätzlich bezeichnete Ziel „Drehmomentkompensation an der Nockenwelle“ bzw. die angeblich nur damit erreichbare „Schwingwinkelreduktion an der Nockenwelle“ sind zunächst einmal jedes für sich durchaus erstrebenswert.

Ein gleichmäßigere Riemenkraft würde die Laufruhe verbessern, die Lebensdauer steigern und obendrein – ebenfalls sehr erwünscht – geringere Vorspannung erlauben, weil bei geringerer Amplitude der überlagerten Kraftschwankung die für Zahnriemen tödliche Gefahr geringer würde, dass die minimale Riemenkraft zu klein oder gar null wird und der Riemen dadurch überspringt. Eine wesentliche Reduktion der Schwingwinkel an der Nockenwelle würde dagegen vor allem zu genauerer Einhaltung der vorgesehenen Ventilsteuerzeiten führen mit positiver Wirkung auf Leistung, Verbrauch und Emission.

Die Messergebnisse in Bild 2 zeigen, dass – zumindest heutzutage und bis zu einem gewissen Grad – tatsächlich beide Ziele gleichzeitig erreichbar sind. Die patentrechtliche Frage ist aber, ob und ggf. von welchem Patent dabei für das eine oder das andere Ziel mehr oder weniger Gebrauch gemacht wurde, oder ob möglicherweise die Erfüllung beider Ziele auf irgendeine Weise zwingend miteinander gekoppelt ist. Diese Frage sollte durch möglichst einfache, aber wissenschaftlich haltbare Betrachtungen an einem möglichst einfachen, aber auch keine wesentlichen Effekte unterschlagenden Ersatz-System beantwortet werden

4. Modellbildung

4.1 Grundsätzlicher Modellaufbau

Zum Einstieg in die Modellbildung sei ausdrücklich betont, dass die folgenden Überlegungen zur Entwicklung eines angemessenen Ersatz-Systems und die daran durchgeführten Berechnungen keineswegs das Ziel haben, letztlich konkrete Auslegungsdaten für ein geeignetes Ovalrad in einer konkreten Motorenentwicklung bereitzustellen. Es geht lediglich darum, das prinzipielle schwingungstechnische Verhalten eines solchen Systems deutlich zu machen und qualitative Tendenzen für die Wahl der Auslegungsparameter anzugeben, wenn bevorzugt dieses oder jenes Zielverhalten angestrebt wird. Deshalb werden hier auch am Ende ganz bewusst keine konkreten Daten – z.B. für Massen, Steifigkeiten oder Drehzahlen – in die entwickelten Beziehungen eingesetzt, sondern immer nur bezogene Verhältnissgrößen betrachtet.

Die praktischen Ergebnisse für das Betriebsverhalten zeigen im interessierenden Drehzahlbereich gemäß Bild 2 einen einzelnen herausragenden „Resonanzbuckel“ und das legt nahe, dass ein 1-Massen-Schwinger mit einer einzigen Eigenfrequenz ausreichen sollte für eine brauchbare Abbildung des prinzipiellen Systemverhaltens.

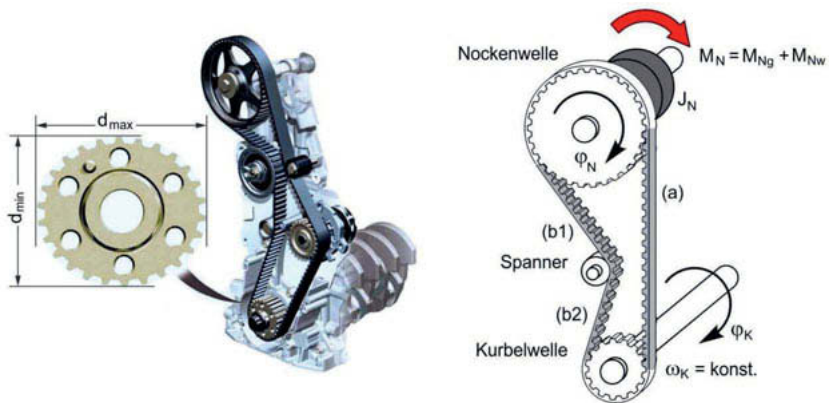


Bild 7: Vereinfachtes Ersatz-System

Gemäß Bild 7 werden deshalb die kleineren Massenträgheitsmomente des Spanners, der Wasserpumpe, ggf. weiterer Nebenaggregate und verschiedener Umlenkrollen zusammengefasst mit dem ohnehin größten Einzelmassenträgheitsmoment – nämlich der Nockenwelle – zu einem einzigen fiktiven Massenträgheitsmoment J_N . Auch Riementriebe mit zwei Nockenwellen können durchaus so abgebildet werden, weil diese wegen ihrer dicht benach-

barten Position durch einen sehr kurzen Riemenabschnitt gekoppelt sind, der im Vergleich mit den anderen Riemenabschnitten als starr betrachtet werden kann.

Als äußere Belastung wird – wiederum kleinere Einzellasten einbeziehend – ein einziges Lastmoment M_N an der Nockenwelle berücksichtigt. Dieses beinhaltet zunächst eine mehr oder weniger konstante „Grundlast“ M_{Ng} – z.B. durch Reibung – und einen überlagerten „Wechselanteil“ M_{Nw} , der durch die Rückwirkung der angetriebenen Ventilmechanik entsteht. Bei einem – hier exemplarisch zugrunde gelegten – 4-Zylinder-4-Takt-Motor durchläuft das Wechselmoment M_{Nw} 4 Perioden während einer Nockenwellenumdrehung bzw. 2 Perioden während einer Kurbelumdrehung. Der typische Verlauf dieses Wechselmomentes über dem Drehwinkel ist in der Realität zwar keineswegs Sinus-förmig, aber wesentlich für die Anregung der hier interessierenden Schwingungen ist vor allem dessen Grundharmonische, deren Frequenz im mittleren bis höherem Drehzahlbereich mit der untersten Eigenfrequenz des Riemetriebes zusammenfällt. Deshalb wird im Folgenden als Anregung lediglich ein harmonisches Wechselmoment M_{Nw} mit der 2. Ordnung der Kurbelwellendrehzahl betrachtet. Auch eine ggf. mit angetriebene Einspritzpumpe würde einen Wechselast-Anteil mit der gleichen Periodizität beitragen und wäre so mit dem periodischen Lastmoment aus der Ventilmechanik zusammenfassbar.

Die Winkelgeschwindigkeit ω_K der Kurbelwelle wird als konstant und nicht beeinflusst von Rückwirkungen aus dem Riemetrieb vorausgesetzt. Dies ist berechtigt, da tatsächlich nennenswerte Schwankungen der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle eher im unteren Drehzahlbereich auftreten, der nicht relevant ist für die hier interessierenden Längsschwingungen im Zahnriemen.

Die Abbildung der Längs-Elastizität der Riemenabschnitte (a), (b1) und (b2) im Zusammenspiel mit dem Riemenspanner verlangt jedoch eine detailliertere Betrachtung. Dazu zeigt Bild 8a) zunächst die Verhältnisse im Leerlauf ohne Lastmoment M_N . Dabei wirkt in allen Riemenabschnitten die gleiche Vorspannkraft F_V , die entweder durch eine entsprechende Fixierung des Spannrollenlagers gegen die Rückstellkraft des gedehnten Riemens oder durch einen so genannten automatischen Spanner mit einer entsprechend vorgespannten Feder bestimmt wird. Bei einem wirkenden Lastmoment ergeben sich aber unterschiedliche Verhältnisse bei fixierter Spannrolle (Variante I) und automatischem Spannsystem (Variante II).

Bei der Variante (I) mit fixierter Spannrolle wächst bei der exemplarisch betrachteten Wirkrichtung des Lastmomentes gemäß Bild 8b) die Riemenkraft im Riemenabschnitt (a) um einen bestimmten Betrag $F_{R(la)}$ an, während die Riemenkraft in den Riemenabschnitten (b1) und (b2) um einen evtl. abweichenden Betrag $F_{R(lb)}$ abnimmt. Das Gesamtdrehmoment, das

der Riemen auf die Nockenwelle ausübt, ist dann gleich der Summe der Beträge von $F_{R(la)}$ und $F_{R(lb)}$ mal dem Wirkradius des Nockenwellenrades. Die Gesamtsteifigkeit für eine Verdrehung der Nockenwelle gegen die Kurbelwelle ergibt sich so als Parallelschaltung der beiden Einzelsteifigkeiten des Riemenabschnittes (a) einerseits mit einer Reihenschaltung der Riemenabschnitte (b1) und (b2) andererseits.

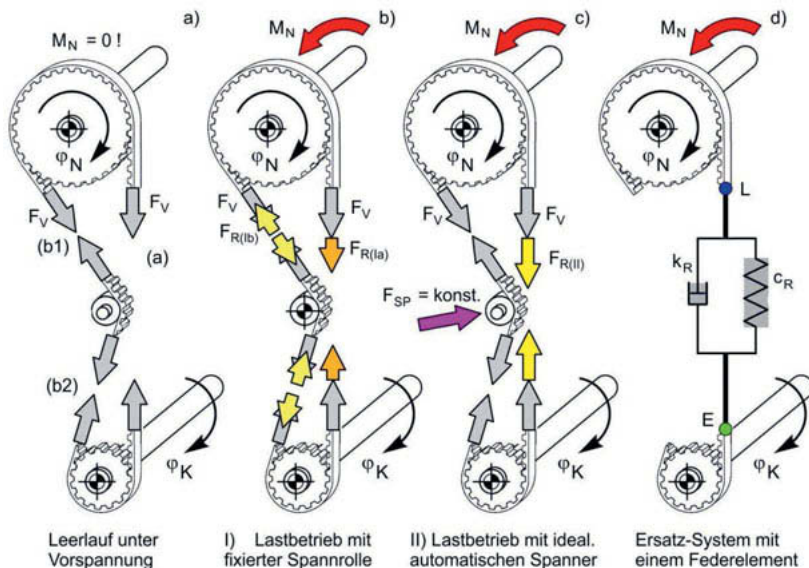


Bild 8: Zur Begründung eines Ersatz-Systems mit einem zusammengefassten Federelement

Ein so genannter automatischer Riemenspanner, wie er heute üblicherweise eingesetzt wird und als idealisierter Grenzfall (II) in Bild 8c) angedeutet sein soll, drückt jedoch mit einer vorher eingestellten, annähernd konstanten Vorspannkraft F_{SP} auf den Riemen, im Idealfall unabhängig von dessen mehr oder weniger großen Dehnung. So soll er dafür sorgen, dass auch bei unterschiedlicher äußerer Belastung die Riemenkraft in den Riemenabschnitten (b1) und (b2) konstant auf dem Wert der Vorspannkraft F_V bleibt. Das Lastmoment wird dann nur von dem Riemenabschnitt (a) aufgenommen, in dem nun eine entsprechend größere Zusatzkraft $F_{R(II)}$ auftritt, und nur dessen Einzelsteifigkeit ist wirksam.

In beiden Varianten kann die Gesamt-Verdrehsteifigkeit zwischen der Kurbelwelle und der Nockenwelle also gemäß Bild 8d) durch einen einzigen federnden Abschnitt zwischen zwei fiktiven, hier mit L und E bezeichneten Punkten auf einem einzelnen, ansonsten in

Längsrichtung starren Ersatz-Riementrum abgebildet werden. Lediglich dessen zusammengefasster Steifigkeitswert c_R ergibt sich unterschiedlich aus den Einzelsteifigkeiten der realen Riemenabschnitte.

Tatsächlich verhalten sich automatische Riemenspanner heutiger Bauart bei schnellen Laständerungen aber nicht so ideal, wie es vorstehend beschrieben wurde. Sie folgen kleinen, aber schnellen Änderungen der Riemenlänge nicht mit absolut konstanter Spannkraft F_{SP} , sondern nur begrenzt aufgrund ihrer eigenen Masse und insbesondere wegen durchaus gewollter und gezielt dimensionierter Reibung in ihrer beweglichen Führung. Dadurch bleibt die Riemenkraft in den anschließenden Riemenabschnitten bei schneller Oszillation des Lastmomentes auch nicht absolut konstant auf dem in Ruhe eingestellten Vorspannwert F_V , sondern oszilliert ebenfalls in einem gewissen Maße, aber nicht so stark wie bei einer fixierten Spannrolle. Das konkrete Verhalten des Riemetriebes mit einem heutigen, praktisch üblichen Riemenspanner liegt somit irgendwo zwischen dem Verhalten der hier diskutierten Grenzfälle (I) und (II). Da sich aber – wie gezeigt – diese beiden gleicherweise durch ein einziges (wenn auch unterschiedlich zu parametrisierendes) Federelement sinnvoll abbilden lassen, kann dies auch für einen realen Riemenspanner unterstellt werden.

In heutigen automatischen Riemenspannern wird ganz bewusst ein gewisses Reibungsverhalten realisiert, das dem System Energie entzieht und so im Resonanzbereich eine Dämpfung der Schwingungsamplituden bewirkt. Auch der Riemen selber weist ein gewisses Dämpfungsverhalten auf, dominant ist aber in der Regel die Reibung im Spannersystem. Ersatzweise werden hier alle Energieverluste zusammengefasst in einem einzelnen Dämpfungsglied mit einer Dämpferkonstanten k_R . So wie das bei der Modellierung von Ersatz-Systemen sehr oft geschieht, wird auch hier eine geschwindigkeitsproportionale Dämpferkraft angenommen, aber nicht etwa, weil das für die vorliegenden Verhältnisse besonders zutreffend wäre, sondern ganz pragmatisch deshalb, weil das meist auch zu praktisch ausreichenden Ergebnissen führt, aber mathematisch bekanntlich einfacher zu behandeln ist.

4.2 Translatorisches Ersatz-System für die überlagerte Schwingbewegung

Im Folgenden wird anhand von Bild 9a) gezeigt, wie sich die überlagerten Längsschwingungen im Riemetrieb relativ übersichtlich durch ein translatorisches Ersatz-System erfassen lassen.

Dazu sei zunächst das Betriebsverhalten mit einem kreisrunden Antriebsrad auf der Kurbelwelle betrachtet. Bei der konstanten Grundlast M_{Ng} an der Nockenwelle sind auch die Riemenkraft im Ersatz-Riementrum sowie dessen elastische Dehnung konstant und die

Nockenwelle dreht sich synchron zur Kurbelwelle entsprechend dem bei 4-Takt-Motoren vorliegenden Übersetzungsverhältnis 2:1 konstant mit der halben Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle. Für diesen Grundzustand des „Gleichlaufs“ werden die entsprechenden Drehwinkel an der Kurbel- und der Nockenwelle hier mit φ_{Kg} bzw. φ_{Ng} bezeichnet. Durch den zusätzlichen Wechselanteil M_{Nw} des Lastmomentes tritt an der Nockenwelle zusätzlich ein überlagerter Wechselanteil φ_{Nw} des Drehwinkels auf. Da hier nur dieser Wechselanteil von weiterem Interesse ist, kann man gewissermaßen den Gleichlaufanteil von der Gesamtbewegung des Riemmentriebs abziehen und im Weiteren das System so betrachten, als ob die Kurbelwelle still stünde und die Nockenwelle nur die Wechselschwingungen um eine bestimmte Ruhelage ausführte.

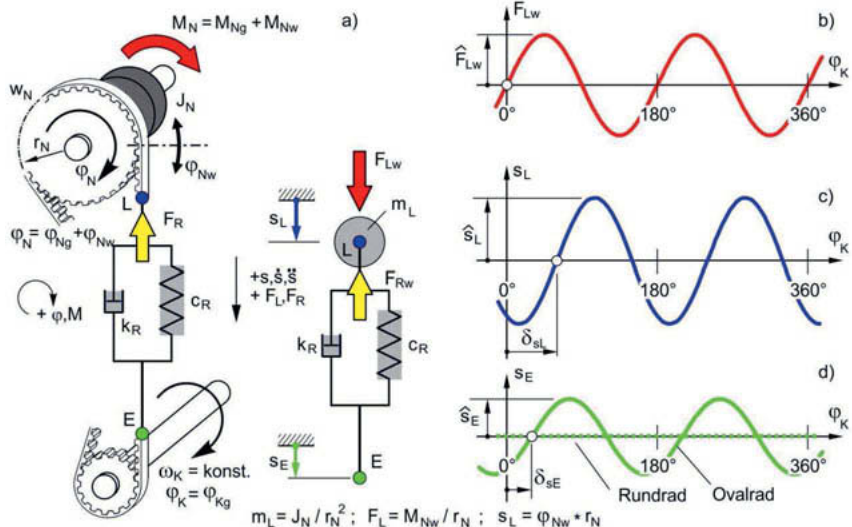


Bild 9: Definitionsgrößen eines transl. Ersatz-Systems für die überlagerte Schwingbewegung

Zur Aufstellung einer Differentialgleichung für das Schwingungssystem ist nun die Momentensumme an dem Massenträgheitsmoment J_N zu bilden, an dem der Riemen mit dem Produkt aus der Riemenkraft F_R und dem Wirkradius r_N der Wälzkurve w_N des Nockenwellenrades beteiligt ist. Gleichwertig kann gemäß Bild 9a) aber auch ein rein translatorisches Ersatz-System betrachtet werden, bei dem das Massenträgheitsmoment J durch eine Lastmasse m_L , der Wechselanteil M_{Nw} des Lastmomentes durch eine wechselnde Lastkraft F_{Lw} und der Wechselanteil des φ_{Nw} Schwingwinkels durch einen oszillierenden

Schwingweg s_L ersetzt ist. Zwischen diesen Größen gelten die in Bild 9 angegebenen Umrechnungen.

Wie in Abschnitt 4.1 erläutert, wird für den Wechselanteil des Lastmomentes und so auch für die Lastkraft im translatorischen Ersatz-System gemäß Bild 9b) bezogen auf den Drehwinkel der Kurbelwelle nur deren 2. Harmonische mit einer gewissen Amplitude \hat{F}_{LW} berücksichtigt. Für die Zählung des Kurbelwellenwinkels φ_K wird hier willkürlich festgelegt, dass diese beim Nulldurchgang der Lastkraft mit positiver Steigung beginnen möge.

Als Schwingantwort auf diese Anregung stellt sich im eingeschwungenem Zustand bekanntlich ein Schwingweg s_L gemäß Bild 9c) mit gleicher Frequenz ein, dessen Amplitude \hat{s}_L und Phasenwinkel δ_{sL} bezüglich der Anregung aber von der Erregerfrequenz abhängen.

Bisher wurde vorerst von einem Rundrad auf der gedanklich still stehenden Kurbelwelle ausgegangen. Der Federfußpunkt E steht dann fest und der in Bild 9a) markierte Erregerweg s_E ist gemäß der in Bild 9d) punktierte Linie konstant gleich null. Im folgenden Abschnitt wird dann gezeigt, dass ein Ovalrad so wirkt, als ob am Federfußpunkt gemäß der durchgezogenen grünen Linie in Bild 9d) eine harmonische Wegerregung s_E mit einer gewissen Amplitude \hat{s}_E und einem Phasenwinkel δ_{sE} gegenüber dem Lastkraftverlauf eingeleitet würde.

4.3 Kinematische Wegerregung durch ein Ovalrad

Bild 10 zeigt die hier verwendeten Definitionsgrößen eines einfachen Ovalrades.

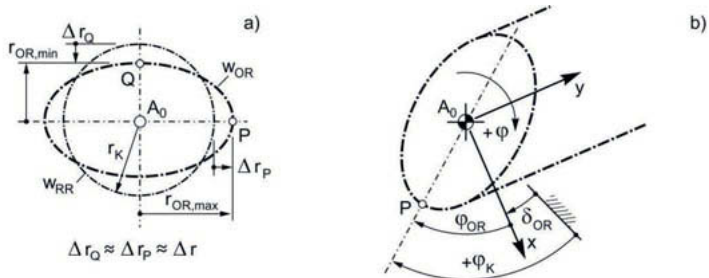


Bild 10: Definitionsgrößen eines Ovalrades

Bei gleicher Länge seiner Wälzkurve w_{OR} wie bei einem entsprechenden Rundrad (also bei gleicher Zähnezahl), hat das Ovalrad in einem Scheitelpunkt P einen maximalen Wirkradius $r_{OR,max}$, der größer ist als beim entsprechenden Rundrad, und unter 90° dazu am Scheitelpunkt Q einen minimalen Wirkradius $r_{OR,min}$, der kleiner ist als beim entsprechenden Rundrad. Ansonsten spielt die genaue Form der Wälzkurve keine große Rolle. Diese kann z.B.

mathematisch exakt als Ellipse ausgebildet sein oder durch harmonische Überlagerung eines Bezugskreises definiert werden. Zu beachten ist dabei, dass wegen der zwingenden Forderung nach exakter Umfangsgleichheit die Radiusdifferenz Δr_p zwischen dem maximalen Wirkradius und dem Wälzkreisradius des entsprechenden Rundrades einerseits und die Radiusdifferenz Δr_q zwischen dem minimalen Wirkradius und dem Wälzkreisradius des entsprechenden Rundrades andererseits im Allgemeinen nicht exakt gleich sind. Allerdings ist der Unterschied in der Regel so klein, dass er für prinzipielle Betrachtungen vernachlässigt werden kann. Die Form des Ovalrades ist somit gemäß Bild 10a) allein durch seine Radiusdifferenz Δr gegenüber dem entsprechenden Rundradradius r_K hinreichend definiert. Im Weiteren wird diese Radiusdifferenz Δr auch als „Ovalrad-Amplitude“ bezeichnet.

Wie nachfolgend gezeigt wird, erzeugt ein solches Ovalrad nahezu exakt eine Sinus-förmige Wegerregung am Federfußpunkt mit der 2. Ordnung der Kurbelwellendrehzahl. Es gibt aber auch speziellere Anwendungsfälle, in denen andere Anordnungen erwünscht sind und praktisch realisiert werden. Von besonderer Bedeutung sind dabei z.B. 3-Zylinder-Motoren, bei denen bezogen auf die Kurbelwelle eine Anregung mit der 1,5-fachen Ordnung benötigt und praktisch durch den Einsatz von so genannten „tri-ovalen“ Zahnrädern auf der Nockenwelle realisiert wird [5,9]. Die folgenden Ausführungen beschränken sich jedoch auf das Grundprinzip des einfachen Ovalrades an der Kurbelwelle für den Einsatz in 4-Zylinder-Motoren.

Die vom Ovalrad erzeugte Wegerregung muss für die erwünschte Wirkung in einer ganz bestimmten Phasenlage zur Krafterregung erfolgen. Der zweite entscheidende Auslegungsparameter für ein Ovalrad ist somit ein angepasster Einbauwinkel δ_{OR} in der oben definierten Null-Stellung der Kurbelwelle. Dessen hier verwendete Definition zeigt Bild 10b). Es wird dazu zunächst im Drehpunkt der Kurbelwelle eine y-Richtung definiert, die sich an den Zugrichtungen des auflaufenden und des ablaufenden Riementrums orientiert. Häufig werden Nockenwellenantrieb so gestaltet, dass diese beiden Zugrichtungen annähernd parallel sind. Dies bietet nicht nur den Vorteil eines großen Umschlingungswinkels, sondern sorgt auch dafür, dass das Ovalrad bei seinem Umlauf rein kinematisch in der Regel keine wesentliche Änderung der Gesamt-Umschlingungslänge erzwingt und so auch keine allein schon dadurch bedingte Spannungsänderung im Riemen induziert.

An dieser Stelle sei beiläufig darauf hingewiesen, dass gelegentlich genau mit solchen Riemenspannungswechseln, die durch Änderungen der kinematischen Umschlingungslänge induziert würden, die schwingungsmindernde Wirkung des Ovalrades erklärt oder zumindest

dieser Eindruck erweckt wird. Wie hier hoffentlich verständlich wird, ist dies jedoch völlig falsch.

Für Riementriebsanordnungen, bei denen die beiden Trume nicht annähernd parallel sind, ist die y-Richtung entweder an der Winkelhalbierenden beider Trumrichtungen oder – falls zutreffend – an dem Trum auszurichten, das einen deutlich größeren Anteil der Wechsellast überträgt. Ausgehend von der so definierten y-Richtung ergibt sich die x-Richtung durch Drehung um 90° im Drehsinn der Kurbelwelle und ab dieser x-Richtung wird hier der laufende Drehwinkel φ_{OR} des Ovalrades im Drehsinn der Kurbelwelle bis zur Richtung der großen Halbachse im Scheitelpunkt P gezählt. Mit einem zu bestimmenden Versatzwinkel δ_{OR} wird der Drehwinkel φ_{OR} des Ovalrades einem entsprechenden Drehwinkel φ_K der Kurbelwelle zugeordnet. Dabei gilt $\varphi_{OR} = \varphi_K - \delta_{OR}$.

In Bild 11 wird anhand von 5 speziellen Stellungen (1) – (5) eines Ovalrades im vorstehend definierten x,y-System mit einer Schrittweite von 45° die vom Ovalrad induzierte Wegerregung am Fußpunkt E des Ersatz-Federelementes entwickelt. Dazu sind in den beiden linken Spalten die Stellungen eines Rundrades den gleichen Stellungen eines entsprechenden Ovalrades gegenübergestellt. Beide Räder haben die gleich große und konstante Winkelgeschwindigkeit ω_K und die Betrachtung beginnt in der Stellung (1) mit einem Drehwinkel von 0° .

Am Rundrad hat das entgegen der y-Richtung auflaufende Ersatz-Riementrum in allen Stellungen die gleiche Aufwickelgeschwindigkeit $v_{RR} = r_N \cdot \omega_K$ und es werden somit in gleichen Winkelschritten gleich bleibende Riemenlängenabschnitte aufgewickelt. Anders ist das beim Ovalrad. In der gewählten Anfangsstellung (1) ist der Scheitelpunkt P mit dem maximalen Wirkradius im Eingriff und es liegt somit eine maximale Aufwickelgeschwindigkeit von $v_{OR(1)} = (r_N + \Delta r) \cdot \omega_K = r_N \cdot \omega_K + \Delta r \cdot \omega_K$ vor. Es wird also momentan mit einer höheren Geschwindigkeit aufgewickelt als am Rundrad. Nun wird die Stellung (3) betrachtet, in der der Scheitelpunkt (Q) mit dem minimalen Wirkradius im Eingriff ist und somit eine minimale Aufwickelgeschwindigkeit von $v_{OR(3)} = (r_N - \Delta r) \cdot \omega_K = r_N \cdot \omega_K - \Delta r \cdot \omega_K$ vorliegt. Entscheidend ist nun die Erkenntnis, dass zwischen den Stellungen (1) und (3) aber insgesamt genau die gleiche Riemenlänge aufgewickelt wird wie bei dem Rundrad, denn wegen der Symmetrie des Ovalrades ist nicht nur dessen Gesamtumfang gleich dem Umfang des entsprechenden Rundrades, sondern auch jedes Viertel zwischen den Scheitelpunkten P und Q gleich einem Viertel des Rundrad-Umfangs. Wenn aber in Stellung (1) schneller und in Stellung (3) langsamer, am Ende insgesamt aber die gleiche Länge aufgewickelt wurde, dann muss dazwischen in einer ersten Phase zunächst ein Überschuss aufgebaut und dieser in einer zweiten Phase wieder abgebaut worden sein. Diese qualitative Erkenntnis

bestätigt visuell auch die dargestellte Zwischen-Stellung (2), in der offensichtlich das schwarze aufgewickelte Riemenstück am Ovalrad etwas länger ist als das entsprechende graue Riemenstück am Rundrad. Wenn man die Betrachtung analog fortsetzt von der Stellung(3) in die Stellung (5) mit der Zwischenstellung (4), dann erkennt man, dass dem Abschnitt zwischen (1) und (3) mit einem zeitweiligen Überschuss der aufgewickelten Riemenlänge nun ein Abschnitt mit einem zeitweiligen „Unterschuss“, also einer geringeren aufgewickelten Riemenlänge im Vergleich mit dem Rundrad folgt.

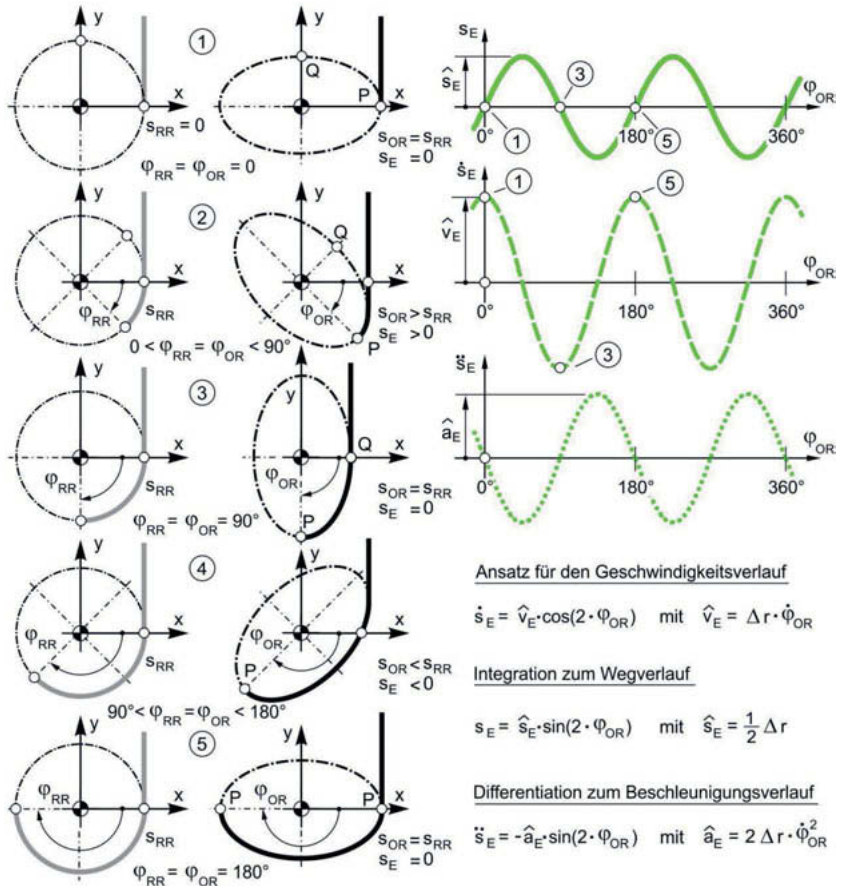


Bild 11: Kinematische Wegerregung durch ein Ovalrad

Qualitativ ergibt sich also, dass bei gleicher konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit das Ovalrad der aufgewickelten Riemenlänge einen oszillierenden Wechselanteil überlagert, der als klassische Wegerregung am Fußpunkt auf das Ersatz-Federelement wirkt.

Genauere Betrachtungen zur Kinematik der Aufwickelgeschwindigkeit des Ovalrades zeigen, dass diese – bei den vorliegenden kleinen Radiusdifferenzen – von der Stellung (1) über die Stellung (3) bis zur Stellung (5) mit sehr guter Näherung einem Cosinus-Verlauf entspricht, und dieser ziemlich unabhängig ist von der im Einzelnen gewählten Geometriedefinition des Ovalrades. Geht man davon aus, dann ergibt sich allein aus den Extremwerten der Aufwickelgeschwindigkeit der in Bild 11, rechts gestrichelt dargestellte Verlauf des überlagerten Wechselanteils der Aufwickelgeschwindigkeit zu $v_E = \dot{s}_E = \hat{v}_E \cdot \cos(2 \cdot \varphi_{OR})$ mit $\hat{v}_E = \Delta r \cdot \omega_K$. Daraus erhält man ohne Weiteres durch Integrieren und Differenzieren auch den in Bild 11 ausgezogen dargestellten Wegverlauf und den punktierten Beschleunigungsverlauf der Fußpunkterregung gemäß folgenden Beziehungen:

Wegerregung am Feder-Fußpunkt durch ein Ovalrad an der Kurbelwelle

$$\begin{aligned} s_E &= \hat{s}_E \cdot \sin(2 \cdot \varphi_{OR}) \quad \text{bzw.} \quad s_E = \hat{s}_E \cdot \sin[2 \cdot (\omega_K \cdot t - \delta_{OR})] \quad \text{mit} \quad \hat{s}_E = \frac{1}{2} \Delta r \\ \dot{s}_E &= \hat{v}_E \cdot \cos(2 \cdot \varphi_{OR}) \quad \text{bzw.} \quad \dot{s}_E = \hat{v}_E \cdot \cos[2 \cdot (\omega_K \cdot t - \delta_{OR})] \quad \text{mit} \quad \hat{v}_E = \Delta r \cdot \omega_K \\ \ddot{s}_E &= -\hat{a}_E \cdot \sin(2 \cdot \varphi_{OR}) \quad \text{bzw.} \quad \ddot{s}_E = -\hat{a}_E \sin[2 \cdot (\omega_K \cdot t - \delta_{OR})] \quad \text{mit} \quad \hat{a}_E = 2 \cdot \Delta r \cdot \omega_K^2 \end{aligned} \quad (1)$$

Damit wird auch der Einsatz eines Rundrades abgedeckt, indem einfach $\Delta r = 0$ gesetzt wird.

5. Analytische Behandlung des translatorischen Ersatz-Systems

5.1 Berechnungsgleichungen

Die analytische Behandlung des hier betrachteten 1-Massen-Schwingers ist allgemein bekannt und kann jedem Mechanik-Lehrbuch entnommen werden. Deshalb werden hier nur die gemäß Gl. (2), (3) definierten Vorgabedaten, die darauf aufbauenden Eingangsgleichungen (4) – (8) und die dazu ableitbaren Ergebnisgleichungen (9) – (12) angegeben.

Primäre Vorgabedaten (2)

Massenträgheitsmoment J_N ; Wälzradius r_N ; Federsteifigkeit c_R

Dimensionsloser Dämpfungsgrad D ; Abstimmungsverhältnis η

Erregermoment-Amplitude \hat{M}_{NW} ; Ovalrad-Amplitude Δr ; Ovalrad-Einbauwinkel δ_{OR}

Abgeleitete Vorgabedaten

(3)

Ersatz-Masse $m_L = J_N/r_N^2$; Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = \sqrt{c_R/m_L}$ Dämpferkonstante $k_R = 2 \cdot m_L \cdot \omega_0 \cdot D$; Winkelgeschw. der Kurbelwelle $\omega_K = \eta \cdot \omega_0$ Erregerkraft-Amplitude $\hat{F}_{LW} = \hat{M}_{NW}/r_N$ EingangsgleichungenKrafterregung an der Masse m_L durch die Wechsel-Lastkraft F_{LW} (4)

$$F_{LW} = \hat{F}_{LW} \cdot \sin(2 \cdot \omega_K \cdot t)$$

Wegerregung s_E am Federfußpunkt E durch ein Rundrad oder ein Ovalrad (5)

$$s_E = \frac{1}{2} \cdot \Delta r \cdot \sin[2 \cdot (\omega_K \cdot t - \delta_{OR})] \quad \text{mit} \quad \Delta r = 0 \quad \text{für Rundrad}$$

Lösungsansatz für den Schwingweg s_L der Masse m_L (6)

$$s_L = \hat{s}_L \cdot \sin[2 \cdot (\omega_K \cdot t - \delta_{SL})]$$

Lösungsansatz für den Wechselanteil F_{RW} der Riemenkraft an der Masse (7)

$$F_{RW} = \hat{F}_{RW} \cdot \sin[2 \cdot (\omega_K \cdot t - \delta_{FR})] = -c_R(s_L - s_E) - k_R(\dot{s}_L - \dot{s}_E)$$

Differentialgleichung für das Kräftegleichgewicht an der Masse m_L (8)

$$m_L \cdot \ddot{s}_L + k_R \cdot \dot{s}_L + c_R \cdot s_L = F_{LW} + k_R \cdot \dot{s}_E + c_R \cdot s_E$$

ErgebnisgleichungenSchwingweg-Parameter \hat{s}_L und δ_{SL} (9)

$$H_1 = -4 \cdot \omega_K^2 \cdot m_L + c_R \quad ; \quad H_2 = 2 \cdot \omega_K \cdot k_R$$

$$H_3 = \hat{F}_{LW} + \omega_K \cdot k_R \cdot \Delta r \cdot \sin(2 \cdot \delta_{OR}) + \frac{1}{2} c_R \cdot \Delta r \cdot \cos(2 \cdot \delta_{OR})$$

$$H_4 = \omega_K \cdot k_R \cdot \Delta r \cdot \cos(2 \cdot \delta_{OR}) - \frac{1}{2} c_R \cdot \Delta r \cdot \sin(2 \cdot \delta_{OR})$$

$$H_5 = (H_1 \cdot H_3 + H_2 \cdot H_4) / (H_1^2 + H_2^2) \quad ; \quad H_6 = (H_2 \cdot H_3 - H_1 \cdot H_4) / (H_1^2 + H_2^2)$$

$$\hat{s}_L = \sqrt{H_5^2 + H_6^2} \quad ; \quad \delta_{SL} = \frac{1}{2} \arctan(H_6/H_5)$$

Riemenkraft-Parameter \hat{F}_{RW} und δ_{FR} (10)

$$H_7 = H_5 - \frac{1}{2} \cdot \Delta r \cdot \cos(2 \cdot \delta_{OR}) \quad ; \quad H_8 = H_6 - \frac{1}{2} \cdot \Delta r \cdot \sin(2 \cdot \delta_{OR})$$

$$H_9 = -c_R \cdot H_7 - 2 \cdot \omega_K \cdot k_R \cdot H_8 \quad ; \quad H_{10} = -c_R \cdot H_8 + 2 \cdot \omega_K \cdot k_R \cdot H_7$$

$$\hat{F}_{RW} = \sqrt{H_9^2 + H_{10}^2} \quad ; \quad \delta_{FR} = \frac{1}{2} \arctan(H_{10}/H_9)$$

Vergrößerungsfunktionen für die Amplitude $\hat{\phi}_{NW}$ des Schwingwinkels der Nockenwelle und für die Amplitude \hat{F}_{RW} des Wechselanteils der Riemenkraft (11), (12)

$$V_{\phi N} = \frac{\hat{\phi}_{NW}}{\hat{M}_{NW}/(r_N^2 c_R)} = V_{sL} = \frac{\hat{s}_L}{\hat{F}_{LW}/c_R} \quad ; \quad V_{FR} = \frac{\hat{F}_{RW}}{\hat{F}_{LW}}$$

5.2 Betriebsverhalten mit Rundrad

Besonders anschaulich zur Beschreibung des Betriebsverhaltens von Schwingungssystemen ist die bekannte Darstellung so genannter Vergrößerungsfunktionen V über dem Abstimmungsverhältnis η . Eine Vergrößerungsfunktion gibt dabei an, um welchen Faktor eine interessierende Größe beim jeweiligen Abstimmungsverhältnis größer oder kleiner ist als im quasi-statischen Fall, also bei sehr geringer Motordrehzahl. Bild 12 zeigt für das hier betrachtete Ersatz-System die Vergrößerungsfunktionen $V_{\varphi N}$ und V_{FR} gemäß Gl. (11) und (12) für die Amplitude $\hat{\varphi}_{NW}$ des dem exakten Synchronlauf überlagerten Schwingwinkels der Nockenwelle in Blau und die Amplitude \hat{F}_{RW} des Wechselanteils der Riemenkraft (also deren Überhöhung gegenüber der Vorspannkraft) bei Antrieb mit einem Rundrad an der Kurbelwelle in Gelb. Es zeigen sich die für 1-Massen-Schwinger mit Kräfteerregung an der Masse bekannten typischen Verläufe mit dem Beginn bei 1 für $\eta = 0$. Bei $\eta = 0,5$ ist die hier anregende 2. Harmonische in Resonanz ($2 \cdot \omega_K = \omega_0$) und bei fehlender Dämpfung ($D = 0$) würden sich unendliche Schwingungsausschläge ergeben. Bei endlicher Dämpfung treten die größten Ausschläge schon bei etwas geringerem η auf. Für Bild 12 wurde exemplarisch ein dimensionsloser Dämpfungsgrad von $D = 0,25$ vorgegeben, um damit Extremwerte der Vergrößerungsfunktionen von ca. 2,05 bzw. 2,25 zu erreichen, die annähernd den in Bild 2 gezeigten Messergebnissen entsprechen.

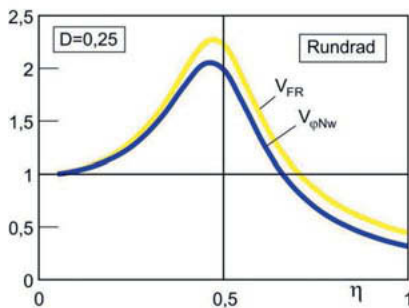


Bild 12:
Schwingungsverhalten mit Rundrad

Wegen der dimensionslosen Normierung beider Koordinatenachsen sind die gezeigten Ergebnisverläufe bekanntlich ausschließlich vom gewählten Dämpfungsgrad abhängig. Das heißt, dass die in Gl. (2) definierten sonstigen Systemdaten für diese Darstellungsform völlig beliebig (z. B. alle = 1) vorgegeben werden können und nicht konkreten Werten für einen bestimmten Motor entsprechen müssen.

Man könnte nun versuchen, durch ein Ovalrad eine irgendwie geartete Reduktion der Schwingungsüberhöhungen im Resonanzbereich zu erreichen, indem man dessen Auslegungsdaten mehr oder weniger systematisch durchvariiert, und beim Einsatz einer

Simulations-Software gemäß Abschnitt 2 bleibt auch gar keine andere Möglichkeit. Das hier betrachtete einfache Ersatz-System erlaubt jedoch den folgenden analytischen Zugang.

6. Gezielte Ovalrad-Auslegung für spezielle Anforderungen

6.1 Variante (I): Fokus „Riemenkraft“

Zunächst sollen die entwickelten Gleichungen auf die Zielsetzung „Reduktion des Wechselanteils der Riemenkraft“ angewendet werden, die z. B. in der in Bild 5 vorgestellten Patentschrift [7] propagiert wird.

Es wird dazu angestrebt, dass der Wechselanteil F_{Rw} der Riemenkraft – wenn möglich – zu null werden möge. Dann dürfte am Federelement keine Längendifferenz auftreten, der Schwingweg s_L an der Masse und der Erregerweg s_E durch das Ovalrad und damit auch die Beschleunigungen \ddot{s}_L und \ddot{s}_E müssten also gleich sein. Wenn dadurch die Riemenkraft F_{Rw} tatsächlich null ist, greift an der Masse m_L nur noch die wechselnde Lastkraft F_{Lw} an und erteilt ihr die Beschleunigung $\ddot{s}_L = F_{Lw}/m_L$. Damit erhält man unter Beachtung von Gl. (4) und (1) für die erforderliche Beschleunigung \ddot{s}_E am Federfußpunkt E durch das Ovalrad:

$$\ddot{s}_E = -2 \cdot \Delta r \cdot \omega_K^2 \cdot \sin[2 \cdot (\omega_K \cdot t - \delta_{OR})] = \ddot{s}_L = F_{Lw}/m_L = \hat{F}_{Lw} \cdot \sin(2 \cdot \omega_K \cdot t)/m_L \quad (13)$$

Aufgelöst nach Δr und δ_{OR} ergeben sich daraus folgende Auslegungsparameter für das Ovalrad:

$$\Delta r = \hat{F}_{Lw}/(2 \cdot \omega_K^2 \cdot m_L) \quad \text{und} \quad \delta_{OR} = -90^\circ \quad (14)$$

Die nötige Ovalrad-Amplitude Δr hängt damit von der Winkelgeschwindigkeit ω_K der Kurbelwelle ab, bei der der Wechselanteil F_{Rw} der Riemenkraft gleich null werden soll. Praktisch besonders sinnvoll ist wohl eine Auslegung für $F_{Rw} = 0$ im Resonanzpunkt, also bei $\omega_K = 0,5 \cdot \omega_0$, in dem ansonsten besonders große Schwingungsamplituden auftreten.

Setzt man demgemäß $\omega_K = 0,5 \cdot \sqrt{c_R/m_L}$ in Gl. (14) ein, so erhält man:

Ovalrad-Auslegung Variante (I) ohne Wechselanteil der Riemenkraft im Resonanzpunkt

$$\text{Ovalrad-Amplitude:} \quad \Delta r_{(I)} = 2 \cdot (\hat{F}_{Lw}/c_R) \quad (15)$$

$$\text{Ovalrad-Einbauwinkel} \quad \delta_{OR(I)} = -90^\circ \quad (16)$$

Bild 13 zeigt das gesamte Schwingungsverhalten bei dieser Ovalrad-Auslegung. Die gelb ausgezogene Vergrößerungsfunktion für die Riemenkraft weist nun nicht nur im markierten Auslegungspunkt den angestrebten Null-Wert auf, sondern bleibt in einem weiten Drehzahlbereich deutlich unter dem zum Vergleich noch einmal punktiert dargestellten Verlauf mit Rundrad. Erst bei höheren Drehzahlen wird der quasi-statische Wert 1 wieder

überschritten. Interessanterweise bleibt gleichzeitig aber auch der blaue Verlauf für den überlagerten Schwingwinkel an der Nockenwelle im gesamten Drehzahlbereich weit unter dem entsprechenden Verlauf mit Rundrad mit einem Maximum im Resonanzpunkt, das aber auch dort nur gerade den quasi-statischen Wert von 1 erreicht.

Insgesamt wird so also nicht nur hinsichtlich des zunächst zugrunde gelegten Kriteriums „Riemenkraft“ eine erhebliche Verbesserung erreicht, sondern gewissermaßen „automatisch“ auch bezüglich des zweiten Kriteriums „Schwingwinkel“.

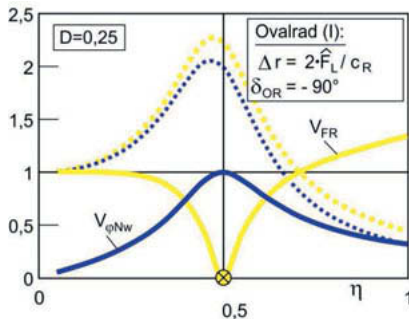


Bild 13:
Schwingungsverhalten bei Ovalrad (I):
Kein Wechselanteil der Riemenkraft im
Resonanzpunkt!

6.2 Variante (II): Fokus „Schwingwinkel der Nockenwelle“

Die vorstehend betrachtete Ovalrad-Auslegung (I) führt bei sehr kleinen Drehzahlen zum völligen Verschwinden des Schwingwinkelausschlags. Dies kann auch anschaulich so erklärt werden, dass beim Betrieb mit Rundrad – also bei still stehendem Feder-Fußpunkt E im translatorischen Ersatz-Modell – das Wechselmoment an der Nockenwelle zunächst gegen die Federsteifigkeit des Riemens einen bestimmten quasi-statischen Schwingwinkel bzw. einen entsprechenden Schwingweg am Punkt L des Federes erzeugen würde. Durch obige Ovalrad-Auslegung wird nun aber am Feder-Fußpunkt E genau der gleiche Schwingweg exakt gegenphasig eingeleitet und das Federende L bleibt somit in Ruhe. Genau diese Auslegungs-Variante wird – allerdings mit einer mechanisch nicht nachvollziehbaren Begründung und, wie hier gezeigt fälschlicherweise – in der Patentschrift [8] in Bild 6 als Lösung für vollständige „Drehmomentkompensation“ und damit gemäß den dortigen Ausführungen als Lösung für vollständiges Verschwinden des Schwingwinkels und weiter als geradezu konträr zum Ziel „Spannungsausgleich“ angegeben!

Gemäß dem Anspruch des in Bild 6 präsentierten Patentes mit dem Fokus „Drehmomentkompensation“ interessiert deshalb eine wissenschaftlich korrekte Antwort auf die Frage, ob und ggf. wie auch bei höheren Drehzahlen möglichst gegen null gehende Schwingungsausschläge erreichbar wären und wie sich das dann auf die Riemenkräfte auswirken würde.

Wenn der Schwingweg s_L konstant gleich null und damit auch dessen Ableitungen gleich null sein sollen, dann wird die gesamte linke Seite der Differentialgleichung (8) zu null und es muss gelten:

$$0 = F_{LW} + k_R \cdot \dot{s}_E + c_R \cdot s_E \quad (17)$$

Setzt man den prinzipiellen Ansatz für die Wegerregung s_E gemäß Gl. (1) ein, so erhält man nach einigen Umformungen folgende Beziehungen für die entsprechenden Auslegungsparameter des Ovalrades:

$$\Delta r = 2 \cdot \sqrt{\hat{F}_{LW}^2 / (c_R^2 + 4 \cdot \omega_K^2 \cdot k_R^2)} \quad \text{und} \quad \delta_{OR} = \frac{1}{2} \arctan[-2 \cdot \omega_K \cdot k_R / (-c_R)] \quad (18)$$

Diese Auslegungsparameter hängen nun nicht nur von der Winkelgeschwindigkeit ω_K der Kurbelwelle ab, bei der Schwingwinkel zu null werden soll, sondern auch von der Dämpferkonstanten k_R bzw. vom angenommenen dimensionslosen Dämpfungsgrad D .

Wählt man z. B. als Auslegungspunkt wieder $\omega_K = 0,5 \cdot \omega_0$, dann ergibt sich:

Ovalrad-Auslegung Variante (II) ohne Schwingwinkel der Nockenwelle im Resonanzpunkt

$$\text{Ovalrad-Amplitude:} \quad \Delta r_{(II)} = 2 \cdot (\hat{F}_{LW} / c_R) \cdot \sqrt{1 / (1 + 4 \cdot D^2)} \quad (19)$$

$$\text{Ovalrad-Einbauwinkel} \quad \delta_{OR(II)} = \frac{1}{2} \arctan[(-2 \cdot D) / (-1)] \quad (20)$$

mit z. B. folgenden Zahlenwerten für $D = 0,25$:

$$\Delta r_{(II)} = 1,79 \cdot (\hat{F}_{LW} / c_R) \quad ; \quad \delta_{OR(II)} = -76,71^\circ \quad (21)$$

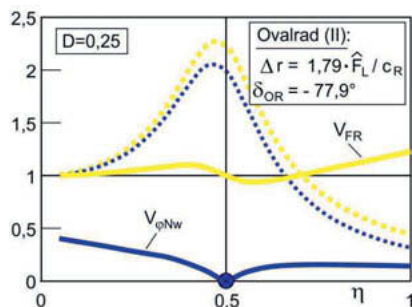


Bild 14:
Schwingungsverhalten bei Ovalrad (II):
Kein überlagerter Schwingwinkel der
Nockenwelle im Resonanzpunkt!

Bild 14 zeigt das gesamte Schwingungsverhalten für diese Auslegungsparameter. Wie gewollt wird nun die blaue Vergrößerungsfunktion für den Schwingwinkel im markierten Auslegungspunkt zu null und bleibt auch im gesamten Drehzahlbereich deutlich unter dem quasi-statischen Wert 1. Gleichzeitig schwankt auch der gelbe Wechselanteil der

Riemenkraft im gesamten Drehzahlbereich um den praktisch völlig unkritischen quasi-statischen Wert 1. Wenn insbesondere der Schwingwinkel klein werden soll, ist das sicher eine interessante Auslegungsvariante, aber dazu muss ziemlich genau ein den tatsächlichen Dämpfungsbedingungen entsprechender Dämpfungsgrad D bekannt und im gesamten Betriebsbereich des Motors einigermaßen konstant sein. Wenn dies nicht gesichert ist, empfiehlt sich wohl eher die Auslegungsvariante (I), deren Parameterwerte nicht von der Dämpfung abhängen.

7. Literaturangaben

- [1] Krebs, R. et al.: Der neue Audi 2,0T FSI Motor.
Beitrag zum 25. Internationalen Wiener Motorsymposium, Wien 2004
- [2] Litens Automotive Group, Toronto, CAN
- [3] Gates Corporation, Denver, USA
- [4] Schulte, H.: Zahnriemen-Steuerantriebe in der KFZ-Technik. Sonderbeitrag in
Perneder, R. (Hrsg.): Handb. Zahnriementechnik. Berlin: Springer-Verlag 2009
- [5] Hahn, K. et al.: Komponentenoptimierung im Steuertrieb. MTZ 67 (2006) Nr. 11
- [6] CONTECS Engineering Services GmbH, Berlin
- [7] Japanisches Schutzrecht JP 1-95538
- [8] Europäisches Schutzrecht EP 1448916
- [9] Becker, N.: Der neue 1,0-L-Dreizylinder-MPI-Motor für den UPI. ATZ extra, 9/2006

Ein Roboter-Endeffektor für die Handhabung und Drapierung biegeschlaffer Halbzeuge

Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **B. Corves** (VDI); **S. Rink** M.Sc. RWTH; **J. Brinker** M.Sc. RWTH; Prof. Dr.-Ing. **M. Hüsing** (VDI), Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR), RWTH Aachen University, Aachen

Kurzfassung

Trotz ihrer offensichtlichen Vorteile für Leichtbauanwendungen haben sich faserverstärkte Kunststoffe bisher nicht in Großserienanwendungen durchsetzen können. Ihr Einsatz wird vor allem durch die hohen Kosten, verursacht durch einen niedrigen Automationsgrad der Fertigung, verhindert. Insbesondere der Prozessschritt der Drapierung der zweidimensionalen Faserverbundmatten auf mehrachsig gekrümmten dreidimensionalen Formwerkzeugen erfordert im Anschluss das manuelle Ausstreichen von entstandenen Falten. Im Rahmen des Verbundforschungsprojektes „Automatisiertes Handhaben und Drapieren von Verstärkungstextilien für mehrachsig gekrümmte Faserverbundstrukturen (AutoHD)“ wurde am Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik der RWTH Aachen University ein Einlegemechanismus in Form eines Drapier-Endeffektors für Industrieroboter entwickelt. Dieser ist in der Lage, biegeschlaffe Halbzeuge auf komplex gebogenen Formen zu drapieren. Dafür wird der bauteilspezifische Drapiervorgang zunächst kinematisch simuliert und die für eine möglichst faltenfreie Ablage minimal benötigte Anzahl an Greifpunkten auf der Faserverbundmatte bestimmt. Weiterhin werden individuelle, zweidimensionale, im Raum geneigte Bahnen erzeugt, auf denen diese Punkte gleichzeitig auf das Formwerkzeug zu geführt werden müssen. Praktisch wird dies durch die Bewegungen einzelner Sauggreifer umgesetzt. Diese werden an baugleichen Getriebestrukturen befestigt, die aktuiert durch je zwei Schrittmotoren eine Bewegung in der Ebene mit zwei Freiheitsgraden ermöglichen. Mit Hilfe von Parallelogrammen wird die Parallelität der Greiferflächen zum gemeinsamen Gestell in jeder Lage sichergestellt. Ihrerseits sind die Getriebestrukturen an verschieb- und arretierbaren Kugelgelenken mit dem Gestellrahmen verbunden, die erst die Montage in den individuell geneigten Ebenen erlauben. Die Maßsynthese der Getriebestrukturen wurde beispielhaft auf ein Demonstratorbauteil von der Größe einer PKW-Tür bezogen. Dabei wurden der erforderliche Arbeitsraum für alle Greiferbahnen und die benötigte Steifigkeit im Verhältnis zum Eigengewicht des Mechanismus und den Prozesskräften berücksichtigt. Die

Position der Antriebe und das Längenverhältnis der Getriebeelängen der Zweischläge wurden mit dem Ziel einer optimalen Kraftübertragung optimiert.

Bei der Steuerung des anschließend gefertigten Prototyps wurde mit Arduino, Raspberry Pi und dem Robotic Operating System (ROS) konsequent auf aktuelle Open-Source-Hard- und Software-Lösungen zurückgegriffen. Dies bietet vielfältige Vorteile: Die Beschaffung ist kostengünstig bzw. kostenlos, die verwendeten Lösungen nutzen standardisierte, herstellerunabhängige Schnittstellen, so dass sich die Steuerung vergleichsweise einfach mit der des tragenden Industrieroboters vernetzen und koordinieren lässt und die Steuerung kann durch das quelloffene Prinzip an beliebiger Stelle für die eigenen Anforderungen modifiziert werden.

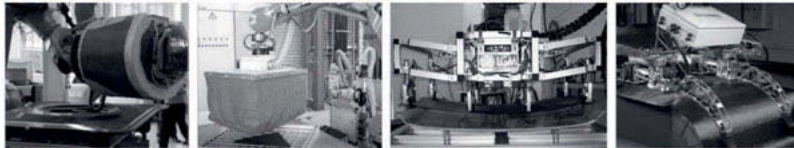
Bei der Montage wurde für die aufgabenspezifische Konfiguration des modularen Endeffektors ein Indoor-GPS-Messsystem genutzt. Dieses erlaubt, mit hoher Genauigkeit die Position und Orientierung der Kugelgelenke einzustellen. Die Funktionalität des Endeffektors wurde anhand des oben erwähnten Demonstratorbauteils in PKW-Tür-Größe mit multiaxialen Krümmungen und weiteren geometrischen Schwierigkeiten für einen automatischen Drapiervorgang bestätigt.

1. Einleitung

Faserverstärkte Kunststoffe (FVK) bieten ein gutes Verhältnis von Belastungsfähigkeit zu Gewicht, was sie für eine Vielzahl von Anwendungen interessant macht. Beispielsweise kann jegliche Art von Fahrzeug vom Energieeinsparungspotential, durch das im Vergleich zu konventionellen Werkstoffen verringerte Gewicht, profitieren. Hohe Produktionskosten begrenzen die Anwendung derzeit jedoch hauptsächlich auf Bereiche, in denen ein geringes Gewicht kritisch ist, wie beispielsweise die Fertigung von Flugzeugen und Rennfahrzeugen. Während andere Abschnitte des FVK-Bauteil-Herstellungsprozesses oder Alternativen wie das Tapelegen bereits vollautomatisiert ausgeführt werden können, erfordert der komplexe Schritt der Drapierung in vielen Fällen noch immer manuelle Nachbearbeitung.

Als Drapierung wird der Teil der Herstellung bezeichnet, bei dem anstatt einzelner Tapes biegeschlaffe, zweidimensionale, trockene Fasermatten auf einem dreidimensionalen Formwerkzeug abgelegt werden, bevor sie im nächsten Schritt mit Harz getränkt und dann ausgehärtet werden. Das Drapieren auf Formwerkzeugen mit multiaxialer Krümmung und hohen Umformgraden führt mit etablierten Methoden zur Faltenbildung, die nicht mit ausreichender Genauigkeit vorhergesagt und unterbunden werden kann. Der deswegen benötigte manuelle Eingriff führt zu niedrigen Prozessgeschwindigkeiten, hohen Personalkosten sowie geringer Reproduzierbarkeit der Resultate [1].

Insbesondere kleine und mittelständische Unternehmen können von preiswerten Lösungen dieses Problems für kleine Losgrößen profitieren. In der Vergangenheit haben es sich bereits verschiedene Forschungsprojekte zum Ziel gesetzt, die Drapierung zu automatisieren.



a) CFK-Tex

b) FormHand

c) AutoPreforms

d) Octopus

Bild 1: Forschungsprojekte zur automatisierten Drapierung

Nicht-aktuierte Roboter-Endeffektoren für die Drapierung auf komplexen Formwerkzeugen wurden in den Projekten „CFK-Tex“ (Bild 1a) der TU München und der Universität Augsburg und „FormHand“ (Bild 1b) der TU Braunschweig entwickelt. Bei „CFK-Tex“ wird ein zylinderförmiges Werkzeug mit Hilfe einer Regionalstruktur über ein Textil gerollt [2]. Dadurch ist die Verwendung auf Formwerkzeuge mit uniaxialer Krümmung und Innenradien, die mindestens dem Zylinderradius entsprechen, beschränkt. Bei „FormHand“ wird ein deformierbares Kissen verwendet, dessen Form fixiert werden kann. Dies wird durch die Füllung mit losem Granulat erreicht, das sich unter Wärmeeinbringung verfestigt [3]. Während zwar eine Vielfalt von Teilen mit unterschiedlichen Eigenschaften mit diesem Endeffektor automatisiert gegriffen werden kann, muss er für den Drapiervorgang manuell geführt werden [4].

Der Ansatz, aktuierte Endeffektoren zu verwenden, wurde beispielsweise beim Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt verfolgt [5]. Der dort verwendete Mechanismus erinnert an den eines klassischen Regenschirms und eignet sich daher nur für bestimmte schalenförmige Geometrien. Am Karlsruhe Institut für Technologie wurde im Projekt „HyPro“ ein Endeffektor entwickelt, dessen einzelne Sauggreifer über separat ansteuerbare Schubachsen verfügen. Somit können sie sich mit einer durch die Größe der einzelnen Greifer limitierten Auflösung an verschiedene dreidimensionale Oberflächen anpassen [6]. Auch Broetje Automation entwickelte ein solches Greiferraster mit aktuierten Vertikalachsen [7]. In „AutoPreforms“, dem Vorgängerprojekt von „AutoHD“ an der RWTH Aachen erfolgt die Drapierung durch die Bewegungen zweier Parallelogramme (Bild 1c) und ist auf uniaxiale Krümmungen beschränkt [8]. Ebenfalls an der RWTH Aachen wurde der Endeffektor „Octopus“ (Bild 1d) für uniaxiale Drapierungen entwickelt. Die Aktuierung geschieht hier nicht mit Hilfe eigener Motoren, sondern durch die Vertikalbewegung der Regionalstruktur und den bionischen Fin-

Ray-Effekt [9]. Für große Losgrößen ist die Verwendung eines oberen Formwerkzeugs als Stempel anstatt eines Roboter-Endeffektors üblich (z.B. [10]). Hierbei sollte beachtet werden, dass diese Lösung zwar bei feststehenden Produktgeometrien wirtschaftlich ist, jedoch Nachteile bezüglich Flexibilität und anfänglichem Ausschuss durch Faltenbildung während der Prozesseinrichtung aufweist. Außerdem ist keine visuelle Online-Überwachung des Prozesses möglich.

Der Ansatz des „AutoHD“-Projektes zur vollautomatisierten Drapierung ist es, mehrere Punkte des Halbzeugs in einer definierten Bewegung auf das Formwerkzeug zuzubewegen. Das Demonstratorbauteil (Bild 2), das für dieses Projekt entworfen wurde, hat eine herausfordernde Geometrie. Verschiedene Radien sowie konkave und konvexe multiaxiale Krümmungen erschweren ein faltenfreies Drapieren. Motiviert durch mögliche zukünftige Anwendungen hat das Formwerkzeug die ungefähren Dimensionen einer PKW-Tür. Das Formwerkzeug ist zudem für die Unterstützung durch ein unterhalb installiertes Unterdrucksystem perforiert.

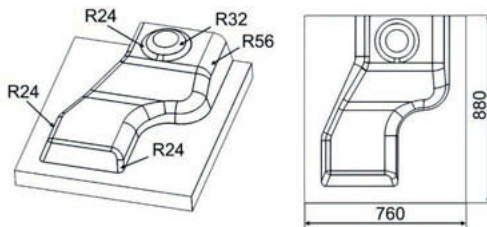


Bild 2: AutoHD Demonstratorbauteil

Der Fokus dieses Beitrages liegt auf der Entwicklung des Endeffektors, andere Teilprojekte von „AutoHD“ beschäftigen sich mit der Steuerung der Regionalstruktur, der Lokalisierung des Halbzeugs und der Bewertung des Drapierprozesses mit Hilfe von Sensoren, der Ermittlung der Drapiertrajektorien durch die Simulation des Prozesses und der Auswahl von geeigneten Textilgreifern.

2. Struktursynthese

Die Bewegungsaufgabe und der verfügbare Arbeitsraum definieren die Anforderungen an die Struktursynthese, welche im Detail in Brinker et al. [11] beschrieben werden. Anhand von Materialtests und der Simulation des Drapierprozesses auf dem Demonstratorbauteil wurde bestimmt, dass die mindestens benötigte Anzahl von zu greifenden Punkten auf dem biegeschlaffen Halbzeug sieben beträgt. Jeder einzelne dieser Punkte muss auf einer

spezifischen Trajektorie auf das Demonstratorbauteil zu geführt werden, wofür theoretisch drei Freiheitsgrade benötigt werden. Es ist jedoch offensichtlich, dass die ermittelten Trajektorien annähernd auf im Raum geneigten Ebenen liegen (Bild 3).

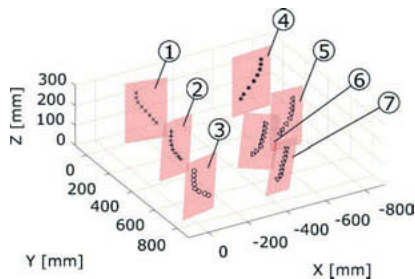


Bild 3: Trajektorien und Regressionsebenen

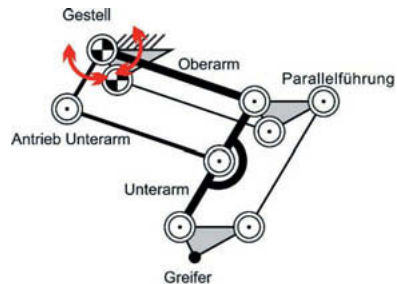


Bild 4: Synthetisierte Struktur

Die Bestimmung der entsprechenden Regressionsebenen erlaubt die Nutzung von Mechanismen mit nur zwei Freiheitsgraden. Die Struktur der Mechanismen und ihres Gestells muss jedoch die Ausrichtung der Mechanismen in ihren jeweiligen Ebenen und die fixierte Orientierung der Greifer parallel zur Grundplatte erlauben. Die Reduzierung von Freiheitsgraden vereinfacht die Konstruktion und Steuerung und reduziert dadurch Kosten und Fehlermöglichkeiten. Mit der gleichen Begründung sollen sieben identische Mechanismen konstruiert werden.

Nach der Synthese, Analyse und Bewertung einer Vielzahl von seriellen und parallelen kinematischen Strukturen zur Erzeugung der translatorischen zweidimensionalen Bewegung wird die in Bild 4 dargestellte Kombination von zwei Parallelogrammen ausgewählt. Wie bei Palletierrobotern wird der Antrieb des zweiten Parallelogramms ins Gestell verlegt.

3. Maßsynthese

Da eine geeignete Struktur für die Aufgabe gefunden werden konnte, müssen die Maße des zugrundeliegenden Zweischlags festgelegt werden. Dies sind die Längen von Ober- und Unterarm sowie die Position der Gestellgelenke relativ zum Arbeitsraum. Zunächst muss hier die Erreichbarkeit aller vorkommenden Trajektorienpunkte mit der identifizierten Parallelkinematik sichergestellt werden. Durch das Projizieren der Trajektorien auf ihre jeweiligen Regressionsebenen und das Übereinanderlegen all dieser Trajektorien, kann der gemeinsame Sollarbeitsraum ermittelt werden (Bild 5 rechts).

Die statische Kraftübertragung soll unter Berücksichtigung des begrenzten Bauraums optimiert werden. Die Beziehung des Vektors der Antriebswinkelgeschwindigkeiten $\dot{\phi}$ und des Vektors der kartesischen Geschwindigkeit des geführten Punktes \dot{p} wird durch die Jacobi-Matrix J hergestellt:

$$\dot{p} = J\dot{\phi} \quad (1)$$

Als objektives optimierbares Maß für die Performance des Mechanismus ist die Jacobi-Matrix nicht geeignet, da diese kein Skalar und zudem positionsabhängig ist. Als Skalar schlägt Yoshikawa [12] die Determinante $\det |J|$ vor, mit der sich mehrdeutige Antriebswinkelkombinationen finden lassen. Zum Vergleich von Mechanismen ohne derartige Mehrdeutigkeiten eignet sie sich jedoch nicht [13]. Als Skalar die Konditionszahl der Jacobi-Matrix

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

zu verwenden wurde zuerst von Salisbury und Craig [14] vorgeschlagen. Sie ist ein Maß für die Fehlerfortpflanzung und zeigt in der vorliegenden Anwendung den Einfluss von Abweichungen des Antriebsmomentes auf die Kräfte am Ende der kinematischen Kette. Wie in Huang et al. [15] gezeigt, kann ein besser ausbalanciertes Ergebnis durch die Einbeziehung des Verhältnisses von höchster und niedrigster Konditionszahl erzielt werden. Im Gegensatz zu Kong et al. [16], wo eine ähnliche Struktur optimiert wurde, werden dynamische Parameter aufgrund der geringen Drehzahlen von etwa 1 U/min nicht betrachtet. Die Positionsunabhängigkeit lässt sich durch Mittelung der Konditionszahlen an strategisch verteilten Punkten erzielen [17]. Dies führt zu der Zielfunktion

$$\min z = \sqrt{\bar{\kappa}^2 + \left(\frac{\kappa_{\max}}{\kappa_{\min}}\right)^2} \quad (3)$$

Zur Optimierung dieser Funktion werden die Gliedlängen und die Gestellgelenkposition variiert, dabei gelten folgende Anforderungen und Randbedingungen:

- rechteckiger Arbeitsraum von $250 \times 200 \text{ mm}$
- max. Länge eines einzelnen Glieds (l_1, l_2) 300 mm
- min. vertikaler Abstand von Arbeitsraummitte zu Gestellgelenk A_0 (Δy) 225 mm
- max. horizontaler Abstand von Arbeitsraummitte zu Gestellgelenk A_0 (Δx) 200 mm

Das Optimierungsproblem wird in Matlab implementiert und mit Hilfe eines genetischen Algorithmus innerhalb der Randbedingungen minimiert. Das beste Ergebnis wird für die Konfiguration $\Delta x = 161 \text{ mm}, \Delta y = 226 \text{ mm}, l_1 = 300 \text{ mm}, l_2 = 257 \text{ mm}$ erzielt. Die Verteilung der Werte der reziproken Konditionszahl des optimierten Mechanismus ist in Bild 5 dargestellt. Die

reziproken Werte befinden sich alle zwischen 0 und 1 und werden daher hier zur besseren Anschaulichkeit verwendet.

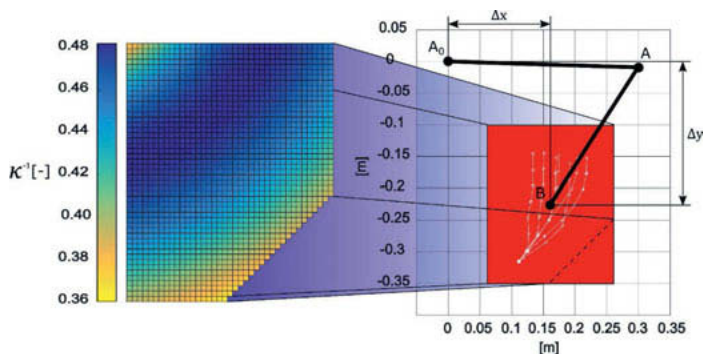


Bild 5: Verteilung der reziproken Konditionszahl über dem Arbeitsraum des Mechanismus

4. Konstruktion und Steuerung

Die Glieder sind aus Aluminium, die Gelenke setzen sich aus Kunststoffgleitlagern und Achsen aus Stahl zusammen. Der Antrieb erfolgt durch Schrittmotoren mit hochübersetzenden Planetengetrieben. Alle sieben Gestellgelenke sind über fixierbare Kugelgelenke mit einem Gestell aus Aluminiumprofilen verbunden, das seinerseits mit der Regionalstruktur verbunden wird. Die Greiferaufnahme kann um die Längsachse rotiert werden, um die Neigung der Trajektorienebene auszugleichen. Bild 6 zeigt das CAD-Modell der sieben Mechanismen in der Ablageposition mit dem Gestellrahmen und dem Formwerkzeug. Die Steuerung des Endeffektors synchronisiert die Bewegung der einzelnen Trajektorien auf der globalen vertikalen Achse, um die Aufnahme des auf einer ebenen Fläche liegenden Textils zu ermöglichen und bei der Ablage Spannungen des Textils aufgrund von Höhenunterschieden der Greifer zu verhindern.

Abgesehen von den Motortreibern basiert die Steuerung auf weit verbreiteter Open-Source-Hard- und Software. Arduino-Mikrocontroller und ihre Bibliotheken erlauben den schnellen Aufbau von Schrittmotortreibersteuerungslösungen. Vorgesaltet übernimmt ein Robot Operating System (ROS)-Netzwerk die Koordination der einzelnen Arme. Es ermöglicht mit seinem modularen Aufbau, bei dem einzelne Nodes über ein Broadcasting-System asynchron miteinander kommunizieren [18], die einfache Erweiterung und Integration anderer verbundener Systeme wie z.B. Sensoren oder die Steuerung der Regionalstruktur. Dies alles und der verstellbare Gestellrahmen ermöglichen es dem Nutzer, den Endeffektor auf die

jeweilige Drapieraufgabe zugeschnitten zu konfigurieren. Variiert werden können neben den Trajektorien die Position, Neigung und Anzahl der Mechanismen.

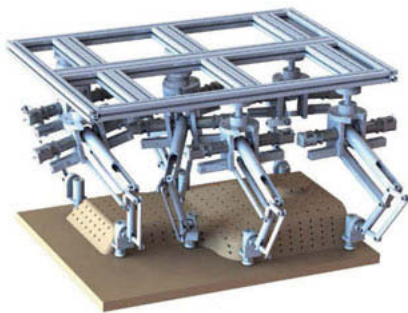


Bild 6: CAD-Modell des Endeffektors

5. Montage und Inbetriebnahme

Die genaue Ausrichtung der Mechanismen unter dem Aluminiumprofil ist eine nicht triviale Aufgabe. Wie in Tabelle 1 aufgelistet werden die anfänglich sechs Freiheitsgrade eines Körpers im Raum schrittweise reduziert. Der verbleibende Freiheitsgrad wird zur Verschiebung der Mechanismen innerhalb ihrer zugehörigen Ebene genutzt, um Kollisionen untereinander zu verhindern.

Tabelle 1: Freiheitsgrade der Mechanismen am Rahmen

Freiheitsgrade	rotatorisch	translatorisch	Gesamt
Mechanismus frei im Raum	3	3	6
Mechanismus unterhalb des Gestellrahmens	3	$3-1=2$	5
Mechanismus in der Ebene positioniert	$3-2=1$	$2-1=1$	2
Saugfläche parallel zur Ablagefläche	$1-1=0$	1	1

Im CAD-Modell wird der Rahmen über dem Formwerkzeug positioniert. Der Abstand wird so gewählt, dass die Mechanismen in ihre zugehörige Trajektorienebene rotiert werden können und alle Punkte der Trajektorien im optimierten Arbeitsraum des jeweiligen Mechanismus liegen (Bild 7). Theoretisch würde eine feste Position des Kugelgelenks auf dem unbeweglichen Gestellrahmen zusammen mit dem bereits eingestellten Winkelausgleich α am Greifer ausreichen, um den sich in der Ablageposition befindlichen Mechanismus mit dem richtigen Gierwinkel auf der Zielposition auf dem Formwerkzeug abzusetzen, solange α nicht 0 ist. Praktisch ist es allerdings schwierig, die dafür benötigte Parallelität von Greifersaugfläche

und Werkzeuggrundebene sicherzustellen. Daher wird am Ende des ersten Gliedes ein zusätzlicher Messpunkt eingeführt (Bild 7).

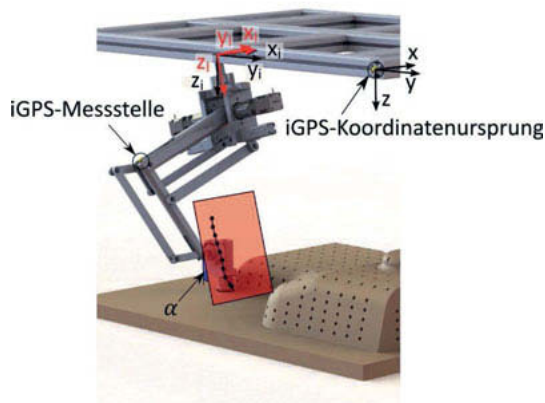


Bild 7: Ausrichtung eines Mechanismus

Die Positionen des Ablagepunktes und des Kugelgelenks auf ihren jeweiligen zweidimensionalen Ebenen lassen sich einfach mit konventionellen Messmethoden ermitteln. Dies gilt jedoch nicht für die Position der zuletzt eingeführten Messstelle am Ende des ersten Gliedes (Bild 7) auf einem geneigten Bogen im dreidimensionalen Raum, daher wird an dieser Stelle ein Indoor-GPS-System (iGPS) der Firma Nikon Metrology eingesetzt.

Anstatt kreisender Satelliten werden dabei stationäre Sender genutzt, die zwei Arten von Infrarotsignalen senden. Ein ungerichteter Puls zur Identifizierung des Senders und ein permanent um die Längsachse rotierendes Signal an mindestens zwei Sendern erlauben die Lokalisierung eines mobilen Messgerätes. Weitere Sender können zur Erzielung von Redundanz hinzugefügt werden [19]. Im Gegensatz zu anderen Messsystemen ist die Genauigkeit über dem Arbeitsraum gleichbleibend und die Größe des Arbeitsraums kann durch das Hinzufügen weiterer Sender beliebig erweitert werden. Laut Hersteller erreicht das System eine Genauigkeit von 200 μm [20].

Die Mechanismen in Ablageposition werden einzeln und mit gelöstem Kugelgelenk rotiert bis die gemessenen x - und y -Koordinaten des mobilen Messgerätes am Ende des Oberarms mit den aus dem CAD-Modell extrahierten Zielkoordinaten übereinstimmen. In Tabelle 2 werden die aus dem CAD-Modell entnommenen Daten mit den erzielten iGPS-Messungen verglichen. Die Abweichungen in x - und y -Richtung sind alle kleiner als 2 mm, diejenigen in z -Richtung sind größer. Die Positionierung in z -Richtung kann gegebenenfalls noch durch Modifikation der Trajektorien angepasst werden.

Tabelle 2: Vergleich von Mess- und CAD-Daten der Mechanismenausrichtung

Mechanismus	1	2	3	4	5	6	7
Sollwerte (CAD) [mm]							
x	787,71	876,18	966,63	-190,59	-166,65	114,91	85,77
y	-51,92	-517,75	-898,54	-75,64	-494,11	-742,94	-884,73
z	302,51	316,85	324,86	298,07	292,68	281,21	279,82
Messung (iGPS) [mm]							
x	786,4	875,4	966,0	-190,4	-166,9	114,6	86,0
y	-50,3	-518,1	-899,9	-73,7	-494,1	-743	-884,1
z	302,2	313,4	320,4	298,7	290,7	277,5	276,7
Absolute Abweichung [mm]							
x	1,31	0,78	0,63	0,19	0,25	0,31	0,23
y	1,62	0,35	1,36	1,94	0,01	0,06	0,63
z	0,31	3,45	4,46	0,63	1,98	3,71	3,12

Die sieben Mechanismen können nun auf ihren Trajektorien verfahren werden, um das Textil aufzunehmen und zu drapieren. Dies wird in Bild 8 gezeigt.

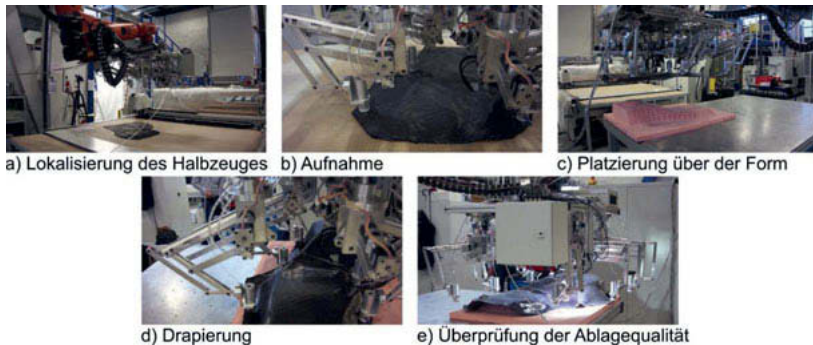


Bild 8: Durchführung des AutoHD-Beispielprozesses

6. Fazit

Als Teil des Forschungsverbundprojektes „AutoHD“ wurde ein flexibel einstell- und programmierbarer Roboter-Endeffektor entwickelt, realisiert und dessen Einsatzfähigkeit anhand eines Beispiel-Drapierprozesses bestätigt. Er besteht aus sieben identischen Mechanismen und ist in der Lage ein biegeschlaffes FVK-Halbzeug zu greifen und zu drapieren. Die Mechanismen reproduzieren eine vorgegebene Bewegungsaufgabe und führen einen Sauggreifer entlang einer zuvor in einem Simulationsmodell ermittelten Trajektorie auf

das Formwerkzeug für ein eigens spezifiziertes Demonstratorbauteil zu. Prozessvariationen mit anderen Formwerkzeugen können mit geringem Umrüstaufwand verwirklicht werden. Zusammenfassend können variiert werden: die zweidimensionalen Trajektorien, die Positionierung der Mechanismen relativ zum Gestellrahmen, die Positionierung des Gestellrahmens relativ zum Formwerkzeug, die Orientierung der Mechanismen und die Anzahl der Mechanismen. Dies ist ein Schritt hin zur günstigen, vollautomatisierten Produktion von Bauteilen aus FVK, wie sie auch in kleinen und mittelständischen Unternehmen angewandt werden kann.

Die Autoren danken der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF).

- [1] Jeschke, S. et al., *Automatisiertes Handhaben und Drapieren von Verstärkungstextilien für mehrachsige gekrümmte Faserverbundstrukturen*, Auto HD, Aachen: Institut für Unternehmenskybernetik e.V. (IfU), 2017.
- [2] Angerer, A.; Ehinger, C.; Hoffmann, A.; Reif, W.; Reinhart, G., *Design of an Automation System for Preforming Processes in Aerospace Industries*, In: Wang, M. Y. (Hrsg.), IEEE International Conference on Automation Science and Engineering, Triest, Italien, 2011, ISBN 978-1-4577-1730-7, S. 557–562.
- [3] Löchte, C.; Kunz, H.; Schnurr, R.; Langhorst, S.; Dietrich, F.; Raatz, A.; Dilger, K.; Dröder, K., *Form-Flexible Handling and Joining Technology (FormHand) for the Forming and Assembly of Limp Materials*, In: Procedia CIRP, 23 (2014) 1, S. 206–211.
- [4] FORMHAND Automation UG, *FORMHAND greift...*, <http://www.formhand.de/de/produkte/greifen-von-textilen-zuschnitten>.
- [5] Gerngross, T.; Nieberl, D., *Automated Manufacturing of Large, Three-Dimensional CFRP Parts from Dry Textiles*, In: CEAS Aeronautical Journal, 7 (2016) 2, S. 241–257.
- [6] Förster, F.; Ballier, F.; Coutandin, S.; Defranceski, A.; Fleischer, J., *Manufacturing of Textile Preforms with an Intelligent Draping and Gripping System*, In: Procedia CIRP, 66 (2017) 1, S. 39–44.
- [7] Broetje Automation, *Integrated Composite Handling & Draping System Perfecting the "Unfinished"*, <http://www.broetje-automation.de/en/equipment/fordersysteme/#handling>.
- [8] Henning, K.; Gries, T.; Flachskampf, P., *AutoPreforms*, Gemeinsamer Abschlussbericht zu dem aus Haushaltsmitteln des BMWI über die AiF geförderten Forschungsvorhaben "Wirtschaftliche Herstellung von Faserverbundbauteilen mit Hilfe automatisiert hergestellter textiler Preforms", Aachen: AutoPreforms Konsortium, 2008.

- [9] Hopmann, C.; Bastian, R.; Karatzias, C.; Greb, C.; Ozolin, B., *Faserverstärkte Kunststoffe – tauglich für die Großserie*, In: Siebenpfeiffer, W. (Hrsg.), *Leichtbau-Technologien im Automobilbau*, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, ISBN 978-3-658-04024-6, S. 44–49.
- [10] Garnich, M. R.; Klymyshyn, N. A., *Multiscale Analysis of Stamp Forming of a Woven Composite*, In: *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, 26 (2013) 5, S. 640–662.
- [11] Brinker, J.; Paris, J.; Müller, M.; Hüsing, M.; Corves, B., *Mechanism Type Synthesis Approach for Automated Handling and Multiaxial Draping of Reinforcing Textiles*, In: Wenger, P.; Flores, P. (Hrsg.), *New Trends in Mechanism and Machine Science*: Springer International Publishing, 2017, ISBN 978-3-319-44155-9, S. 523–532.
- [12] Yoshikawa, T., *Manipulability of Robotic Mechanisms*, In: *The International Journal of Robotics Research*, 4 (1985) 2, S. 3–9.
- [13] Angeles, J.; Lopez-Cajun, C. S., *Kinematic Isotropy and the Conditioning Index of Serial Robotic Manipulators*, In: *The International Journal of Robotics Research*, 11 (1992) 6, S. 560–571.
- [14] Salisbury, J. K.; Craig, J. J., *Articulated Hands*, *Force Control and Kinematic Issues*, In: *The International Journal of Robotics Research*, 1 (1982) 1, S. 4–17.
- [15] Huang, T.; Li, Z.; Li, M.; Chetwynd, D. G.; Gosselin, C. M., *Conceptual Design and Dimensional Synthesis of a Novel 2-DOF Translational Parallel Robot for Pick-and-Place Operations*, In: *Journal of Mechanical Design*, 126 (2004) 3, S. 449.
- [16] Kong, M. X.; You, W.; Du, Z. J.; Sun, L. N., *Optimal Design for a 2-dof High Dynamic Manipulator Based on Parallelogram Mechanism*, In: *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, S. 242–247.
- [17] Gosselin, C.; Angeles, J., *A Global Performance Index for the Kinematic Optimization of Robotic Manipulators*, In: *Journal of Mechanical Design*, 113 (1991) 3, S. 220.
- [18] Open Source Robotics Foundation, *ROS Wiki - Concepts*, <http://wiki.ros.org/de/ROS/Concepts>.
- [19] Depenthal, C.; Schwendemann, J., *iGPS—A New System for Static and Kinematic Measurements*, In: *9th conference on optical 3D measurement techniques*, 2009, S. 131–140.
- [20] Nikon Metrology NV, *iGPS Hauptmerkmale*, [http://www.nikonmetrology.com/de_EU/Produkte/Grossvolumige-Messaufgaben/iGPS/iGPS/\(key_features\)](http://www.nikonmetrology.com/de_EU/Produkte/Grossvolumige-Messaufgaben/iGPS/iGPS/(key_features)) (zuletzt geprüft am 02.02.2017).

Verarbeitungsgutorientierte Bewegungsanalyse und Entwicklung von Lösungen zur Steigerung der Maschinenausbringung

Dipl.-Ing. **T. Nündel**, Dipl.-Ing. **R. Rieck**,
Fa. Theegarten-Pactec GmbH & Co. KG, Dresden
Dipl.-Ing. **C. Troll**, Professur für Verarbeitungsmaschinen/Verarbeitungstechnik, Institut für Naturstofftechnik, TU Dresden

Kurzfassung

Die Erhöhung der Ausbringung einer Verpackungsmaschine zur Herstellung von Massenbedarfsgütern ist eine häufig in der Praxis anzutreffende Anforderung von Maschinenbetreibern an den jeweiligen Maschinenhersteller. Die Herausforderung bei dieser Aufgabenstellung besteht dabei in der Verarbeitung sensibler Packgüter bei höheren Maschinengeschwindigkeiten. In diesem Beitrag wird daher am praktischen Beispiel einer Hochleistungsverpackungsmaschine für kleinstückige Süßwaren dargestellt, wie mittels moderner Messmethoden Baugruppen identifiziert werden können, die besonders hohe Produktbelastungen verursachen. Dieses Wissen kann im Rahmen einer gezielten Anpassung des Bewegungsdesigns der entsprechenden Arbeitsorgane bewusst in den Entwicklungsprozess integriert werden. Die konstruktive Umsetzung der Anpassungen führt zur Verringerung der Produktbelastungen und somit zu einer Erhöhung der Maschinenausbringung.

1. Einleitung

1.1 Aufgabenstellung

Die in der Konsumgüterproduktion eingesetzten Verpackungsmaschinen arbeiten nicht autark, sondern im Verbund mit anderen Verarbeitungs- und Verpackungsmaschinen. Für den Betreiber einer Produktionslinie ist aus wirtschaftlicher Sicht die hergestellte Produktionsmenge pro Zeiteinheit entscheidend, welche sowohl durch die tatsächlichen Ausbringungen der Einzelmaschinen als auch deren Anzahl bestimmt wird. Um Produktionsfläche einzusparen, wird demzufolge immer eine maximale Maschinenausbringung gefordert.

Verpackungsmaschinen sind mit hohen Investitionskosten verbunden, oft robust konstruiert und weisen eine dementsprechend hohe Lebensdauer auf. Im Laufe des Maschinenlebens steigen die Anforderungen an die jeweilige maximale Ausbringung stetig an. Die wesentlichen Gründe hierfür sind die sukzessive Weiterentwicklung der elektrischen Antriebs- und

Automatisierungskomponenten und deren zunehmender Einsatz in Zuführ- und Abgabesystemen. Eine weitere Ursache sind die sich ändernden Eigenschaften der Packgüter. Um eine hohe Kundenzufriedenheit zu erreichen, werden durch die Süßwarenhersteller immer neue Produkte mit neuen Geschmacksrichtungen in den Markt eingeführt, die jedoch sensibler auf mechanische Belastungen, insbesondere auch im Verpackungsprozess, reagieren.

Eine Erhöhung der Maschinengeschwindigkeit der Verpackungsmaschine führt dabei nicht zwingend zur Erhöhung der Ausbringung. Wird eine optimale Maschinengeschwindigkeit überschritten, so werden unter anderem die Packgüter überproportional belastet, was wiederum zu Ausschuss und einer verringerten tatsächlichen Ausbringung führt. Um dennoch die Ausbringung zu erhöhen, müssen die Produktbelastungen für erhöhte Maschinendrehzahlen gezielt reduziert werden. Die dazugehörige, allgemeine Produktivitätscharakteristik ist in Bild 1 dargestellt.

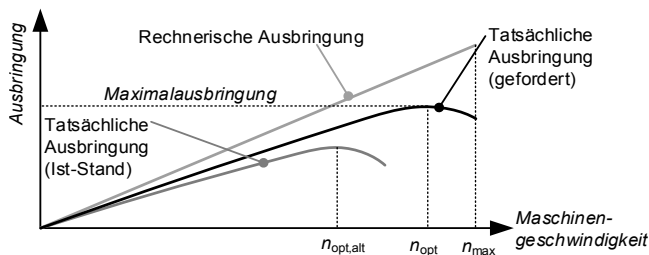


Bild 1: Produktivitätscharakteristik einer Verpackungsmaschine nach [1]

Dieser Zusammenhang stellt Maschinenhersteller im Sinne eines kundenorientierten und nachhaltigen Handelns vor die Aufgabe, nachrüstbare Lösungen zu entwickeln, die die Produktbelastungen reduzieren. Damit wird die Umsetzung höherer Maschinenausbringungen, auch bei der Verpackung sensibler Produkte, ermöglicht.

1.2 Analyse der betrachteten Verpackungsmaschine

Im Folgenden wird die Verpackungsmaschine *U1-C*, abgebildet in Bild 2, der Firma *Theegarten-Pactec* zum Einschlag sensibler kleinstückiger Güter, wie z. B. Schokoladenriegel, betrachtet. Diese Maschine wurde Mitte der 1980er Jahre aus einer bestehenden Cut&Wrap-Maschine (C&W) zum Schneiden und Verpacken von Kaugummis sowie Weichzucker entwickelt und ist bisher über 120-mal verkauft worden. Die Ausbringung der einbahnigen Maschine wird mit bis zu 700 Produkten pro Minute angegeben. Mit robusten Produkten ist im Einzelfall auch die Verpackung von 800 Produkten pro Minute möglich, was zeigt, dass das zu verpackende Packgut bei dieser Maschine der limitierende Faktor für die Ausbringung ist.

Die zu verpackenden Güter werden der Maschine über ein Zuführband zugeführt, einzeln, und mit dem Packmittel gefügt. Im Anschluss daran wird im schrittweise angetriebenen Packkopf der Maschine die Verpackung auf einer rotatorischen Bahn hergestellt. Abschließend werden die Packungen aus der Maschine einzeln abgegeben. Die Maschine arbeitet dabei nach dem intermittierenden Prinzip. Das bedeutet, dass die Packgüter in jedem Takt von einer Arbeitsstation zur nächsten gefördert werden und der Verarbeitungsvorgang überwiegend in der Rast, z. T. aber auch während des Fördervorgangs, realisiert wird.



Bild 2: Verpackungsmaschine U1-C zum Einschlag kleinstückiger Packgüter

2. Miniaturisiertes Messsystem zur Bestimmung von Produktbelastungen

2.1 Aufbau und exemplarischer Messwertverlauf

Um innerhalb der Verpackungsmaschine Baugruppen identifizieren zu können, die kritische Produktbelastungen verursachen, wird ein miniaturisiertes Messsystem in Form eines Messprodukts verwendet, das in Bild 3 dargestellt ist. Das Messprodukt verfügt über einen Akku und eine integrierte Speichereinheit, sodass die Messwerte nach Ablauf des Messvorgangs ausgelesen werden können. Die Messung endet automatisch nach Erreichen der maximalen Anzahl an Samples, wobei die Messwerte im internen Speicher des Messproduktes abgelegt werden. Das Messsystem verfügt über insgesamt neun Sensoren: drei Winkelgeschwindigkeitssensoren, drei translatorische Beschleunigungssensoren mit einem Messbereich von $\pm 16g$ und drei mit einem Messbereich von $\pm 200g$. Die gemessenen Beschleunigungen werden dabei als Maß für die Produktbelastungen verstanden, wobei beide Begriffe fortan synonym verwendet werden. In der verwendeten Version des Messsystems können Abstraten

von bis zu 10 kHz für translatorische Belastungen und bis zu 1 kHz für Winkelgeschwindigkeiten realisiert werden [2]. Das Messsystem ist monolithisch vergossen und wird in Schokolade eingebettet, um die Einsatzbedingungen realitätsnah in der Maschine abzubilden. Das System wird für einen Messvorgang vor der Maschine in die Zuführung der zu verpackenden Packgüter eingeschleust und die Aufzeichnung des Messvorgangs unmittelbar vor Eintritt in den zu analysierenden Abschnitt des Durchlaufs durch Auslösung eines HALL-Sensors aktiviert. Nach dem Maschinendurchlauf wird das Messsystem aus dem Produktstrom ausgeschleust und es erfolgt eine Auswertung der gespeicherten Messergebnisse.

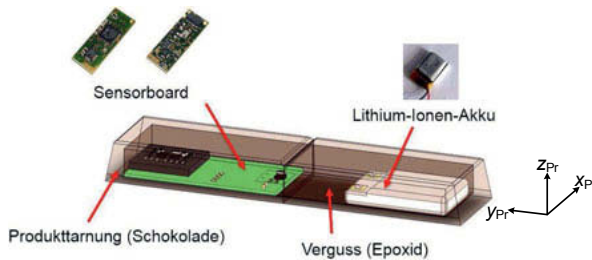


Bild 3: Aufbau des Messproduktes zum Durchlauf in einer Verpackungsmaschine

In Bild 4 sind exemplarisch die Messwertverläufe des $\pm 200\text{g}$ -Sensors in der x- und z-Achse des Produktes für einen Maschinendurchlauf dargestellt, wobei sich die Messergebnisse immer auf das mitbewegte, körperfeste Produktkoordinatensystem und nicht auf das Weltkoordinatensystem beziehen. Es ist offensichtlich möglich, mit dem Messprodukt Maschinenbereiche zu identifizieren, die mit hohen Belastungen für das Packgut einhergehen. Für eine gezielte Identifikation dieser kritischen Baugruppen ist zunächst eine Zuordnung der Messwerte zu den einzelnen Maschinenbaugruppen erforderlich.

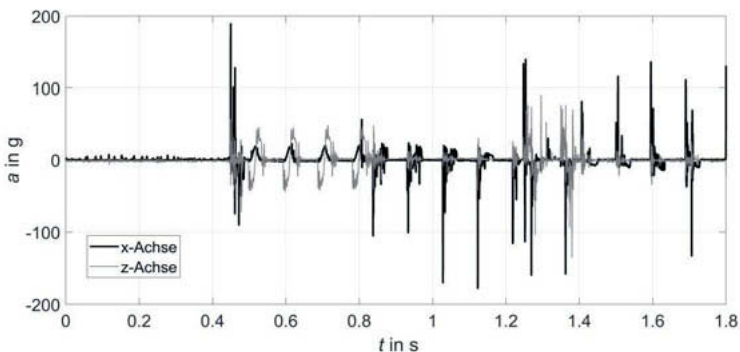


Bild 4: Exemplarische Messergebnisse für einen Maschinendurchlauf des Messproduktes

2.2 Erfassung des realen Maschinengeschwindigkeitsverlaufes

Die mit dem Messprodukt aufgenommenen Werte ermöglichen eine Zuordnung zur Messzeit, allerdings nicht zu der für den Maschinenbauer üblichen Denkwelt in Maschinengradwinkel des Hauptantriebes. Es ist vorstellbar, über die eingestellte Maschinengeschwindigkeit einen theoretischen Bezug zwischen Zeit- und Drehwinkelverlauf herzustellen. Dieses Vorgehen wird allerdings in der Praxis durch zwei Faktoren verhindert. Zum einen unterscheidet sich die eingestellte Maschinengeschwindigkeit auf Grund von Regelvorgängen im Antriebsstrang von der realen Geschwindigkeit. Zum anderen werden bei dieser Herangehensweise die aus dem veränderlichen Massenträgheitsmoment an der Hauptwelle resultierenden Schwankungen der Maschinengeschwindigkeit vernachlässigt, die u. a. in [3] und [4] diskutiert werden.

Für eine korrekte Zuordnung der Messwerte zum Maschinendrehwinkel des Hauptantriebes muss dessen Drehwinkelverlauf zeitgleich zur Messung der Produktbelastungen erfasst werden. Um den Drehwinkelverlauf garantiert zu denselben absoluten Zeitpunkten zu erfassen, über die die Messwerte des Messproduktes diskretisiert werden, wird nicht der jeweilige maschineninterne Drehgeber verwendet, da dieser ein anderes Zeitbezugssystem benutzt. Daher wird ein eigener Messaufbau, dargestellt in Bild 5, genutzt, welcher an der Maschinenhauptwelle installiert wird. Er besteht aus einem codierten Inkrementalring, welcher durch einen ortsfesten Laserabstandssensor abgetastet wird. Die Codierung ermöglicht die Zuordnung der Quadranten des Hauptwellenwinkels und weist eine Teilung von 36 auf, weshalb der zeitliche Abstand zwischen zwei Flanken eine 5°-Drehung der Hauptwelle repräsentiert. Das Signal des Laserabstandssensors wird durch einen A/D-Wandler digitalisiert, wobei die zeitliche Diskretisierung synchron mit der Digitalisierung der Messproduktwerte erfolgt.

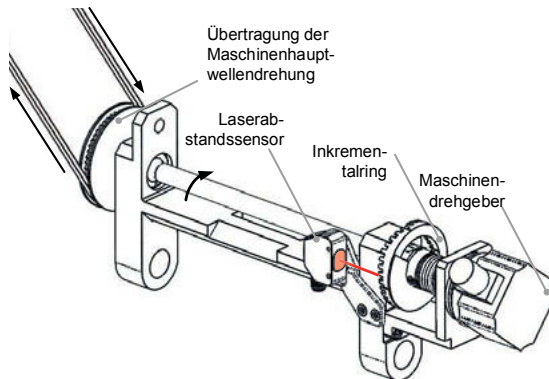


Bild 5: Einbindung eines selbstentwickelten Messsystems in den Maschinenantriebsstrang

In Bild 6 sind exemplarische Messwerte des Drehratensensors für einen Zeitraum von 150 ms dargestellt. Zur automatisierten Bestimmung der Flankenwechsel wird das Spannungssignal mittels gleitenden Mittelwertes gefiltert und der Schnittpunkt des jeweiligen Messsignals mit dem Filterergebnis bestimmt. Anschließend dienen diese Schnittpunkte der Rekonstruktion des Maschinendrehwinkelverlaufs über der Messdauer. Abschließend wird durch eine entsprechende numerische Differentiation zusätzlich der dazugehörige Maschinengeschwindigkeitsverlauf ermittelt.

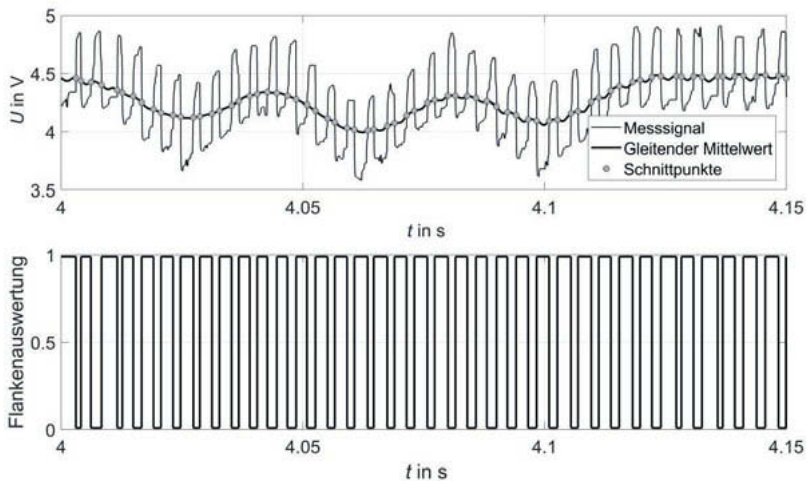


Bild 6: Ausschnitt aus Messsignal, dem gefilterten Signal des Drehratensensors und abgeleiteter Flankenauswertung zur Drehwinkelbewertung

2.3 Algorithmus zur Auswertung der Messgrößen

Die synchrone Erfassung der Produktbelastungen und des Drehwinkelverlaufs erlaubt eine entsprechende Darstellung und Interpretation der Zusammenhänge zwischen Produkt und Maschine im realen Betrieb. Für eine übersichtlichere Darstellung müssen zunächst die Messwerte über dem Verlauf des Maschinendrehwinkels statt über der Zeit bereitgestellt werden. Um darüber hinaus auch Messungen bei verschiedenen Maschinengeschwindigkeiten vergleichbar zu machen, müssen die Messwerte auch auf den Maschinengeschwindigkeitsverlauf normiert werden. Für eine abschließende Zuordnung der Messwerte zu den einzelnen Baugruppen, ist der Nullpunkt des Maschinendrehwinkelverlaufs korrekt zu bestimmen. Hierzu wird ein einfach zu identifizierendes Ereignis herangezogen, das bei nur einer spezifischen Stellung der Hauptwelle auftritt. Für die Auswertung der $U1$ -C-Messwerte repräsentiert die erste Rast des Produktes im Packkopf den zweiten interessierenden Takt für

die Auswertung. Auf Grund des zum Antrieb des Packkopfes verwendeten Schrittgetriebes, können die dazugehörigen Maschinendrehwinkel leicht identifiziert und die Nullpunktverschiebung vorgenommen werden. Dieses Vorgehen wird nach dem Einlesen der Messdateien automatisiert durchgeführt und ist in Bild 7 zusammenfassend dargestellt.

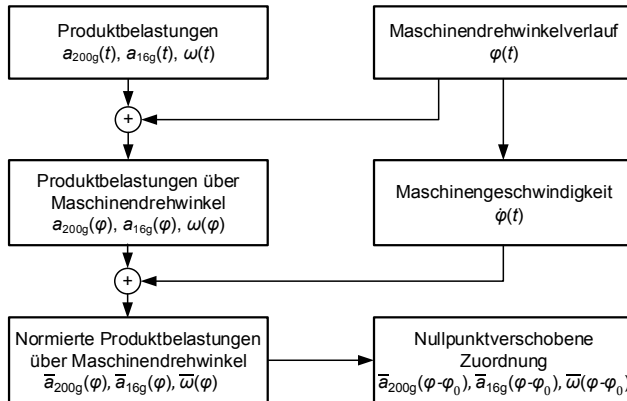


Bild 7: Vorgehensweise zur Ermittlung geschwindigkeitsnormierter Produktbelastungen

3. Verarbeitungsgutorientierte Maschinenanalyse

3.1 Messergebnisse, Maschinenzuordnung und Baugruppenidentifikation

Das vorgestellte Verfahren kann eingesetzt werden, um Baugruppen der Maschine *U1-C* zu identifizieren, die kritische Produktbelastungen verursachen, um anschließend entsprechende Maßnahmen zur Reduzierung der Belastungen abzuleiten. In Bild 8 ist exemplarisch eine Messung dargestellt, welche bereits nullpunktverschoben und auf die Maschinengeschwindigkeit normiert ist. Die Bestimmung des Nullpunktes erfolgt dabei über die Identifikation der Bewegung des Messproduktes im Packkopf. Da das Produkt in diesem Teil formschlüssig gefördert wird, können die zu erwartenden Belastungen analytisch mit Hilfe der Kinematik des Schrittantriebes berechnet werden, um anschließend, durch einen Vergleich mit dem gemessenen Drehwinkelverlauf, entsprechend zugeordnet zu werden.

Im Folgenden werden lediglich die x- und z-Komponenten der translatorischen Belastungen des Produktes näher untersucht, da die y-Komponente in Tiefenrichtung verhältnismäßig gering ausfällt und somit keine Hinweise auf zu hohe Belastungen liefert. Es fällt auf, dass die Belastungen in Bereichen des formschlüssigen Transports, im Gegensatz zu Maschinenbereichen des freien Produkttransports, verhältnismäßig gering sind. Ein Beispiel ist der Transport im Packkopf von 360° bis 1500° Maschinentaktwinkel.

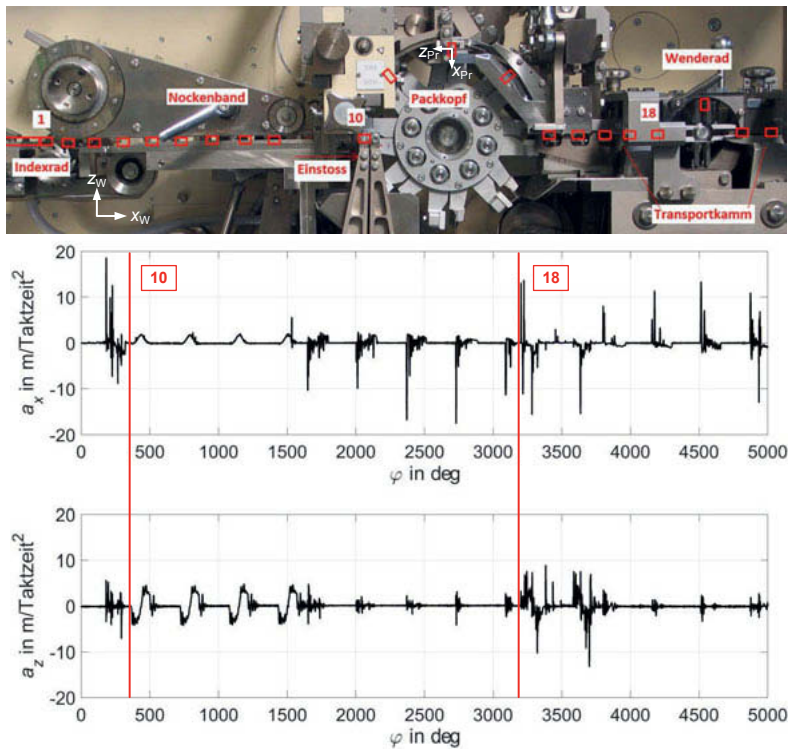


Bild 8: Mit dem Messprodukt aufgenommene sowie normierte und nullpunktverschobene translatorische Beschleunigungen mit Zuordnung zu Maschinenbaugruppen

Die höchsten Belastungen treten im ersten gemessenen Takt, dem Produkteinstoß in den Packkopf, auf. Demzufolge müssen die Vorgänge während dieses Taktes näher untersucht werden, um Verbesserungsmaßnahmen ableiten zu können.

3.2 Analyse kritischer Baugruppen

Die Funktion des Einstoßvorgangs besteht zunächst in der Übernahme und dem Fördern des mit einer konstanten Geschwindigkeit zugeführten Produktes. Anschließend wird das Produkt mit dem Packmittel gefügt und beide werden formschlüssig in den Packkopf gefördert. Die dafür verwendeten Mechanismen sowie die dazugehörigen Arbeitsorgane sind in Bild 9 dargestellt. Die Bewegung des als Einstoßer bezeichneten Arbeitsorgans setzt sich aus einer überwiegend horizontalen Bewegung, erzeugt durch eine umlaufende Kurbel-

schwinde, sowie einer ausgleichenden, kurvengesteuerten Vertikalbewegung zusammen. Das Produkt wird nach dem Auftreffen des Einstößers im horizontalen Teil der Einstößerbewegung beschleunigt, bis es, in einem Gleichlauf von Transferhebel und Einstößer gehalten, in den Packkopf überführt wird. Der Papierhebel fixiert mit dem Transferhebel im Gleichlaufabschnitt weiterhin das Packmittel. Durch den Einstößvorgang wird ein Packmittelröllchen und somit die Grundform der Verpackung hergestellt. Bedingt durch das teilweise formschlüssige Führen des Produktes, werden sehr hohe Anforderungen an die Genauigkeiten der Arbeitsorganbewegungen bei hohen Maschinengeschwindigkeiten gestellt. Daher werden die Übertragungsfunktionen des Transfer- und Papierhebels als HS-Profile ausgeführt.

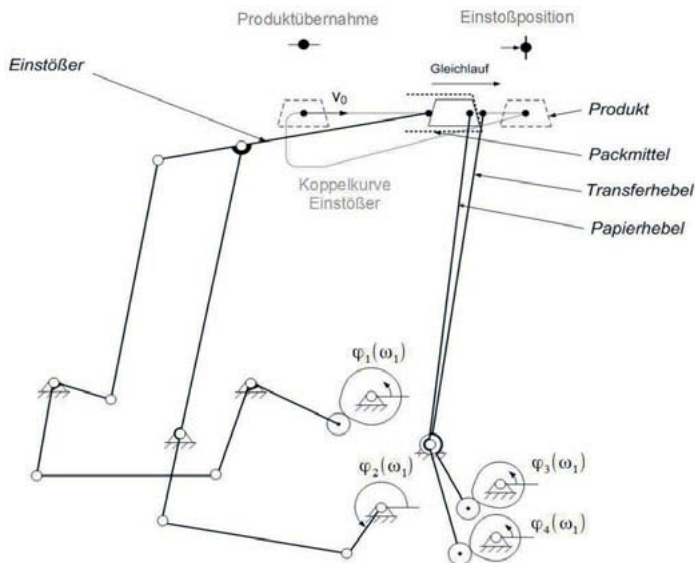


Bild 9: Prinzip der Mechanismen zum Produkteinstoß in den Maschinenpackkopf

Auf Basis der Funktionsweise des Einstößvorgangs werden die nominellen Arbeitsorganbewegungen mit der gemessenen Produktbewegung in Relation gesetzt. Zur Interpretation bietet sich die Betrachtung der jeweiligen Geschwindigkeiten in Förderrichtung an, da hierdurch – im Gegensatz zu Beschleunigungsverläufen – Zusammenhänge einfach erkannt werden können. Dazu werden die Beschleunigungsverläufe des Messproduktes in Förderrichtung numerisch integriert und die Integrationskonstante so angepasst, dass die Endbedingung *Rast im Packkopf* erfüllt ist. Das Ergebnis der Integration im Kontext der Arbeitsorgangeschwindigkeiten ist in Bild 10 dargestellt.

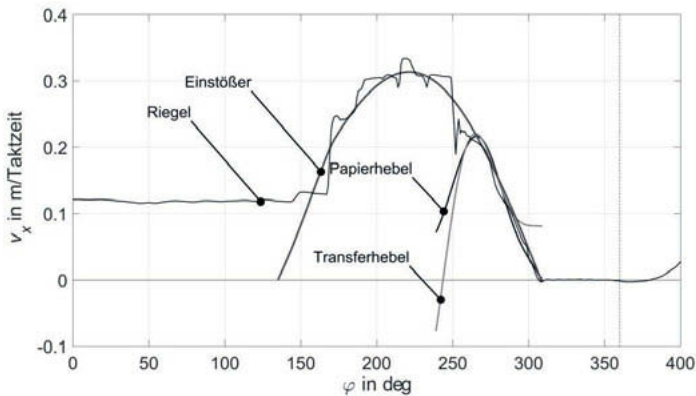


Bild 10: Aus Beschleunigungsmessung abgeleiteter Geschwindigkeitsverlauf des Produktes in Relation zu den Sollgeschwindigkeiten der Arbeitsorgane während des Einstoßes

Der reale Geschwindigkeitsverlauf des Produktes verdeutlicht prinzipielle Probleme bei der Umsetzung des Einstoßvorgangs, die im Rahmen der Entwicklung nicht berücksichtigt worden sind. Dies begründet sich darin, dass die ursprüngliche Maschine nicht für die Verpackung sensibler Schokoladenprodukte, sondern für robuste Kaugummi- und Weichzuckerprodukte entwickelt wurde. Zunächst wird das Produkt nicht schiebend durch den Einstoßer übernommen, sondern erfährt auf Grund einer Geschwindigkeitsdifferenz einen Stoß. Anschließend wird das Produkt nicht geschoben, sondern prallt immer wieder vom Einstoßer ab. Weiterhin ist ein deutlicher Geschwindigkeitssprung des Produktes kurz vor Erreichen des Gleichlaufbereiches mit dem Transferhebel ersichtlich. Dieser resultiert aus dem zu frühen Ablösen des Produktes vom Einstoßer sowie dem anschließenden freien Gleiten des Produktes und dem damit verbundenen zu frühen Kontakt mit dem Transferhebel. Der Kontakt erfolgt zu einem Zeitpunkt, an dem der Transferhebel noch nicht auf die anvisierte Kontaktgeschwindigkeit beschleunigt wurde, weshalb die Differenzgeschwindigkeit zwischen Produkt und Arbeitsorgan verhältnismäßig groß ausfällt. Die beschriebenen Vorgänge verursachen hohe Produktbelastungen, die die Ausbringung limitieren. Einige dieser Zusammenhänge wurden bereits vor Einsatz des Messproduktes als Ursachen erkannt, konnten aber auf Grund der fehlenden technischen Möglichkeiten nicht quantifiziert werden [5].

3.3 Ableitung entsprechender Verbesserungsmaßnahmen

Auf Grundlage der in Abschnitt 3.2 gewonnenen Erkenntnisse können nun entsprechende Verbesserungsmaßnahmen für eine veränderte Umsetzung des Einstoßvorgangs abgeleitet werden. Dies betrifft insbesondere Änderungen des Bewegungsdesigns der Arbeitsorgane:

- **Änderung des horizontalen Geschwindigkeitsprofils des Einstößers**

Auf Grund der aktuell zentrisch ausgeführten Kurbelschwinge zur Realisierung der horizontalen Bewegung des Einstößers, wird dieselbe Zeitdauer für den Hinhub, in dem Produktkontakt vorliegt, wie auch für die Zeitdauer des Rückhubes benötigt. Durch eine Umwandlung in eine exzentrische Kurbelschwinge kann die Geschwindigkeit im Bereich des Produktkontaktes reduziert werden.

- **Änderung der Koppelkurve des Einstößers**

Durch Änderung der Horizontalbewegung der Einstößerbewegung muss auch die vertikale Ausgleichbewegung modifiziert werden. Dabei kann gleichzeitig die Gesamtlänge der Koppelkurve verringert werden, um die Bahngeschwindigkeit zu reduzieren. Weiterhin kann durch die angepasste Vertikalbewegung die Produktübernahme derart gestaltet werden, dass die Differenzgeschwindigkeit beim Auftreffen des Einstößers auf das Produkt verringert wird.

- **Änderung des Transferhebels und des Gleichlaufbereichs**

Um die unvermeidliche freie Gleitbewegung des Produktes auf Grund der Einstößerverzögerung zu berücksichtigen, muss die Bewegung des Transferhebels so geändert werden, dass das Produkt gezielt aufgefangen wird, um somit den produktbelastenden Stoß durch die Differenzgeschwindigkeit zu reduzieren. Dabei müssen die schwingungsreduzierenden HS-Profile Anwendung finden.

Die dargestellten Änderungsmaßnahmen betreffen das jeweilige Bewegungsdesign der Arbeitsorgane, die unter Berücksichtigung von kinematischen, kinetostatischen und dynamischen Restriktionen sowie unter Beachtung von Bauraumbeschränkungen im Folgenden durchgeführt werden.

4. Umsetzung und Nachweis von ausbringungssteigernden Maschinenänderungen

Vor der Umsetzung der ermittelten Ansatzpunkte für Änderungen im jeweiligen Bewegungsdesign der am Einstoßprozess beteiligten Arbeitsorgane müssen die entsprechenden Restriktionen ermittelt werden. In erster Linie resultieren diese aus der Forderung der Nachrüstbarkeit der zu entwickelnden Lösung. Das bedeutet, dass keine Stichmaße der Mechanismengestellpunkte und insgesamt so wenig Teile wie möglich verändert werden sollten. Darüber hinaus sind in Bild 11 der Einstoßmechanismus innerhalb des Maschinengehäuses sowie die außerhalb des Gehäuses agierenden Arbeitsorgane abgebildet. Auf Grund der begrenzten Platzverhältnisse innerhalb des Maschinengehäuses darf der für den Mechanismus notwendige Bauraum nicht größer werden. Dies betrifft insbesondere die Endlagen der Koppelmechanismen sowie die Außendurchmesser der verwendeten Nutkurvenscheiben.

Das erlaubt somit nur eine Maßsynthese des Mechanismus, in welcher außerdem die Synchronität mit relevanten Arbeitsorganen anderer Baugruppen beachtet werden muss.

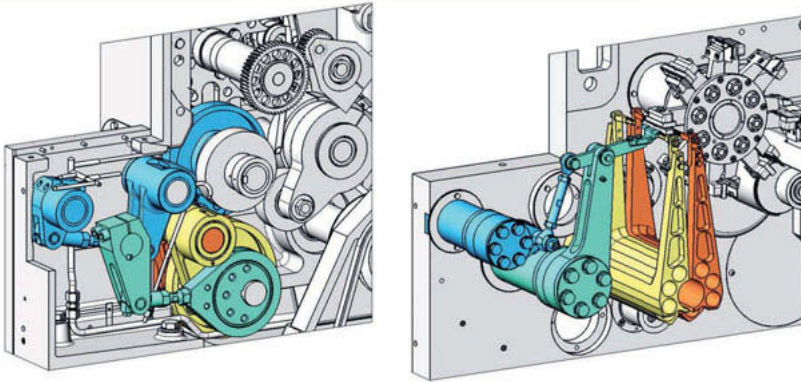


Bild 11: Ansicht der am Einstoß beteiligten Mechanismen innerhalb des Maschinengehäuses (links) und dazugehörige Arbeitsorgane außerhalb des Gehäuses (rechts)

Zunächst wird die Exzentrizität der Kurbelschwinge durch eine Totlagenkonstruktion nach ALT unter Berücksichtigung eines minimalen Übertragungswinkels durchgeführt. Darauf aufbauend wird die Vertikalbewegung der Einstoßerkoppelkurve durch interaktives Bewegungsdesign entsprechend den diskutierten Anforderungen synthetisiert, wobei insbesondere der minimale Krümmungsradius sowie der Kurvenscheibenbauraum begrenzende Kriterien darstellen. Um die freie Gleitbewegung des Produktes gezielt in die Synthese der Transfer- und Papierhebel einfließen zu lassen, wird ein MKS-Modell des Produktes erstellt und unter Nutzung der Messproduktergebnisse validiert, um dann in einem iterativen Prozess Randbedingungen für die Bewegungsvorgaben zu ermitteln. Um abschließend störende Schwingungen bei höheren Maschinengeschwindigkeiten zu vermeiden, werden die Bewegungsvorgaben für Transfer- und Papierhebel durch HS-Profile ersetzt. Detailliertere Informationen zur Synthese der einzelnen Mechanismen unter Berücksichtigung des Prozessmodells sind in [6] nachzulesen.

Die mit diesem Vorgehen synthetisierten Mechanismen ergeben sich durch den Austausch von gerade einmal fünf Bauteilen aus den bisher verbauten Lösungen. In Bild 12 ist zum Vergleich der bisher im Einsatz befindliche Einstoßmechanismus sowie die neue Variante für erhöhte Maschinenausbringungen dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der benötigte Bauraum der Mechanismen nicht vergrößert wurde und somit die Randbedingungen für die Synthesaufgabe eingehalten worden sind.

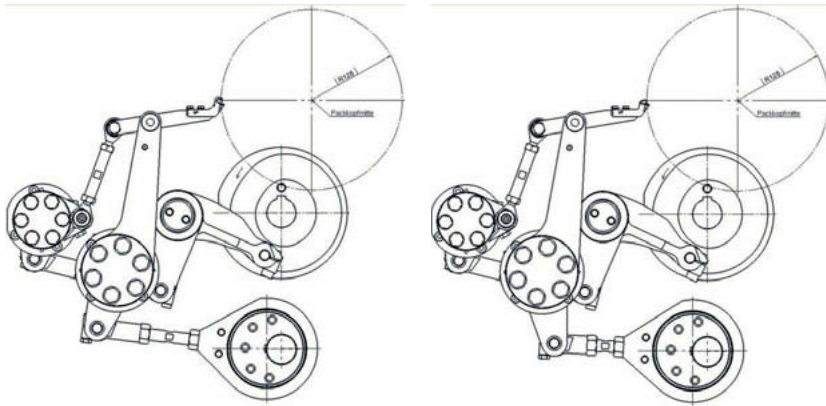


Bild 12: Bisheriger Mechanismus (links) und neue Variante für erhöhte Ausbringung (rechts)

Um die Wirksamkeit der neu synthetisierten Mechanismen nachzuweisen, ist in Bild 13 ein Vorher-Nachher-Vergleich der gemessenen Produktbelastungen für den Einstoßvorgang dargestellt. Auf Grund der Beibehaltung des Bewegungsprinzips bleibt der grundsätzliche Verlauf der Belastungen gleich. Es ist allerdings eine deutliche Reduzierung der Maximalbelastung um 30% zu verzeichnen.

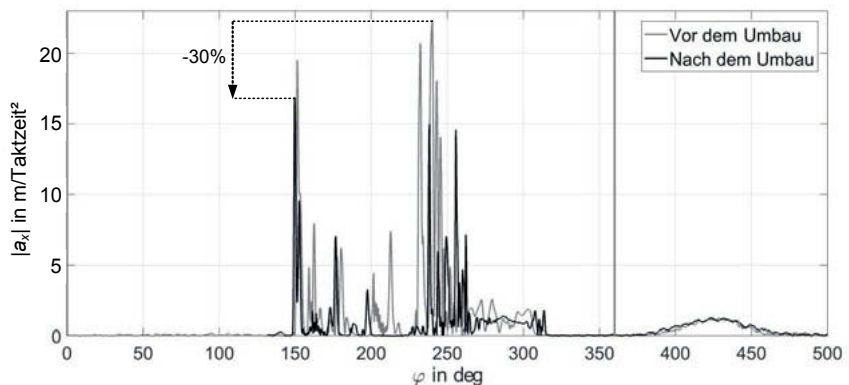


Bild 13: Vorher-Nachher-Vergleich der Produktbelastungen in Transportrichtung während des Einstoßvorgangs in die Maschine

Ein weiterer Unterschied ist im Bereich nach dem Erstkontakt ab ca. 150° Maschinentaktwinkel zu erkennen. Mit dem herkömmlichen Mechanismus ist auf Grund der hohen Differenzgeschwindigkeit ein starkes, mehrfaches Prallen zwischen Einstoßer und Produkt festzustellen, vgl. Bild 10. Dieser Effekt kann mit dem neuen Mechanismus reduziert werden, was eine

geringere Produktbelastung zur Folge hat. Auch die Änderung der Transferhebelbewegung zeigt sich im Vergleich. Die Belastungen reduzieren sich beim Erstkontakt des Produktes mit dem Transferhebel um 35%. Unverändert bleiben die Produktbelastungen während des Fördervorgangs im Packkopf der Maschine ab 360° Maschinentaktwinkel. Da dies eine Restriktion der Synthese war, ist damit der Erfolg des Vorgehens insgesamt nachgewiesen.

5. Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wurde die häufig in der Praxis anzutreffende Aufgabenstellung der nachträglichen Ausbringungssteigerung von etablierten Verpackungsmaschinen behandelt. Diese Forderung resultiert aus der hohen Lebensdauer der Maschinen und den damit einhergehenden Änderungen der Einsatz- und Randbedingungen in der Produktion. Die tatsächliche Ausbringung ist durch die maximale Beanspruchbarkeit der Packgüter begrenzt, weshalb die dafür verantwortlichen Belastungen gezielt reduziert und somit höhere Maschinengeschwindigkeiten ermöglicht werden. Dazu wurden mittels eines miniaturisierten Messsystems Baugruppen identifiziert, bei denen besonders hohe Produktbelastungen auftreten. Dies lieferte Ansätze für entsprechende Änderungen im Bewegungsdesign der Arbeitsorgane und deren konstruktive Umsetzungen. Der Erfolg des beschriebenen Vorgehens wurde durch einen Vorher-Nachher-Vergleich der Produktbelastungen abschließend nachgewiesen, wobei darauf hingewiesen sei, dass die positiven Ergebnisse u. a. auch durch die Einschränkung des möglichen Formatbereiches erzielt worden sind.

Literatur

- [1] G. Bleisch, H.-C. Langowski und J.-P. Majschak, Lexikon Verpackungstechnik, Behr's Verlag, 2014.
- [2] Fraunhofer-IKTS, „Jahresbericht 2016/2017,“ Fraunhofer-Institut für keramische Technologien und Systeme, Dresden, 2017.
- [3] H. Dresig und F. Holzweißig, Maschinendynamik, Springer-Verlag, 2012.
- [4] K. Kaltofen, HS-Bewegungen trotz veränderlicher Antriebsgeschwindigkeit, 2013.
- [5] R. Rieck, „Optimierung ungleichförmig übersetzender Getriebe an einer Verpackungsmaschine,“ in *Tagung Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik: Zukunft gestalten*, Radebeul, 2009.
- [6] C. Troll, J.-P. Majschak, T. Nündel und R. Rieck, „Prozessorientierte Entwicklung schnelllaufender Mechanismen zur Handhabung sensibler Packgüter,“ in *Tagungsband der Fachtagung Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik VVD 2018*, Radebeul.

Aktoriksynthese für hocheffiziente e-Clutch-Systeme

Dipl.-Ing. **A. Uhle**, M.Sc. **P. Starke** IAV GmbH, Chemnitz

Kurzfassung

Handschaltgetriebe gehören nach wie vor zu den weltweit verbreitetsten Getriebearten im Pkw Bereich. Gleichzeitig hat sich eine Hybridisierung oder Teilautomatisierung dieser Getriebe noch nicht durchgesetzt. Die sich weltweit verschärfende Emissionsgesetzgebung sieht einen Grenzwert von 95g/km CO₂ im Jahr 2021 als Flottenmittelwert für jeden Fahrzeughersteller in Europa vor. Unter diesen Randbedingungen wird deutlich, dass die Zukunft des Handschaltgetriebes nur mittels einer Teilautomatisierung der Kupplung und im Weiteren über eine Hybridisierung zu bewerkstelligen ist.

Vor diesem Hintergrund untersucht IAV diverse technische Konzepte auf deren Eignung als e-Clutch System für ein Fahrzeug der Kompaktklasse mit Handschaltgetriebe. Die große Anzahl bereits existierender technischer Konzepte sowie die gestiegenen Anforderungen an Effizienz, Schaltkomfort und Kosten erhöhen die Komplexität bei der Auswahl einer geeigneten Kupplungsaktorik deutlich, wodurch ein systematischer Auswahlprozess sinnvoll erscheint.

Eine neuentwickelte, durchgängige Simulationsmethode ermöglicht bereits im Vorentwicklungsprozess die Analyse, Bewertung und Optimierung von elektromechanischen Schaltkonzepten im Hinblick auf Effizienz, Bauraum, Schaltzeit und Produktkosten. Diese Methode basiert auf der systematischen Parametervariation von Schaltsystemen, wodurch eine optimale Anpassung und Auslegung der Systeme auf den spezifischen Anwendungsfall ermöglicht wird. Dies steigert die Entwicklungssicherheit und kann zu einer signifikanten Reduktion der Entwicklungskosten führen.

Im Rahmen der Untersuchungen wird ein neues IAV e-Clutch Konzept vorgestellt und dessen Abgrenzung zu bereits am Markt bestehenden Aktoriksystemen verdeutlicht. Die Gegenüberstellung von vier unterschiedlichen Schaltsystemen liefert wichtige Erkenntnisse zu deren Eignung als e-Clutch Aktor, im Hinblick auf die quantifizierbaren Bewertungskriterien Schaltzeit, Energieaufnahme, Bauraumbedarf und der zu erwartenden Produktkosten.

1. Motivation

Trotz der zunehmenden Diversität der Antriebssysteme gehören Handschaltgetriebe weiterhin zu den wichtigsten Getriebebauformen, mit einem weltweiten Anteil von 43% bei Neuwagenbestellungen. Der prognostizierte Marktanteil an Neuzulassungen (2025) von Personenkraftfahrzeugen mit Handschaltgetriebe liegt in Europa bei 57%. [1]

Die ab dem Jahr 2021 in Europa in Kraft tretenden Emissionsgrenzen sehen eine Absenkung der gesamten Neuwagenflotte von aktuell 130g CO₂/km auf 95g CO₂/km vor [2]. Diese strengen Abgasrichtlinien sind mit konventionellen Handschaltgetriebe nicht möglich, ohne Einbußen in Hinblick auf Fahrleistung und Komfort hinzunehmen. Die Nichteinhaltung der geforderten CO₂-Grenzwerte zieht dabei erhebliche Strafzahlungen für die Automobilhersteller nach sich. Um zukünftig weiterhin fahrdynamisch attraktive Fahrzeuge mit Handschaltgetriebe anbieten zu können, muss eine Teilhybridisierung angestrebt und der Automatisierungsgrad im Antriebsstrang ausgeweitet werden. Ein Ansatz hierfür ist die Nutzung von automatisierten Kupplungsbetätigungssystemen, welche als e-Clutch Systeme bezeichnet werden. Je nach Automatisierungsgrad dieser Betätigungssysteme stehen zusätzliche Funktionen und Freiheitsgrade zur Antriebsstrangoptimierung zur Verfügung.

Durch die Adaptierung des konventionellen Hydraulikkreislaufs zur Kupplungsaktuierung kann bereits eine Teilautomatisierung der Kupplungsbetätigung vorgenommen werden. Der Einsatz eines zusätzlichen Aktors ermöglicht hierbei die komfortable Nutzung einer „Segel“-Funktion des Fahrzeuges. Der Verbrennungsmotor wird während des „Segelns“ mit Leerlaufdrehzahl betrieben bzw. abgeschaltet, wodurch eine Kraftstoffersparnis zwischen 3% bzw. 5% erzielt werden kann [1]. Weiterhin können Komfortfunktionen hinzugefügt werden.

Höherentwickelte Automatisierungsstufen lösen die direkte mechanische Wirkverbindung zwischen Kupplung und Kupplungspedal auf (Clutch-by-Wire), bzw. verzichten sogar vollständig auf ein Kupplungspedal (elektronisches Kupplungsmanagment). Bei Clutch-by-Wire-Systemen wird das konventionelle Kupplungspedal durch ein Pedal mit Wegsensor und Steuergerät, sowie einem Aktor zur Betätigung der Kupplung ersetzt. Bei Systemen mit elektronischem Kupplungsmanagment kommt lediglich ein Kupplungsaktor mit Steuergerät zum Einsatz. Durch diese Systeme können weitere Funktionalitäten implementiert werden, wie bspw. kupplungsunabhängige Pedalkennlinien, Stauassistenten sowie Schlupfregelungen zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe. Zudem kann eine Teilhybridisierung des Antriebsstranges vorgenommen werden. Hieraus ergeben sich zusätzliche Verbrauchsvorteile

von etwa 5% [1]. Weiterhin ist die Nutzung von elektromechanischen bzw. elektrohydraulischen Kupplungsaktoriksystemen interessant, da diese gegenüber vergleichbaren rein hydraulischen Systemen energetische Einsparpotentiale bieten.

Bedingt durch die große Vielfalt elektromechanischer Aktuierungssysteme und das zunehmend komplexer werdende Aufgabenprofil dieser, ist ein objektiver Auswahlprozess zu einem frühen Zeitpunkt der Produktentwicklung eine große Herausforderung. In Anbetracht dessen wird im Weiteren eine neuartige durchgängige 1D Simulationsmethode zur Analyse, Bewertung, sowie Optimierung von elektromechanischen Schaltsystemen im Hinblick auf Effizienz, Bauraum, Schalteigenschaften und Kosten vorgestellt. Diese Methode basiert auf der systematischen Parametervariation von Schaltsystemen, wodurch eine optimale Anpassung und Auslegung der Systeme auf den spezifischen Anwendungsfall ermöglicht wird. Eine konzeptübergreifende Nutzwertanalyse bildet die Basis für einen objektiven Systemvergleich. Der Prozess wird exemplarisch anhand einer Fahrzeuganwendung mit e-Clutch System beschrieben. Dabei werden vier Kupplungsaktoren simuliert, bewertet und gegenübergestellt.

2. Systematischer Vorentwicklungsprozess – Aktoriksynthese

Der bei IAV entwickelte systematische Vorentwicklungsprozess bildet die Komplexität der Optimierung und Bewertung von elektromechanischen Aktoriksystemen möglichst früh im Entwicklungsprozess ab und dient dem Ingenieur als Werkzeug, um zielgerichtet und mit einem Minimum an Zeitaufwand anwendungsorientierte Lösungskonzepte für vielfältige Aktuierungsaufgaben im Fahrzeugumfeld zu generieren.

Der Simulationsprozess startet mit einer Anforderungsphase in welcher die Zielanwendung der zu betrachtenden Aktoriksysteme sowie die Eingangsgrößen festgelegt werden. Die Kraft-Weg-Kennlinien der zu betätigenden Schaltelemente zählen neben den Maximalwerten von Schaltkraft, Schaltweg und der geforderten Schaltzeit zu den wichtigsten Eingangsparametern und definieren schon zu Beginn die Anzahl und Art der zu untersuchenden Aktoriksysteme. Ebenso werden Limitierungen, wie bspw. die zur Verfügung stehende Bordnetzspannung, berücksichtigt, welche sich durch die Zielanwendung ergeben.

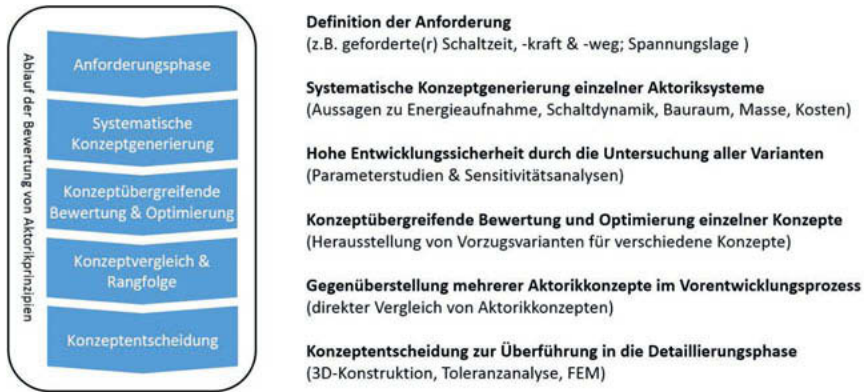


Bild 1: Blockdiagramm des Simulationsprozesses Aktoriksynthese

Kernelement des Simulationsprozesses ist die systematische Konzeptgenerierung elektromechanischer Schaltbetätigungen. Dabei werden zunächst die Haupteinflussparameter solcher Systeme bestimmt und in physikalisch sinnvollen Grenzen variiert. Diese Parameter haben maßgeblichen Einfluss auf die erreichbaren Eigenschaften der betrachteten Aktorikkonzepte in Hinblick auf Schaltdynamik, Energieaufnahme, Bauraumbedarf, Masse sowie Kosten. Die Größe des durch die Parametervariation aufgespannten Suchraums wird durch die Schrittweite der Parametervariation sowie deren Grenzwerte bestimmt und kann pro Aktoriksystem zwischen 1.000 und 5.000.000 Parametersätzen umfassen.

Um Aussagen bezüglich der Eigenschaften der Systeme treffen zu können, erfolgt im nächsten Schritt für jedes Aktorikkonzept eine quasistatische, transiente 1D-Schaltsimulation aller Parametervarianten über den Schaltvorgang. Dabei werden die in den Aktorikkonzepten enthaltenen Elektromotoren und mechanischen Bauteile vordimensioniert und mit ihren spezifischen Kennlinienverläufen, Massenträgheiten und Wirkungsgraden abgebildet. Dadurch wird es möglich, für alle im Suchraum betrachteten Auslegungsvarianten, vereinfachte Bauraummodelle zu generieren, welche erste Packageuntersuchungen, sowie Aussagen über deren jeweilige konstruktive Eignung zulassen.

Die nachgelagerte Nutzwertanalyse filtert und beurteilt alle Auslegungsvarianten hinsichtlich definierter Kriterien konzeptübergreifend und ermöglicht somit eine objektive und nachvollziehbare Bewertung der unterschiedlichen Schaltsysteme. Auf Basis dessen kann ein Systemvergleich durchgeführt werden, welcher die realisierbaren Eigenschaftsintervalle des

jeweiligen Schaltsystems herausstellt. So kann beispielsweise abgeschätzt werden welche Schaltsysteme tendenziell geringere Schaltzeiten ermöglichen oder weniger Energie zum Aktuieren benötigen. Des Weiteren ist die Durchführung von Parameterstudien und Sensitivitätsanalysen möglich, um den Einfluss einzelner Prozessgrößen auf die Syntheseergebnisse bewerten zu können. Die finale Konzeptentscheidung kann anschließend einerseits iterativ, über die manuelle Eingrenzung der Lösungsmenge oder vollautomatisiert über die Nutzwertanalyse erfolgen.

Da die Bandbreite von elektromechanischen Aktorikprinzipien sehr groß ist und die technische Ausführung dieser Systeme sehr unterschiedlich erfolgen kann, ist eine systematische Beschreibung der Teilfunktionen, inkl. möglicher Lösungskonzepte, analog dem Prinzip des morphologischen Kastens, sinnvoll und notwendig. Durch die Zerlegung der Gesamtfunktion in einzelne Teilfunktionen, sowie deren mathematische Beschreibung und Kombination zu einem kompletten Aktorikkonzept, ist zudem die synthetische Erzeugung neuer Schaltsysteme auf Basis bekannter Funktionsprinzipien möglich.

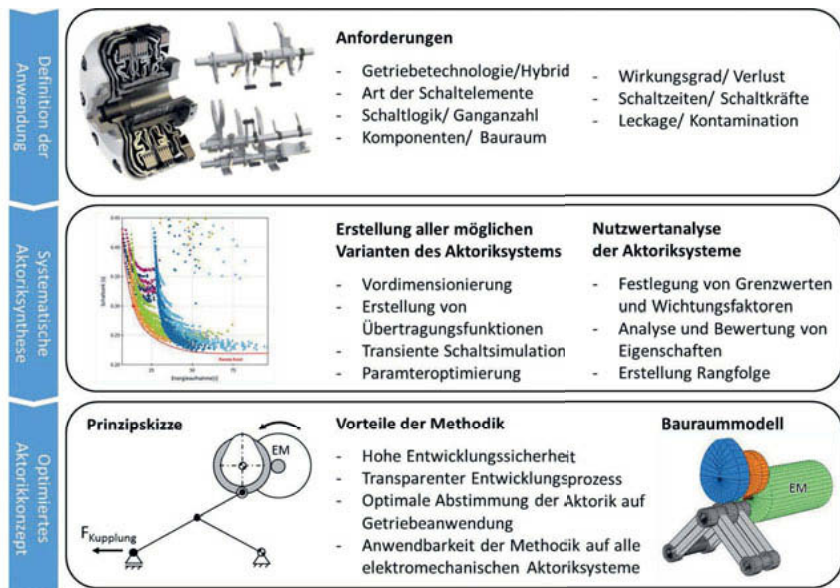


Bild 2: Systematische Konzepterstellung

Diesem Vorentwicklungsprozess schließt sich die Detaillierungsphase ausgewählter Aktorikkonzepte an. Dabei ist die kinematische Grundauslegung der Hauptsystemparameter (z.B. Art und Größe des Elektromotors, mechanische und hydraulische Getriebeübersetzung, Durchmesser und Steigung der Gewindespindel, Koppelgliedabmessungen) als Ergebnis der Aktoriksynthese bereits definiert. Die detaillierte Simulation dynamischer Effekte im Schaltverlauf, die Auslegung der Maschinenelemente, die 3D-Konstruktion und das Ableiten von Fertigungszeichnungen sind die wichtigsten Schritte der Detaillierungsphase, bezogen auf die Hardwareentwicklung elektromechanischer Aktoriksysteme. Toleranzanalysen und FEM-Berechnungen flankieren den Prozess.

3. Elektromechanischer e-Clutch-Aktuator

Der beschriebene Vorentwicklungsprozess wird in diesem Kapitel für ein Handschaltgetriebe mit e-Clutch System detailliert erläutert. Dabei werden zunächst, im Rahmen der Anforderungsphase, die gegebenen Randbedingungen des Systems erfasst. Die verwendete trockenlaufende, normally closed Einscheibenkupplung überträgt ein maximales Motordrehmoment von 200Nm und muss innerhalb von 150ms geöffnet bzw. geschlossen werden können. Die Übersetzung zwischen Ausrückhebel und Ausrücklager beträgt $i_K = 0,5$. Durch die Bordnetzversorgung des Fahrzeuges wird eine Spannung von 12V bei 60A zur Verfügung gestellt. Die innerhalb der transienten 1D-Schaltsimulation verwendete Schaltelementkennlinie ist in **Bild 3** dargestellt.

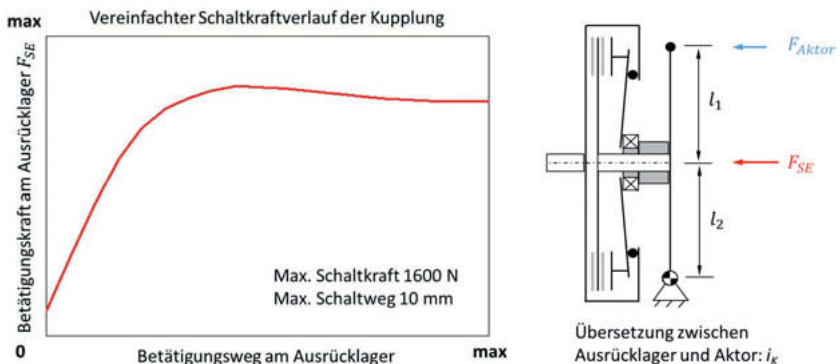


Bild 3: Schaltkraftverlauf der Kupplung am Ausrücklager

Im Rahmen der systematischen Konzeptgenerierung wurden insgesamt vier elektromechanische Kupplungssteller betrachtet. Dies beinhaltet ein Aktuierungskonzept der IAV und drei Wettbewerbssysteme. Anhand des IAV-Aktors soll exemplarisch der Optimierungsprozess innerhalb der IAV-Aktoriksynthese dargelegt werden. Die schematische Darstellung des IAV-Aktuierungskonzept befindet sich in **Bild 4**.

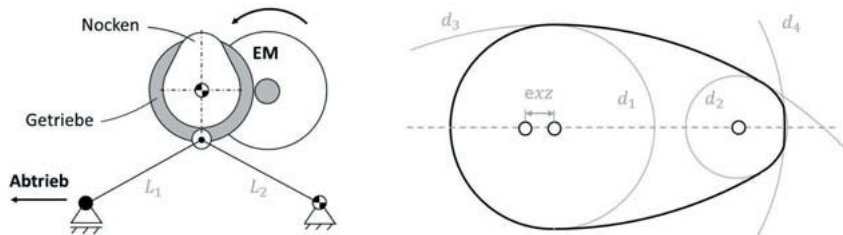


Bild 4: Strukturbild (links) und Nockenkontur (rechts) des IAV-Aktors

Das Aktuierungskonzept besteht aus einer elektrischen Maschine, welche über ein Stirnradgetriebe einen Nocken antreibt. Mittels des Nockenfolgers wird die Bewegung an den Kniehebel weitergeleitet und letztendlich am Ausrücklager wirksam. Die mathematische Beschreibung des Nockens erfolgte über tangential ineinander übergehende Kreise.

In der transienten 1D-Schaltsimulation wird der Schaltvorgang in eine definierte Anzahl Zeitschritte zerlegt und die Kenngrößen des physikalischen Systems für jeden Schritt berechnet. Als Lastkennlinie dient dabei der in **Bild 3** dargestellte Schaltkraftverlauf beim Auslegen der Kupplung. Mithilfe hinterlegter Kennlinienverläufe des Elektromotors kann zu jedem beliebigen Zeitpunkt die Energieaufnahme des Motors aus dem vorliegenden Betriebszustand ermittelt werden. Dieser wird maßgeblich durch das Drehmoment, die Drehzahl und die Verluste des Elektromotors im betrachteten Zeitschritt bestimmt. Als Resultat dieser Simulation ist in **Bild 4** beispielhaft der zeitliche Schaltverlauf des Elektromotors für die optimale Auslegungsvariante des IAV-Konzepts dargestellt.

Die Ansteuerung des Elektromotors erfolgt über die Vorgabe einer Soll-Drehzahl-Kennlinie. Zum Ende des Schaltvorgangs wird innerhalb der Simulation der benötigte Verzögerungsweg bestimmt und die Soll-Drehzahl-Kennlinie entsprechend des geforderten Verzögerungsverhaltens automatisiert angepasst.

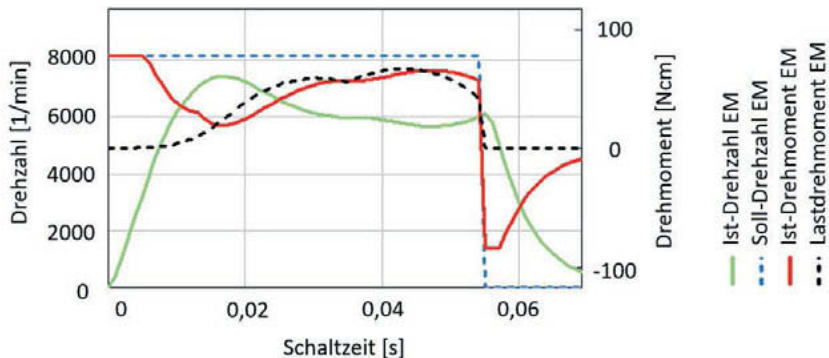


Bild 5: Drehzahl- und Drehmomentverlauf über der Schaltzeit (IAV-Aktor)

Der schwarz dargestellte Kennlinienverlauf entspricht dem notwendigen Lastdrehmoment zur Betätigung der Kupplung, ohne Berücksichtigung von Trägheitseffekten. Ist das Drehmoment des Elektromotors größer als das notwendige Lastdrehmoment, beschleunigt der Aktor. Bei einem niedrigeren Drehmoment des Elektromotors wird das System verzögert. Es ist zu erkennen, dass der Motor zu Beginn des Schaltvorganges mit Maximaldrehmoment unter Berücksichtigung der Bordnetzversorgung das System beschleunigt. Dieses maximale Drehmoment sinkt aufgrund der Leistungsbegrenzung von Antriebsmaschine und Stromversorgung mit steigender Drehzahl.

Das Ziel, des in Kapitel 2 dargestellten Vorentwicklungsprozesses, ist die optimale Auslegung des Systemverhaltens elektromechanischer Schaltsysteme, bezogen auf den jeweiligen Anwendungsfall und Kundenfokus. Ausschlaggebend dafür sind die Hauptsystemparameter, welche im Weiteren für das System Nocken-Kniehebelaktor der IAV, in Tabelle 1 aufgeführt sind. Die Energieaufnahme, Schaltzeit, Kosten und Masse des Aktoriksystems werden dabei maßgeblich von der Größe und Leistung des verwendeten Elektromotors, der nachfolgenden Getriebeübersetzung, der Nockenkontur und der Kniehebelgeometrie bestimmt. Die Variation dieser Parameter in den angegebenen Grenzen und Schrittweiten führt zu einer Variantenvielfalt von circa 4.500.000 Parametersätzen. Da jeder Parametersatz eine Auslegungsvariante des elektromechanischen Schaltsystems darstellt und im weiteren Verlauf die zuvor beschriebene 1D-Schaltsimulation durchläuft, ist der Einsatz von Rechenclustern notwendig um sinnvolle Rechenzeiten zu generieren.

Tabelle 1: Hauptsystemparameter des IAV-Nocken-Kniehebel-Aktors

Hauptsystemparameter	Formelzeichen	Einheit	Grenzwerte		
			Min.	Δ	Max.
12V DC-Elektromotor*	EM	-	1	1	7
Getriebeübersetzung	i	-	5	1	20
Kniehebelabmaße	L_1, L_2	mm	40	2.5	50
Nockenkontur	D_1, D_2	mm	10	1	35
Exzentrizität Nocken	exz	mm	4	1	10

Um eine konzeptübergreifende Optimierung des IAV-Aktors durchzuführen ist die Betrachtung weiterer Systeme analog zum IAV-Konzept notwendig. Die Wettbewerbssysteme sind in **Bild 6** dargestellt und wurden ebenfalls über eine Parametervariation systematisch betrachtet. Das erste Wettbewerbssystem ist ein elektrohydraulisches System, bei dem eine elektrische Maschine über eine Planetenrollenspindel einen Hydraulikkolben in Bewegung versetzt. Durch eine hydraulische Master-Slave-Zylinderanordnung ergibt sich eine Übersetzung zwischen Elektromotor und Ausrücklager der Kupplung. Das zweite Wettbewerbssystem umfasst eine elektrische Maschine, welche über ein Stirnradsegment einen Hebel betätigt. Unterstützt wird die Antriebsmaschine dabei durch eine Kompensationsfeder. Das dritte System besteht aus einer Trapezgewindespindel die über einen Bowdenzug eine Rampe in Bewegung versetzt.

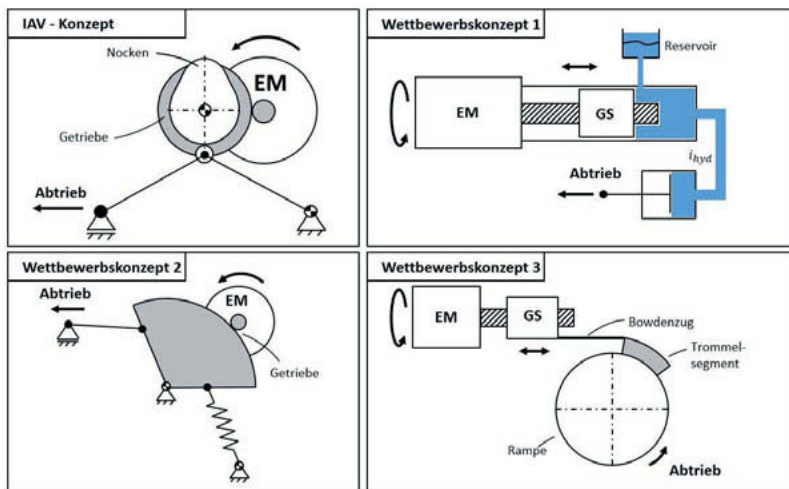


Bild 6: Übersicht der betrachteten Schaltsysteme

Um die Systeme simulieren zu können wurden die Konzepte durch den Aktorisynthesebaukasten aus verschiedenen Funktionsmodulen, nachgebildet. Das Wettbewerbskonzept 1 besteht so beispielsweise aus den Funktionsmodulen: elektrische Maschine, Hydraulikübersetzung und Spindel. Die simulierten Parametersätze der vier Aktuierungskonzepte wurden anschließend durch die Anwendung einer Nutzwertanalyse (NWA) automatisiert bewertet. Die Ergebnisse dieser Betrachtung sind in **Bild 7** dargestellt. Aufgetragen ist dabei der Gesamterfüllungsgrad über der Rangfolge (links) und das Zusammenwirken der Bewertungskriterien Kosten, Energie und Schaltzeit (rechts).

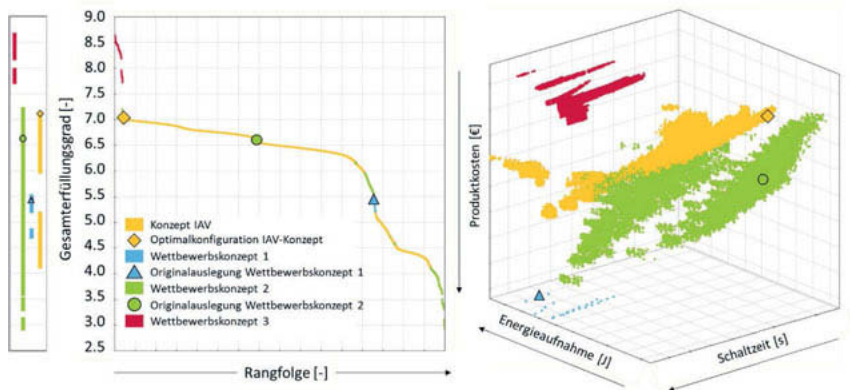


Bild 7: Ergebnisse der Nutzwertanalyse der vier Schaltsysteme

Im linken Teil von **Bild 7** sind die möglichen Gesamterfüllungsgrade, welchen die jeweiligen Systeme erzielen können, abgebildet. Anhand der Ausdehnung der Balken ist die relative Anzahl der betrachteten Parametersätze eines jeden Konzeptes ersichtlich. Bedingt durch die hohe Anzahl an variierten Optimierungsparametern ergeben sich für das IAV-Konzept und das zweite Wettbewerbskonzept die größten Lösungsmengen. Das Wettbewerbssystem eins weist hingegen nur eine sehr geringe Anzahl an Lösungen auf. Dies ist begründet im Zielkonflikt zwischen maximal zulässiger Schaltzeit und Halteleistung, sowie der vergleichsweise geringen Optimierungskomplexität. Weiterhin zu sehen ist, dass die Originalvarianten der Wettbewerber innerhalb des jeweiligen Konzeptes gute Bewertungen erzielen, jedoch ungenutzte Verbesserungspotentiale für das betrachtete Zielsystem offenbleiben. Am besten bewertet wurde das Wettbewerbskonzept drei aufgrund der kostengünstigen Systemkomponenten und dem hochintegrativen Design. So entfällt durch die direkte Anbindung des Aktors am Ausrücklager die Notwendigkeit eines Ausrückhebels. Nachteile solcher Systeme sind jedoch

hohe Wartungskosten beim Austausch des Aktors sowie der Adaptierungsaufwand konventioneller Handschaltgetriebe an das Aktoriksystem. Abhilfe hierbei schaffen Add-On Lösungen wie das Wettbewerbssystem zwei und das für den indischen Markt entwickelte IAV-Konzept. Bei Betrachtung der beiden Systeme erzielt das IAV-Konzept eine deutlich bessere Bewertung als die Auslegungsvariante des Wettbewerbes. Nur unter Berücksichtigung des ungenutzten Konzeptpotentials ist das Wettbewerbssystem zwei besser für den betrachteten Anwendungsfall geeignet als das IAV-Konzept. Den Darstellungen in **Bild 7** ist weiterhin der hohe Einfluss der Kostenwichtung innerhalb der NWA, bezogen auf die Gesamtbewertung, zu entnehmen.

Über eine im **Bild 8** dargestellten Sensitivitätsanalyse wurde zudem der Einfluss von Änderungen an der Nutzwertanalyse auf die Konzeptbewertung betrachtet. Hierfür wurden die Wichtungen aller Bewertungskriterien um jeweils 10% variiert und die Rangfolge der ursprünglichen Nutzwertanalyse mit den durch die Sensitivitätsanalyse neu generierten Rangfolgen verglichen. Bei keiner Veränderung der Reihenfolge würde sich eine ideale Gerade ergeben (gestrichelte Linie). Zu sehen ist, dass sich der qualitative Verlauf der Rangliste nicht verändert. Die maximale Abweichung von der ursprünglichen Rangliste liegt bei 6.5%. Weiterhin ist die Streuung der besten Varianten sehr gering ausgeprägt. Demnach erzielen die Vorzugsvarianten in allen Bewertungskriterien gute und stabile Ergebnisse.

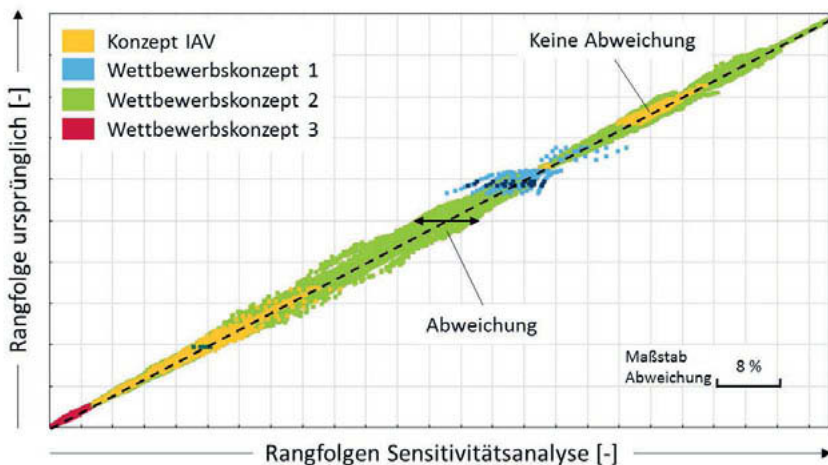
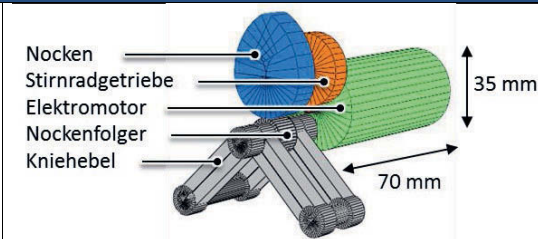


Bild 8: Ergebnisse der Nutzwertanalyse

Anhand der konzeptübergreifenden Bewertung der Schaltsysteme wurde die am besten bewertete Variante des IAV-Konzeptes zur Überführung in die Detaillierungsphase ausgewählt. Auf Grundlage der Syntheseergebnisse erfolgte die Anfertigung einer Konzeptkonstruktion des IAV-Aktors. Die Kenndaten der Optimalkonfiguration, gemäß NWA, sind in **Tabelle 2** zusammengefasst. Diese bilden die Basis der nachfolgenden Detaillierungsphase.

Tabelle 2: Kenndaten des optimierten IAV-Nocken-Kniehebel-Aktors

Optimierungsparameter	
Elektromotor	12V DC ($P_N = 62\text{W}$ / $n_N = 7600\text{rpm}$ / $M_N = 0.08\text{Nm}$)
Stirnradübersetzung	11
Nockenkontur	Durchmesser 1: 28 mm Durchmesser 2: 13 mm Durchmesser 3: 71 mm Durchmesser 4: 61 mm Exzentrizität: 5 mm
Kniehebelabmaße	Länge 1: 40 mm Länge 2: 40 mm
Eigenschaften	
Schaltzeit:	0.073 s
Energieaufnahme:	23.77 J
Masse:	1.53 kg
Volumen:	0.76 L
Produktkosten:	25,00 €
 <p>Nocken Stirnradgetriebe Elektromotor Nockenfolger Kniehebel</p> <p>35 mm 70 mm</p>	

4. Zusammenfassung

Im Beitrag wurde eine neue Methodik zur systematischen Generierung und Optimierung von elektromechanischen Schaltsystemen vorgestellt. Das Potential dieser Methodik wurde anhand der Kupplungsaktorik für ein teilautomatisiertes Handschaltgetriebe demonstriert. Der Auswahlprozess erfolgt mittels technischer und wirtschaftlicher Bewertungskriterien, welche innerhalb einer NWA zu einer Gesamtbewertung vereint werden. Die Vorteile der vorgestellten Methodik liegen in der objektiven Bewertung der betrachteten Schaltsysteme sowie in der umfassenden Untersuchung einer Vielzahl technisch sinnvoller Konzepte. Dabei können Parameterstudien und Sensitivitätsanalysen direkt aus den Ergebnissen abgeleitet werden. Weiterhin bildet diese rechnergestützte Systematik die Basis für einen transparenten und nachvollziehbaren technischen Entwicklungsprozess, mit welchem sowohl Entwicklungszeit als auch -kosten eingespart werden können. Die Anwendbarkeit der vorgestellten Methodik ist zudem nicht auf die Kupplungsaktorik in Fahrzeuggetrieben beschränkt, sondern kann beliebig auf weitere Einsatzgebiete der Elektromechanik übertragen werden (bspw. Gangsteller- und Parksperrenorik, Karosserieaktorik) [3].

Die vorgestellte Konzeptuntersuchung von vier ausgewählten Kupplungsbetätigungssystemen liefert Erkenntnisse zur Eignung bereits am Markt existierender e-Clutch Systeme für den betrachteten Anwendungsfall eines Kompaktklassewagens. Dabei wurden alle Konzepte einer Parameteroptimierung unterzogen und die konkreten Auslegungsvarianten der Wettbewerbskonzepte in die Lösungsmenge eingeordnet. Die Bewertung fand unter Berücksichtigung der quantifizierbaren Kriterien: elektrische Energieaufnahme während des Schaltvorganges, erreichbare Schaltzeit, Systemmasse, Bauraumbedarf und voraussichtliche Produktkosten statt. Es ist festzustellen, dass die bestehenden Serienprodukte durchweg gute Bewertungen erhalten, jedoch technisch und kommerziell Optimierungspotentiale aufweisen.

Abschließend ist festzustellen, dass ein großes Marktpotential bei e-Clutch Systemen in den kommenden Jahren zu erwarten ist, da andernfalls die strengen Emissionsgesetzgebungen, bei gleichzeitig hohem Marktanteil von Handschaltgetrieben, nicht eingehalten werden können. Das von IAV entwickelte e-Clutch Konzept stellt eine preiswerte und robuste Add-on Lösung dar, welche sowohl für den europäischen als auch für den asiatischen Markt geeignet ist. Das Aktorikkonzept weist innerhalb der Konzeptstudie deutliche Vorteile im Bereich Schaltzeit und Produktkosten, gegenüber den Wettbewerbslösungen, auf.

5. Literaturverzeichnis

- [1] Welter, R; Kneißler, M.: Handschaltgetriebe hat Zukunft. E-Clutch und Hybridisierung. 11. Schaeffler Kolloquium, Baden-Baden 2018

- [2] Verordnung (EU) Nr. 333/2014 des europäischen Parlaments und des Rates

- [3] Uhle, A.: Actuation Synthesis for New Hybrid Transmission Application (DHT). In: 3. Internationale VDI Fachkonferenz Steuerung und Regelung von Getrieben, Bonn, 2017

Gestaltungsaspekte des prozessorientierten Bewegungsdesigns am Beispiel des intermittierenden Stückguttransports

Dipl.-Ing. **C. Troll**, Prof. Dr.-Ing. **J.-P. Majschak**,
Professur für Verarbeitungsmaschinen/Verarbeitungstechnik,
Institut für Naturstofftechnik, Technische Universität Dresden

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden am Beispiel des intermittierenden Stückguttransports in Verarbeitungsmaschinen Strategien zur Berechnung von Bewegungssollwerten diskutiert, wobei verschiedene Gestaltungsaspekte Einfluss finden. Ausgehend von der zu realisierenden Verarbeitungsaufgabe wird ein konventionelles Bewegungsprinzip abgeleitet und Sollwertvorgaben mittels Bewegungsgesetzen und Methoden der VDI-Richtlinie 2143 berechnet. Die Planung erfolgt dabei am Arbeitsorgan, das von einem ebenen Mechanismus geführt wird. Die damit maximal erreichbare Maschinenausbringung ist sowohl durch den Prozess als auch durch das Antriebsvermögen begrenzt, weshalb ein alternatives Bewegungsprinzip vorgestellt wird, das die Prozesscharakteristik gezielt ausnutzt. Entsprechende Sollwerte werden mittels numerischer Lösung eines Optimalsteuerungsproblems berechnet. Abschließend wird auf Herausforderungen bei der Realisierung dieses Prinzips hingewiesen, entsprechende Lösungsstrategien werden diskutiert und die praktische Machbarkeit wird nachgewiesen.

Abstract

This paper deals with different strategies for calculating motion specifications at the example of the intermittent transport of pieced goods in processing machines, whereby different design aspects are considered. Starting from the processing task which has to be realized, a conventional motion principle is derived and motion specifications are calculated using motions laws and methods of VDI guideline 2143. The motion planning is realized at the working tool which is guided by a planar mechanism. The herewith maximum achievable machine output is limited both by the process as well as by the drive capability. Hence, an alternative motion principle is presented that makes targeted use of the process characteristics. Corresponding motion specifications are calculated by the numerical solution of an optimal control problem. Eventually, challenges in implementing this alternative principle are pointed out, corresponding solution strategies are discussed and the practical feasibility is demonstrated.

1. Einleitung und Motivation

Um einen wirtschaftlichen Betrieb von Verarbeitungsmaschinen zu gewährleisten, werden diese häufig mit der Intention einer maximalen tatsächlichen Ausbringung betrieben. Diese berechnet sich aus dem Verhältnis von produzierten und verkäuflichen Produkten zu Produktionszeitraum [1]. Die Maschinenausbringung ist dabei nicht proportional zur eingestellten Maschinengeschwindigkeit, sondern fällt beim Überschreiten einer kritischen Optimalgeschwindigkeit wieder ab, da zunehmend Produkte zerstört werden, Ausschuss produziert wird oder die Maschine zur Problembeseitigung gestoppt werden muss. Produktzerstörungen sind meist in einem zu hohen Energieeintrag durch ein Arbeitsorgan begründet. Dieser Eintrag resultiert aus der Wechselwirkung von Arbeitsorgan und Verarbeitungsgut und kann im Rahmen des Entwicklungsprozesses gezielt beeinflusst werden.

Ein Schwerpunkt in der Verarbeitungsmaschinenentwicklung ist daher die Synthese von Arbeitsorganbewegungen, auch als Bewegungsdesign bezeichnet [2], die die sichere Erfüllung von Verarbeitungsvorgängen ermöglichen. Da es aus theoretischer Sicht unendlich viele Möglichkeiten gibt, Bewegungsverläufe festzulegen, sind die Einführung von Bewertungskriterien sowie die Beachtung von Gestaltungsaspekten, wie Restriktionen und Einschränkungen, notwendig, um die beste Lösung auszuwählen. Einen Anhaltspunkt hierfür liefert die VDI/VDE-Richtlinie 3547 [3]. Darin wird u. a. ausgeführt, dass das wichtigste Kriterium zur Bewertung einer Bewegung zunächst die erfolgreiche Prozessrealisierung ist, da andernfalls die Maschine unbrauchbar ist. Weitere Gestaltungsaspekte sind in Bild 1 dargestellt.

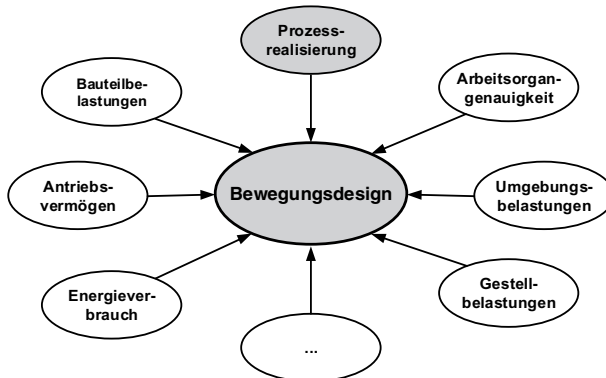


Bild 1: Zu berücksichtigende Gestaltungsaspekte des Bewegungsdesigns nach [3] und [4]

Ausgangspunkt für die Synthese von Arbeitsorganbewegungen ist die Definition der Verarbeitungsaufgabe sowie die entsprechende Abstraktion der dafür erforderlichen Bewegungen.

In einem zweiten Schritt wird darauf aufbauend die Bewegungsaufgabe abgeleitet und Sollwerte werden mathematisch formuliert. Abschließend müssen zur Realisierung der berechneten Arbeitsorganbewegungen Antriebslösungen gefunden werden. Für jeden Teilschritt sind Modelle unterschiedlicher Komplexität notwendig, wobei der Komplexitätsgrad von einfachen qualitativen Denkmodellen bis hin zu verifizierten und validierten Computermodellen reichen kann. Weiterhin erhöht sich mit jedem der dargestellten Schritte die Anzahl an zu berücksichtigenden Restriktionen und Einflussgrößen.

Im Folgenden wird an einem praxisrelevanten Beispiel das beschriebene Vorgehen demonstriert. Darauf aufbauend werden Möglichkeiten diskutiert, wie die Forderung nach einer maximalen Maschinenausbringung durch gezieltes Bewegungsdesign erfüllt werden kann.

2. Exemplarische Verarbeitungsaufgabe und Ableitung der Bewegungs- sowie Antriebsaufgabe

2.1 Beschreibung

Eine häufig in Verarbeitungsmaschinen anzutreffende Aufgabe ist das intermittierende Fördern von kleinstückigen Gütern, wie z. B. Schokoladenriegel. Die abgeleitete Bewegungsaufgabe besteht darin, innerhalb eines Taktes das Stückgut einen Teil eines Gesamthubes zu fördern (Förderphase) und anschließend mit dem Arbeitsorgan (AO) zur Ausgangsposition zurückzukehren (Rückhubphase). Demzufolge besteht die Antriebsaufgabe in der Realisierung einer komplexen ebenen Bewegung, welche z. B. durch einen ebenen Mechanismus mit Laufgrad 2, dargestellt in Bild 2, umgesetzt werden kann.

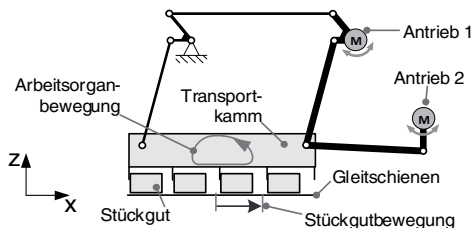


Bild 2: Ebener Mechanismus mit Laufgrad 2 zum intermittierenden Fördern von Stückgütern

Zur Umsetzung der Verarbeitungsaufgabe mit Hilfe des Mechanismus und des Transportkamms als Arbeitsorgan wäre es denkbar, die jeweiligen Zinkenabstände exakt so groß zu wählen, wie die jeweiligen Stückgüter breit sind und somit einen Formschluss zu realisieren. Dies ist in der Praxis auf Grund von Bewegungs- und Produkttoleranzen nicht zielführend und ginge darüber hinaus mit ungünstigen Randbedingungen für die Arbeitsorganbewegung einher. Daher muss der Zinkenabstand größer sein als die Stückgutbreite. Soll neben den

notwendigen Gleitschienen auf weitere Kontaktelemente, wie z. B. Bremsen, verzichtet werden, so ergibt sich das in Bild 3 dargestellte konventionelle Bewegungsprinzip.

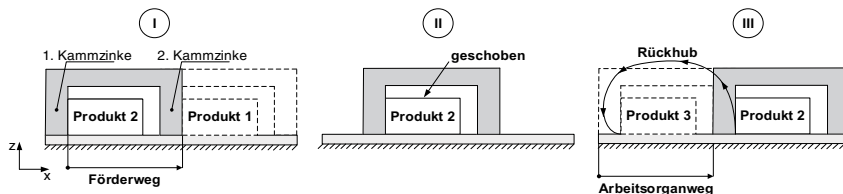


Bild 3: Konventionelles Bewegungsprinzip zum intermittierenden Fördern von Stückgütern

Da die Bewegung des AO intermittierend ausgeführt werden soll, muss sich das Stückgut am Anfang und am Ende der Förderphase in einer Rast befinden. Hieraus ergeben sich für eine gegebene Taktzeit T , dem Förderphasenzeitanteil b und dem geforderten Hub s_{Hub} die notwendigen Randbedingungen für eine Berechnung der Arbeitsorganbewegung.

2.2 Zu berücksichtigende Randbedingungen und Einflussgrößen

Für die konkretisierte Aufgabe sollen nun Bewegungsvorgaben berechnet werden. Hierbei stellt sich die Frage nach zu berücksichtigenden Randbedingungen und Einschränkungen, von denen wesentliche in Bild 1 bereits dargestellt sind. Zunächst steht die Erfüllung der Verarbeitungsaufgabe, welche hier in der korrekten Positionierung des Stückgutes liegt, im Fokus. Als erstes Kriterium wird daher der Abstand Δx des positionierten Stückgutes am Ende der Förderphase von der geplanten Position herangezogen. Aus Erfahrung hat sich die Bedingung $|\Delta x| \leq 0,5 \text{ mm}$ zur Realisierung eines stabilen Prozesses bewährt.

Ein weiteres hier zu berücksichtigendes Kriterium besteht in dem begrenzten Antriebsvermögen der verwendeten Servomotoren. Dieses soll hier exemplarisch über das Maximalmoment repräsentiert werden, welches bei den eingesetzten Motoren bei $|M_{\text{An}}| \leq 15 \text{ Nm}$ liegt. Im Allgemeinen setzt sich das an einem Antrieb eines Mechanismus aufzubringende Moment nach [5] aus folgenden Teilen zusammen:

$$M_{\text{Antrieb}} = M_{\text{Kinetisch}} + M_{\text{Statisch}} + M_{\text{Reibung}} + M_{\text{Prozess}} \quad (1)$$

Im betrachteten Beispiel kann eine Rückwirkungsfreiheit vom Prozess auf die anzutreibenden Motoren unterstellt werden, sodass das dazugehörige Moment in der Betrachtung entfällt. Die Antriebsmomente resultieren somit aus den zu überwindenden Trägheits- und Potentiallasten des Mechanismus sowie aus den Gelenk- und Getriebereibungen.

Die beiden aufgeführten Kriterien werden in der nun folgenden Bewegungsfestlegung Berücksichtigung finden. Da die Anforderungen durch den Prozess lediglich in der Förderphase gegeben sind, wird nur diese und nicht die Rückhubphase betrachtet.

3. Konventionelles Bewegungsprinzip mit Bewegungsgesetzen

Mit den in Abschnitt 2.1 definierten Randbedingungen der Bewegung, kann nun ein Bewegungsgesetz nach VDI-Richtlinie 2143 [6] zur Berechnung der Arbeitsorganbewegung herangezogen werden, wobei zunächst das 3-4-5-Polynom genutzt wird. Die dazugehörigen kinetischen und statischen Lasten für diese Vorgabe ergeben sich aus einer kinetostatischen Analyse des Mechanismus nach [5]. Die zusätzlichen Reiblasten werden über eine am realen Mechanismus aufgenommen Kennlinie ermittelt. Es ergeben sich damit für 57 Takte/Minute die in Bild 4 dargestellte Bewegungsvorgabe sowie die Antriebsmomente.

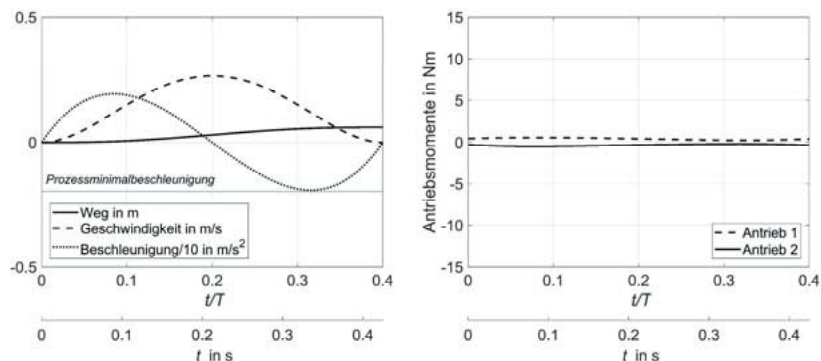


Bild 4: 3-4-5-Polynom als Bewegungsvorgabe am Arbeitsorgan und dazugehörige Antriebsmomente für 57 Takte/Minute.

Eine Umsetzung des Prozesses mit dieser Bewegungsvorgabe am realen Mechanismus ist in Bild 5, Reihe a) dargestellt. Das Stückgut wird dabei wie in den anfänglichen Überlegungen schiebend gefördert und korrekt positioniert.

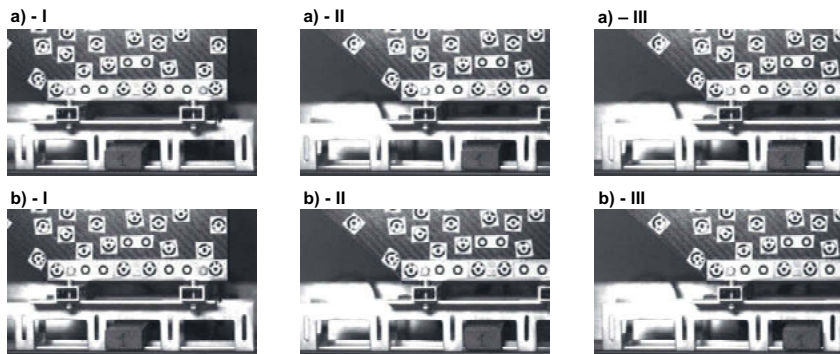


Bild 5: Vergleich der Prozessumsetzung für die Vorgabe eines 3-4-5-Polynoms in drei Schritten. Reihe a) zeigt die Ausführung bei 57 Takten/Minute, Reihe b) bei 120 Takten/Minute.

Da sowohl die Forderungen des Prozesses als auch die der Antriebe bei dieser Ausführung nicht verletzt werden, kann zur Erhöhung der Maschinenausbringung nun versucht werden, die Maschinengeschwindigkeit zu erhöhen. Eine entsprechende Umsetzung des Prozesses bei einer Maschinengeschwindigkeit von 120 Takten/Minute ist in Reihe b) der Bild 5 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass das Stückgut nicht die gesamte Zeit schiebend gefördert wird, sondern sich während des Verzögerns des AO (Schritt II) von diesem löst und frei gleitet, bis es auf Grund der Reibung zum Stillstand kommt. Dies hat eine Fehlpositionierung zur Folge, wodurch der Prozess als nicht erfolgreich bezeichnet werden muss. Mithin beträgt die tatsächliche Maschinenausbringung in diesem Fall 0 Produkte/Minute, was zeigt, dass eine Erhöhung der Maschinengeschwindigkeit über einen optimalen Wert hinaus zu einer Verringerung der Ausbringung führt. Gesucht ist demzufolge ein Bewegungsgesetz, bei dessen Anwendung die dazugehörige maximale Ausbringung auch global maximal ist.

Eine Fehlpositionierung des Stückgutes tritt auf, falls die Minimalbeschleunigung des AO geringer als die durch Reibung zwischen Gleitschienen und Stückgut verursachte Prozessminimalbeschleunigung ist. Diese lässt sich mit μ als Gleitreibungskoeffizient und g als Ortsfaktor wie folgt berechnen:

$$a_{\min} = -\mu \cdot g. \quad (2)$$

Unterschreitet die Minimalbeschleunigung einer Bewegung diesen Grenzwert nicht, so kann der Prozess ohne freies Gleiten erfolgreich durchgeführt werden. Somit ergibt sich für die Randbedingungen der Bewegung sowie den normierten Beschleunigungskennwert c_a eines angewandten Bewegungsgesetzes die optimale Maschinengeschwindigkeit für eine maximale Maschinenausbringung einer Bewegung zu:

$$T_{\text{opt}} = \sqrt{-\frac{c_a \cdot s_{\text{Hub}}}{b^2 \cdot a_{\min}}}. \quad (3)$$

In [6] und [7] werden verschiedene Bewegungsgesetze und deren normierte Kennwerte vorgestellt, so dass für diese mit Gleichung (3) die jeweilige Maximalausbringung berechnet werden kann. Dabei werden, neben dem ruckbehafteten Beschleunigungsrechteck als Vergleichsmaßstab, lediglich ruckfreie Vorgaben genutzt. Ein Vergleich der jeweilig erreichbaren Maximalausbringungen ist in Bild 6 dargestellt.

Die mit diesem Prinzip berechneten Vorgaben werden jeweils nur durch den Prozess begrenzt, nicht aber durch das Antriebsvermögen der Servomotoren. Eine Möglichkeit die Minimalbeschleunigung zu erhöhen, besteht nach VDI-Richtlinie 2143 in der Anwendung eines unsymmetrischen Bewegungsgesetzes durch Anwendung der Wendepunktverschiebung auf ein bestehendes Bewegungsgesetz. In Abbildung 7 ist exemplarisch ein wendepunktverschobenes 3-4-5-Polynom dargestellt, wodurch die Bewegung unsymmetrisch wird und so-

mit die Minimalbeschleunigung gegenüber dem symmetrischen Gesetz zu Gunsten der Prozessrealisierung steigt. Damit ist eine Maschinengeschwindigkeit von 70 Takten/Minute umsetzbar ohne die Grenzen des Antriebsvermögens zu erreichen.

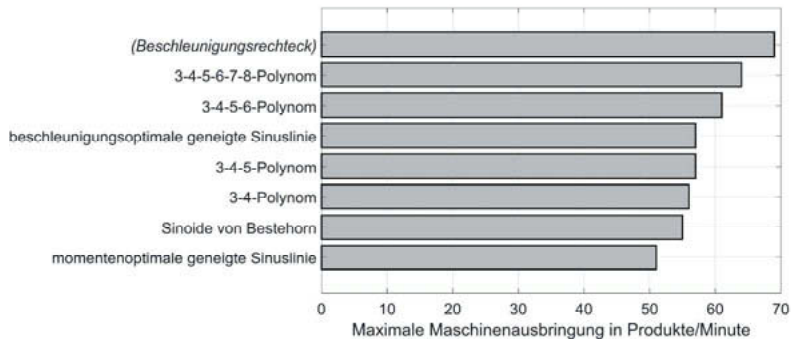


Bild 6: Vergleich von maximal erreichbaren Maschinenausbringungen für die Vorgabe verschiedener Rast-in-Rast-Bewegungsgesetze am Arbeitsorgan.

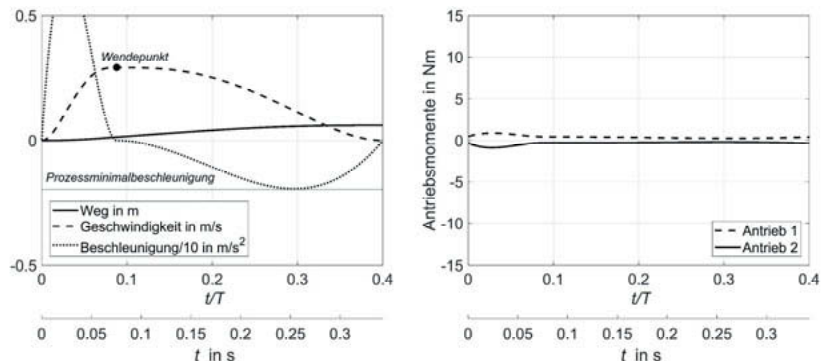


Bild 7: Wendepunktverschobenes 3-4-5-Polynom ($\lambda = 0,25$) als Bewegungsvorgabe am Arbeitsorgan und dazugehörige Antriebsmomente für 70 Takte/Minute.

Die Frage nach der Maximalausbringung für dieses Prinzip stellt ein zweiparametrisches Optimierungsproblem dar, wobei der Parameter λ und die Maschinengeschwindigkeit iteriert werden und gleichzeitig die Maschinengeschwindigkeit als Zielkriterium dient. Als Nebenbedingungen werden die nicht zu unterschreitende Prozessminimalbeschleunigung sowie das maximale Antriebsvermögen herangezogen. Als Lösung ergibt sich für $\lambda = 0,01$ eine maximale Maschinenausbringung von 78 Produkten/Minute. Dies stellt zwar im mathematischen Sinne eine optimale Lösung dar, kann aber in der Realität auf Grund der sehr hohen Beschleunigungsänderung nicht durch das Antriebssystem und die Mechanik in dem geforderten Maße umgesetzt werden.

4. Alternatives Bewegungsprinzip zur Erhöhung der Maschinenausbringung

4.1 Beschreibung

Aus den bisherigen Untersuchungen folgt, dass die maximal erreichbare Maschinenausbringung für den betrachteten Beispielprozess durch geschicktes Bewegungsdesign gegenüber der Anwendung konventioneller Bewegungsgesetze erhöht werden kann. Begrenzt wird die Ausbringung aber sowohl durch den Prozess als auch durch das Antriebsvermögen. Stellt sich die Frage nach einer weiteren Erhöhung der Maschinenausbringung, wobei weder eine Veränderung der Mechanik noch des Antriebssystems erfolgen soll, so bietet sich ein grundsätzliches Überdenken der Bewegungsaufgabe an. Da in Abschnitt 3 das Ablösen und freie Gleiten des Stückgutes als limitierender Faktor der Maschinenausbringung identifiziert wurde, ist es naheliegend diesen Effekt gezielt innerhalb einer prozessorientierten Bewegungsführung auszunutzen. In Bild 8 ist ein entsprechendes alternatives Bewegungsprinzip skizziert. Hierbei beschleunigt das AO das Stückgut und verzögert aber anschließend bewusst, wodurch es zu einem Ablösen und freien Gleiten kommt. Anschließend wird das AO wieder beschleunigt, damit die gegenüberliegende Zinke das Stückgut gezielt auffangen und in den Stillstand überführen kann. Die Vorteile dieses Prinzips liegen in der gezielten Ausnutzung des unvermeidlichen freien Gleitens des Stückgutes bei hohen Maschinengeschwindigkeiten sowie in der Verkürzung des zurückzulegenden Arbeitsorganwegs.

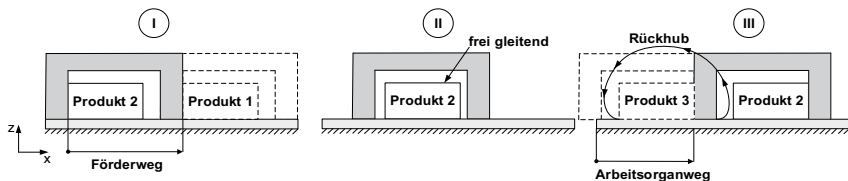


Bild 8: Alternatives Bewegungsprinzip zum intermittierenden Fördern von Stückgütern

Die zu diesem alternativen Bewegungsprinzip gehörigen prinzipiellen Bewegungsabläufe sind in Bild 9 sowohl für den Weg als auch die Geschwindigkeit dargestellt.

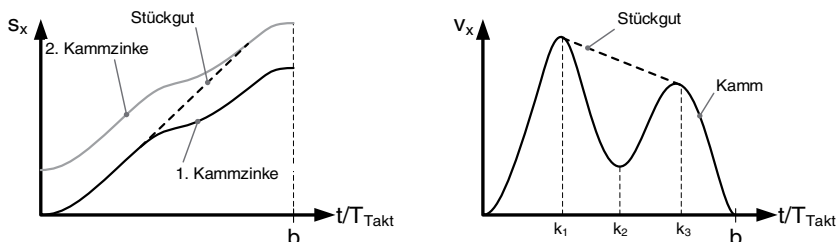


Bild 9: Qualitativer Weg- und Geschwindigkeitsverlauf für alternatives Bewegungsprinzip

Das vorgestellte alternative Bewegungsprinzip wurde erstmalig in [8] vorgestellt und dort unter Anwendung der Graphenmethode gelöst. Dabei wurden zeitminimale Trajektorien unter Berücksichtigung maximal möglicher Antriebsmomente sowie Winkelgeschwindigkeiten berechnet, wobei insbesondere die Prozesscharakteristik berücksichtigt worden ist. Nachteilig an diesem Ansatz sind die in [8] dargestellten ruckbehafteten Bewegungsvorgaben. Darauf aufbauend wurde in [9] gezeigt, dass das alternative Bewegungsprinzip auch durch ein statisches Optimierungsproblem gelöst werden kann. Dabei werden Stützpunkte für Ort, Geschwindigkeit und Beschleunigung definiert und diese abschnittsweise mit ruckfreien Polynomen verbunden. Es wird also ein Bewegungsverlauf durch die Festlegung endlich vieler Parameter synthetisiert. Diese Parameter können im Rahmen eines statischen Optimierungsverfahrens iterativ bestimmt werden. Dabei fand das begrenzte Antriebsvermögen keinen direkten Einfluss auf die Optimierung, sondern wurde nur im Anschluss überprüft. Auf Grund der genannten Nachteile der bisherigen Ansätze soll nun eine Möglichkeit vorgestellt werden, bei der sowohl ruckfreie Bewegungsvorgaben berechnet als auch alle bisher definierten Beschränkungen direkt innerhalb einer Rechnung berücksichtigt werden.

4.2 Bewegungsberechnung mittels Optimalsteuerung

Die optimale Planung von Trajektorien stellt aus mathematischer Sicht ein dynamisches Optimierungsproblem dar, das mit Methoden der aus der Variationsrechnung hervorgegangenen Optimalsteuerungstheorie gelöst werden kann. Der Einsatz von Optimalsteuerungen bei der Bahnplanung von Industrierobotern wurde beispielsweise erfolgreich in [10] dargestellt.

Zur Behandlung der Aufgabenstellung als Optimalsteuerungsproblem ist zunächst die Systemdifferentialgleichung zu definieren. Der Einfachheit halber wird die Interaktion von AO und Stückgut eindimensional in Förderrichtung betrachtet. Zur Behandlung der Systemdifferentialgleichung innerhalb des Optimalsteuerungsproblems ist es zielführend, diese in die Zustandsraumdarstellung zu überführen:

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{b} \cdot u. \quad (4)$$

Hierin bezeichnet \underline{x} den Zustandsvektor, \underline{A} die Systemmatrix, \underline{b} den Eingangsvektor und u die Steuergröße, welche hier die Beschleunigungsänderung des Arbeitsorgans ist. Dadurch wird die Berechnung von ruckbehafteten Bewegungsvorgaben verhindert. Für die Zustandsgrößen müssen zur Berechnung zunächst die geforderten Anfangs- und Endbedingungen festgelegt werden:

$$\underline{x}(0) = \underline{x}_{\text{Start}}, \quad \underline{x}(b \cdot T) = \underline{x}_{\text{Ende}}. \quad (5)$$

Darüber hinaus sind die Beschränkungen für die Zustands- und Steuergrößen sowie Nebenbedingungen für Berücksichtigung des beschränkten Antriebsvermögens zu formulieren:

$$\underline{x}_{\max}(t) - \underline{x}(t) \geq 0, \quad \underline{x}(t) - \underline{x}_{\min}(t) \geq 0, \quad (6)$$

$$u_{\min} \leq u \leq u_{\max}, \quad (7)$$

$$w(\underline{x}(t), u(t)) \geq 0. \quad (8)$$

Insbesondere die zeitvarianten Grenzen der Zustandsgröße Beschleunigung müssen besondere Beachtung finden, damit der Bewegungsablauf des AO Beschleunigen-Verzögern-Beschleunigen-Verzögern umgesetzt werden kann, siehe Bild 10.

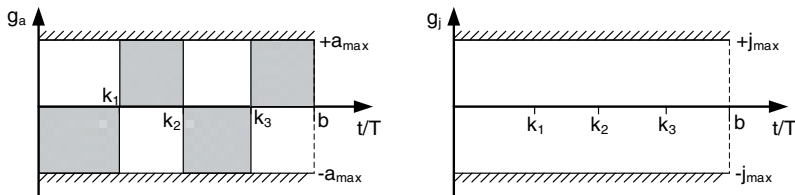


Bild 10: Beschränkungen der Beschleunigung und der Beschleunigungsänderung am AO. Schraffierte Bereiche stellen nichtzulässige Bereiche der Größe dar.

Das zu minimierende Gütefunktional für die Aufgabenstellung ist gegeben durch

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{b \cdot T} (v_{VG} - v_{AO})^2 dt \rightarrow \min, \quad (9)$$

wodurch erzwungen wird, dass das Stückgut nach Beendigung der freien Gleitphase im korrekten Moment stoßfrei durch das AO aufgefangen und in die Ruhelage überführt wird.

Mit den Gleichungen (4) - (9) ist das Problem eindeutig beschrieben und kann im Folgenden gelöst werden. Da eine analytische Lösung auf Grund der Nichtlinearität der Systemdifferentialgleichung sowie den variablen Zustands- und Steuergrößenbeschränkungen nicht umsetzbar ist, soll die Lösung numerisch erfolgen. Hierzu wird auf den direkten Kollokationsansatz mit kubischen Ansatzfunktionen nach [11] zurückzugriffen. Dabei werden die Zustands- und Steuergrößen zeitlich diskretisiert und die entstehenden Stützpunkte durch Hermite-Splines verbunden. Hierdurch wird das dynamische Optimierungsproblem in ein statisches umformuliert, das wiederum durch ein Innere-Punkte-Verfahren nach [12] iterativ gelöst wird. In Bild 11 ist beispielhaft die Berechnung der Bewegungsvorgabe für eine gegebene Taktzeit von 300 Takten/Minute dargestellt. Es ist zu sehen, dass eine gültige Vorgabe gemäß dem in Bild 8 vorgestellten Prinzip gefunden werden kann. Von besonderem Interesse sind dabei die Antriebsmomentenverläufe, die trotz der vergleichsweise hohen Maschinengeschwindigkeit maximal 50% des möglichen Maximalwertes annehmen.

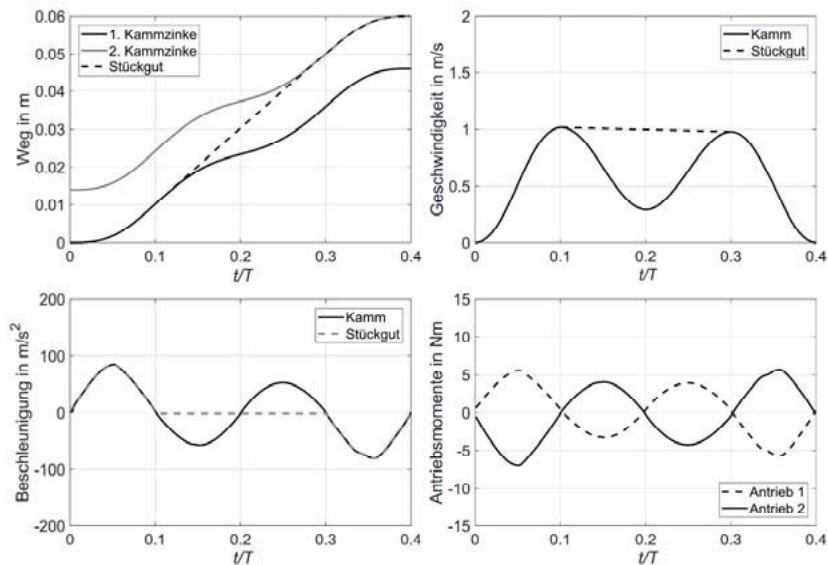


Bild 11: Mittels Optimalsteuerung berechnete Bewegung für das AO und das Stückgut sowie dazugehörige Antriebsmomente für eine Maschinengeschwindigkeit von 300 Takten/Minute.

Die Umsetzung des Bewegungsprinzips unter Ausnutzung der berechneten Bewegung für eine Maschinengeschwindigkeit von 300 Takten/Minute ist in Bild 12 dargestellt. Damit ist der Erfolg des verfolgten Prinzips praktisch nachgewiesen.

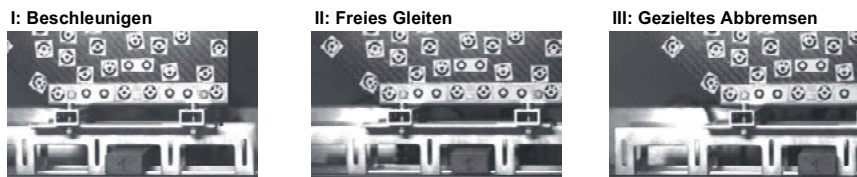


Bild 12: Prozessumsetzung bei Vorgabe der optimierten Bewegung für 300 Takte/Minute.

Aufbauend auf diesen Ergebnissen stellt sich nun analog zum konventionellen Bewegungsprinzip die Frage nach der maximal möglichen Maschinenausbringung mit diesem Bewegungsprinzip. Zur Beantwortung, muss das Gütefunktional in Gleichung (9) um einen entsprechenden Endzeiterm ergänzt werden, sodass eine zeitminimale Lösung unter Beachtung des Prozesserfolges und der maximal möglichen Antriebsmomente berechnet wird. Die Lösung dieses Optimierungsproblems ist in Bild 13 dargestellt, wobei als maximale Ausbringung 498 Produkte/Minute ermittelt werden.

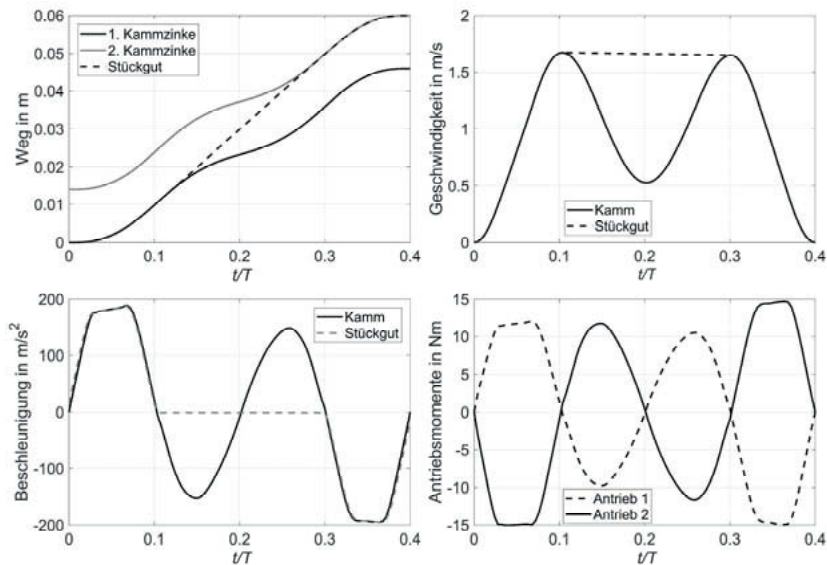


Bild 13: Berechnete zeitminimale Lösung für Bewegungsvorgaben am AO und die Bewegung des Stückgutes für eine Maschinengeschwindigkeit von 498 Takten/Minute

4.3 Herausforderungen beim Einsatz prozessorientierter Bewegungen

Grundlage für einen Prozess Erfolg beim Einsatz der in Abschnitt 4.2 berechneten prozessorientierten Bewegungen, ist das Wissen um die entscheidenden Prozessmodellparameter. In diesem Beispiel ist der Gleitreibungskoeffizient zwischen Stückgut und Gleitschienen die entscheidende Größe. Wie näher in [13] ausgeführt, kann dieser durch entsprechende Ersatzversuche ermittelt werden, wobei in diesem Fall eine deutliche Geschwindigkeitsabhängigkeit des Gleitreibungskoeffizienten identifiziert werden konnte, siehe Bild 14.

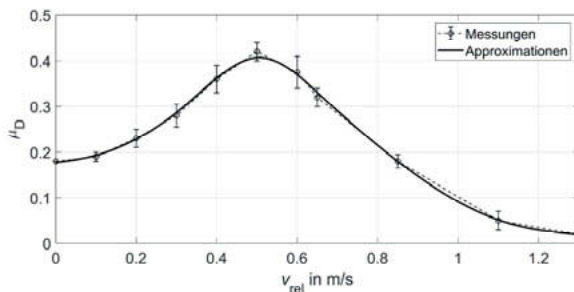


Bild 14: Aus Reibkraftmessungen ermittelte Gleitreibungskoeffizienten μ_D in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit v_{rel} und entsprechende Approximationsfunktion nach [13].

Somit kann die Reibung im betrachteten Prozess nicht durch einen konstanten Parameter abgebildet werden. Vielmehr muss ein approximierter Funktionsverlauf in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit innerhalb der Berechnung berücksichtigt werden. Hierbei besteht die Herausforderung darin, trotz schwankender Modellparameter einen Prozesserfolg zu garantieren. Deshalb ist es zielführend, den Einfluss der Modellparameter auf die Bewegung so gering wie möglich zu halten. In diesem Beispiel kann durch eine Sensitivitätsanalyse nachgewiesen werden, dass hierzu die Zeit der freien Gleitphase des Stückgutes minimal sein sollte. Diese Minimierung wird wiederum durch das begrenzte Antriebsvermögen limitiert. Untersuchungen zur systematischen Erhöhung der Robustheit von prozessorientierten Bewegungen sowie die dazugehörigen numerischen Untersuchungen, Konvergenzstudien sowie experimentelle Nachweise sind Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten.

5. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurden am Beispiel des intermittierenden Stückguttransports verschiedene Ansätze zur Realisierung eines Bewegungsdesigns verglichen. Ausgehend von einem konventionellen Bewegungsprinzip und Methoden der VDI-Richtlinie 2143 wurde eine maximale Maschinenausbringung unter Beachtung der Restriktionen des Prozesses und des Antriebsvermögens ermittelt. Darauf aufbauend ist ein alternatives Bewegungsprinzip vorgestellt worden, das eine Erhöhung der Maschinenausbringung ermöglicht.

Im Gegensatz zu bisherigen Berechnungsmethoden wurden Sollwertvorgaben für das alternative Bewegungsprinzip durch numerische Lösung eines Optimalsteuerungsproblems ermittelt. Dies erlaubt die simultane Berücksichtigung der Prozessdynamik und des Antriebsvermögens. Hierdurch ist es möglich, die Ausbringung einer Verarbeitungsmaschine zu maximieren. Darüber hinaus wurden Ansätze zur Erhöhung der Robustheit der Trajektorien gegenüber Parameterschwankungen vorgestellt. Aus mathematischer Sicht lassen sich mit diesem Ansatz die in Bild 1 aufgeführten zusätzlichen Einflussgrößen ebenfalls in die automatisierte Bewegungsberechnung inkludieren. Voraussetzung hierfür ist jeweils ein entsprechendes verifiziertes und validiertes Modell, was in zukünftigen Arbeiten untersucht wird.

6. Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der DFG für die Förderung der Arbeiten im Rahmen des Forschungsprojektes Grundlagen für den effizienten Einsatz mehrachsiger interpolierender Servoantriebe in Verarbeitungsmaschinen unter Projektnummer 182157057. Weiterhin sei den Entwicklern der Open-Source Bibliothek IPOPT [12] für die kostenfreie Zurverfügungstellung ihrer Arbeitsergebnisse gedankt.

Literatur

- [1] G. Bleisch, H.-C. Langowski und J.-P. Majschak, Lexikon Verpackungstechnik, Behr's Verlag, 2014.
- [2] R. Braune, „Bewegungs-Design - Eine Kernkompetenz eines Getriebetechnikers,“ in VDI-Berichte 1567, Düsseldorf, 2000.
- [3] VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik (GMA), „Gütebewertung für Bewegungssysteme und gesteuerte Bewegungsabläufe,“ VDI, Düsseldorf, 2003.
- [4] S. Schulze, „Bewegungsdesign unter Berücksichtigung des reduzierten Massenträgheitsmoments,“ in 8. Anwendertreffen SAXSIM, Chemnitz, 2016.
- [5] H. Dresig und I. Vul'fson, Dynamik der Mechanismen, Berlin: VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, 1989.
- [6] VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung, „Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe; Theoretische Grundlagen,“ VDI-Richtlinie 2143, 1980.
- [7] J. Volmer, Hrsg., Getriebetechnik, Berlin: VEB Verlag Technik Berlin, 1972.
- [8] M. Döring und J.-P. Majschak, "Berechnung von Bewegungsvorgaben unter Beachtung der Prozessdynamik am Beispiel des schnelllaufenden Transports von kleinformatigen Stückgütern," in 10. Kolloquium Getriebetechnik, Ilmenau, 2013.
- [9] C. Troll, Wirkpaarungssimulation am Beispiel des innermaschinellen Transports von Stückgütern, Diplomarbeit, TU Dresden, 2016.
- [10] A. Heim, Modellierung, Simulation und optimale Bahnplanung bei Industrierobotern, Dissertation, TU München, 1999.
- [11] J. T. Betts, Practical Methods for Optimal Control and Estimation Using Nonlinear Programming, Society for Industrial and Applied Mathematics, 2009.
- [12] A. Wächter und L. T. Biegler, „On the implementation of a primal-dual interior point filter line search algorithm for large-scale nonlinear programming,“ Mathematical Programming, Bd. 106, Nr. 1, pp. 25-57, 2006.
- [13] C. Troll, B. Schebitz, J.-P. Majschak, M. Döring, O. Holowenko and O. Ihlenfeldt, "Commissioning new applications on processing machines. Part II: implementation.," Advances in Mechanical Engineering, vol. 10, no. 2, pp. 1-12, 2018.

Verstetigte Extremalfunktionen für Kennwerte von normierten Bewegungsfunktionen

Prof. Dr. **B. Alpers** (VDI), Hochschule Aalen

Kurzfassung

Für normierte Übertragungsfunktionen oder allgemeiner Bewegungsfunktionen sind in der VDI Richtlinie 2143 und in der Literatur Kennwerte identifiziert worden, mit denen die Güte hinsichtlich gewisser Anwendungsaspekte beurteilt werden kann. Für diese Kennwerte kann man bei gegebenen Randbedingungen Minimalwerte bestimmen und in der Regel nicht stetige Extremalfunktionen angeben, bei denen diese angenommen werden. Im vorliegenden Beitrag wird gezeigt, wie man durch Einfügen polynomialer Übergänge solche Funktionen „verstetigen“ kann, wobei natürlich dadurch die Kennwerte auch schlechter werden. Durch die Länge der Übergangsintervalle kann dies aber gesteuert werden.

1. Einleitung

Die VDI Richtlinie 2143 [6,7] stellt für das Festlegen von Bewegungsabschnitten bei Kurvengetriebenen Typen von normierten Übertragungsfunktionen zur Verfügung, die auch allgemein für das Bewegungsdesign genutzt werden können. Nach der Veröffentlichung sind noch zahlreiche weitere so genannte Bewegungsgesetze für unterschiedliche Bewegungsaufgaben erstellt worden. Um Bewegungsgesetze hinsichtlich ihrer Güte bezüglich einer gewissen Aufgabenstellung zu vergleichen, sind in [6,7] und später in [5] Kennwerte wie z.B. der Maximalwert der Übertragungsfunktion 2. Ordnung eingeführt worden. In [1] wird dargestellt, wie man bei gegebenen Randbedingungen Minimalwerte für diese Kennwerte ermitteln kann. Diese Minimalwerte werden aber im Allgemeinen nur mit (meist stückweise konstanten) so genannten „Extremalfunktionen“ erreicht, die Unstetigkeitsstellen aufweisen und damit praktisch untauglich sind. Im vorliegenden Beitrag wird gezeigt, wie man durch Einfügen polynomialer Übergänge solche Funktionen „verstetigen“ kann, wobei natürlich dadurch die Kennwerte auch schlechter werden. Durch die Länge der Übergangsintervalle kann dies aber gesteuert werden.

Im nächsten Abschnitt werden die relevanten Kennwerte sowie die zugehörigen Extremalfunktionen kurz vorgestellt. Der dritte Abschnitt zeigt, inwiefern sich der Gedanke der Verstetigung unstetiger Extremalfunktionen bereits bei einigen Bewegungsgesetzen der VDI Richtlinie 2143 und in der Literatur findet. Im vierten Abschnitt wird dann für ausgewählte Kennwerte

systematisch eine Vorgehensweise für die Verstetigung entwickelt und mathematisch beschrieben. Schließlich werden im fünften Abschnitt die Kennwerte verstetigter Extremalfunktionen mit denen solcher Funktionen verglichen, die man durch Optimierung von Bezier-Funktionen bezüglich eines Kennwerts erhält.

2. Kennwerte für Bewegungsfunktionen und zugehörige Extremalfunktionen

Für normierte Bewegungsgesetze $f(z), z \in [0,1]$ mit $f(0) = 0, f(1) = 1$ 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 im Gegensatz zur neueren Lehrbuchliteratur (vgl. etwa [4]) noch zwischen positiven und negativen Extremwerten (z.B. C_a und C_a^*) unterschieden, was aber im Folgenden nicht betrachtet wird. Die Relevanz eines Kennwerts hängt von der Anwendungssituation ab (siehe [6,7]). Für die Antriebsauslegung sind zudem auch die Effektivwerte von Beschleunigung und Moment wichtig, wofür Heine [5] folgende Kennwerte vorschlägt:

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

Bezüglich der vier Kennwerte aus der VDI Richtlinie 2143 sind die Extremalfunktionen, bei denen der Minimalwert auftritt, betragskonstant. Sie haben aber im Allgemeinen einen oder mehrere Sprünge zwischen positivem und negativem Wert und wegen der fehlenden Randwertanpassung auch am Rand. Beispielhaft sei hier die Rast-in-Rast-Aufgabe genannt, bei der der Kennwert C_a den Minimalwert 4 hat. Dieser wird von der Funktion $f''(z) = \begin{cases} 4 & \text{für } z \in (0,0.5) \\ -4 & \text{für } z \in (0.5,1) \end{cases}$ angenommen, die einen Sprung an der Stelle 0.5 aufweist und ebenso an den Rändern, wenn man die Funktion mit den geforderten Randbedingungen $f''(0) = f''(1) = 0$ vervollständigt.

3. Konstante Funktionen mit sinusförmigen Übergängen in der VDI Richtlinie 2143

In der VDI Richtlinie 2143 findet man bereits bei gewissen normierten Übertragungsfunktionen den Gedanken einer verstetigten Extremalfunktion. Beim Rast-in-Rast-Gesetz „Modifiziertes

Beschleunigungstrapez“ wird eine betragskonstante normierte Übertragungsfunktion 2. Ordnung durch Sinusfunktionsstücke verstetigt, wobei die Intervallbreite für die Übergänge fest bei $1/8$ liegt. Ein ähnliches modifiziertes Beschleunigungstrapez gibt es auch als Rast-in-Umkehr- und Umkehr-in-Rast-Gesetz: Dort kann eine Wendepunktverschiebung λ vorgenommen werden und dann beträgt die Länge des Anfangsübergangsintervalls $\lambda/4$ (weitere Übergangs-Intervallbreiten sind wiederum $\lambda/4$ und dann $(1-\lambda)/4$). Die stetigen Übergänge werden durch Sinusfunktionsstücke realisiert. Fordert man, dass die konstanten Stücke denselben Betragswert haben (in der Notation der Richtlinie bedeutet das $C_a=C_a^*$), so erhält man eine verstetigte Extremalfunktion mit betragsgleichen konstanten Stücken. Beim Umkehr-in-Umkehr-Gesetz „Sinus-Gerade-Kombination“ wird durch Einfügen eines Geradenstücks die normierte Übertragungsfunktion 1. Ordnung auf einem gewissen Stück konstant gehalten. Die Übergänge sind wiederum mit Sinusfunktionsstücken realisiert. Die Länge der Übergänge am Anfang und am Ende kann man vorgeben und damit auch die Lage des konstanten Teils.

Dies wird für Übertragungsfunktionen 2. Ordnung verallgemeinert in [3], wo vorgeschlagen wird, diese Funktionen aus elementaren Bestandteilen (konstante Funktion, Polynom, sinusförmige Anteile) zusammenzusetzen, wobei allerdings die Kennwertminimierung nicht explizit als Ziel genannt wird.

4. Verstetigung von Extremalfunktionen durch polynomiale Übergänge

In diesem Abschnitt soll der Gedanke der verstetigten Extremalfunktion durchgängig für alle sechs genannten Kennwerte untersucht werden, wobei bezüglich der vier Kennwerte aus VDI 2143 folgende Prinzipien zugrunde liegen:

- Die verstetigten Extremalfunktionen weisen konstante Stücke gleichen Betrags auf.
- Die Übergänge zwischen solchen konstanten Stücken sowie zwischen einem konstanten Stück und dem Rand werden mit Polynomen gestaltet, so dass Stetigkeit bis zur 2. oder bis zur 3. Ableitung gewährleistet ist.
- Die Breite der Übergangsintervalle kann in Grenzen vorgegeben werden, wodurch theoretisch das Minimum für den betreffenden Kennwert beliebig genau angenähert werden kann.

Es ist allerdings zu beachten, dass dieses Vorgehen nur dann sinnvoll ist, wenn der jeweilige Kennwert durch den Betrag der konstanten Teile und nicht durch vorgegebene Randwerte zustande kommt (vgl. [1, S. 75]): Sind z.B. als Randwerte für die Übertragungsfunktion 1. Ordnung $f'(0) = 2.5$, $f'(1) = -2$ vorgegeben, so ist der Minimalwert für C_v gleich 2.5 und wird am Rand angenommen, so dass eine konstante Gestaltung im Inneren des Intervalls $[0,1]$

nicht sinnvoll ist. In diesem Fall sollte man einen „gleichmäßigen“ Verlauf vom linken zum rechten Rand anstreben.

Bei den zwei verbleibenden Kennwerten nach Heine [5] stellt sich die Problematik anders. Beim Kennwert C_{aeff} erhält man als Extremalfunktion eine Gerade, die zur Verstetigung an den Rändern an die vorgegebenen Randbedingungen angepasst werden muss. Beim Kennwert C_{Meff} kann man keine Extremalfunktion aus „einfachen Bestandteilen“ erstellen, sondern eine solche mittels Optimierung möglichst gut annähern. Hierbei kann man dann gleich die Randbedingungen berücksichtigen und somit in der Optimierung unmittelbar eine stetige Approximation erreichen. Deswegen wird dieser Kennwert im weiteren nicht berücksichtigt.

4.1 Berechnung verstetigter Extremalfunktionen bezüglich C_v

Als Extremalfunktion bezüglich des Kennwerts C_v ergibt sich unabhängig von den Randbedingungen die konstante Funktion $f'(z) = 1$, die den Minimalwert $C_v=1$ realisiert (vgl. [1]). Nur wenn für die Randwerte der Übertragungsfunktion 1. Ordnung gilt $|f'(0)|, |f'(1)| \leq 1$, ist die Verstetigung der Extremalfunktion sinnvoll, da ansonsten der sich ergebende C_v -Wert am Rand angenommen wird.

Zur Verstetigung der Extremalfunktion $f'(z) = 1$ auf dem Intervall $[0,1]$ legt man zunächst die Breite Δz der Übergangsintervalle am Anfang und am Ende fest. Dann setzt man mit Übergangspolynomen $g(z)$ bzw. $h(z)$ an, wobei für Stetigkeit bis zur 2. Ordnung Polynome 3. Grades ausreichen, während bei Stetigkeit bis zur dritten Ordnung (Ruck) Polynome 5. Grades zu wählen sind. Die Polynomkoeffizienten können aus den gegebenen Randbedingungen bei 0 und 1 sowie aus den Übergangsbedingungen zum konstanten Anteil bestimmt werden, etwa bei Stetigkeit bis zur 2. Ordnung: $g(0) = v_0$, $g'(0) = a_0$, $g(\Delta z) = v_{\text{max}}$, $g'(\Delta z) = 0$ sowie $h(1) = v_1$, $h'(1) = a_1$, $h(1 - \Delta z) = v_{\text{max}}$, $h'(1 - \Delta z) = 0$. Die stückweise zusammen gesetzte verstetigte Extremalfunktion für die Übertragungsfunktion 1. Ordnung lautet dann:

$$f'(z) = \begin{cases} g(z), & 0 \leq z < \Delta z \\ v_{\text{max}}, & \Delta z \leq z < 1 - \Delta z \\ h(z), & 1 - \Delta z \leq z \leq 1 \end{cases}$$

Dabei liegt v_{max} noch nicht fest, sondern wird aus der Gleichung $\int_0^1 f'(z) dz = 1$ ermittelt. Die symbolische Berechnung von $g(z)$ bzw. $h(z)$ in Abhängigkeit von v_{max} kann dabei etwa mit einem Computeralgebraprogramm erfolgen. Bild 1 zeigt zwei Beispiele, bei denen als Randbedingungen $v_0 = 0.5$, $a_0 = 0$, $j_0 = 0$, $v_1 = -0.8$, $a_1 = 0$, $j_1 = 0$ vorgegeben waren und als Intervallbreiten $\Delta z = 0.2$ (links) bzw. $\Delta z = 0.1$ (rechts) verwendet wurden. Entsprechend erhält man als Kennwerte $C_p = 1.29$ bzw. $C_p = 1.13$. Über die Breite der Übergangsintervalle kann

man also steuern, wie nahe man dem Minimalwert kommt, wobei man bei geringeren Werten natürlich in Kauf nehmen muss, dass andere Kennwerte wie C_a deutlich schlechter sind.



Bild 1: Verstetigte Extremalfunktion mit Übergangsbreite $\Delta z=0.2$ bzw. $\Delta z=0.1$

4.2 Berechnung verstetigter Extremalfunktionen bezüglich C_a

Wie in [1] dargelegt, bestehen die betragskonstanten Extremalfunktionen bezüglich des Kennwerts C_a aus maximal zwei konstanten Stücken. In Bild 2 ist dies für die Rast-in-Rast-Situation (links) und für die Randbedingungen $v_0 = 0.5$, $v_1 = -2$ (rechts) dargestellt.

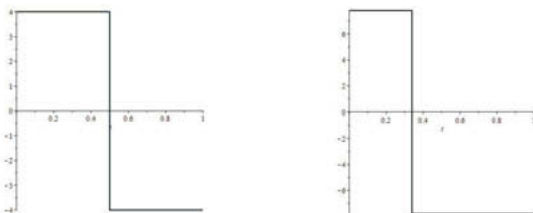


Bild 2: Extremalfunktionen für $f''(z)$ unter verschiedenen Randbedingungen

Zur Verstetigung solch einer Funktion $f''(z)$ benötigt man wiederum Übergangsintervalle am Anfang und Ende, aber zudem noch ein Intervall um die Sprungstelle im Inneren. Dazu wählt man eine Intervallbreite Δz für Anfang und Ende sowie $2\Delta z$ für den Sprung im Inneren. Darin liegt natürlich eine gewisse Willkür, bei der allerdings der Gedanke zugrunde liegt, dass in der Rast-in-Rast-Situation beim Sprung in der Mitte die „doppelte Höhe“ zu überwinden ist. Will man Stetigkeit bis zur 2. Ordnung erzielen, so kann man für die Übergänge lineare Polynome ansetzen, bei Stetigkeit bis zur 3. Ordnung benötigt man Polynome 3. Grades. Die Polynomkoeffizienten können wiederum aus den Randbedingungen und aus den Übergangsbedingungen zu den konstanten Stücken ermittelt werden. Lässt man dabei den konstanten Wert a_{max} sowie die Sprungstelle t_0 offen, so hat man zwei Freiheitsgrade, mit denen die erforderlichen Bedingungen $\int_0^1 f''(z) dz = v_1 - v_0$ und $\int_0^1 f'(z) dz = 1$ erfüllt werden können. Bild 3 zeigt zwei Beispiele mit $\Delta z=0.1$: Links wird die Rast-in-Rast-Situation verstetigt, wobei der Kennwert C_a von 4 auf 4.96 anwächst; rechts lauten die Randbedingungen $v_0 = 0.5$, $a_0 =$

$0, j_0 = 0, v_1 = -2, a_1 = 0, j_1 = 0$ (wie in Bild 2 rechts), es ergibt sich für t_0 der Wert 0.369 und der Wert für C_a wächst von 7.8 auf 9.62.



Bild 3: Verstetigte Extremalfunktionen für verschiedene Randbedingungen

Allerdings ist zu beachten, dass nicht beliebige Intervallbreiten Δz vorgebar sind: Insbesondere wenn bei der betragskonstanten Extremalfunktion der innere Sprung nahe an den Rändern 0 bzw. 1 liegt, kann man nur ein entsprechend kleines Δz vorgeben, da die Gleichungen ansonsten nicht lösbar sind.

4.3 Berechnung verstetigter Extremalfunktionen bezüglich C_j

Wie in [1] dargelegt, bestehen die betragskonstanten Extremalfunktionen bezüglich des Kennwerts C_j aus maximal drei konstanten Stücken gleichen Betrags. Allerdings ist der dort angegebene Satz von Gleichungen in (3.4)-(3.6) nur für die Rast-in-Rast-Situation gültig. Im allgemeinen Fall lauten die Gleichungen für w , t_1 und t_2 :

$$w(2t_1 - 2t_2 + 1) = a_1 - a_0, \quad \frac{1}{2}w(-2t_1^2 + 2t_2^2 + 4t_1 - 4t_2 + 1) + a_0 = v_1 - v_0, \quad (4.1)$$

$$\frac{1}{6}w(2t_1^3 - 2t_2^3 - 6t_1^2 + 6t_2^2 + 6t_1 - 6t_2 + 1) + \frac{1}{2}a_0 + v_0 = 1$$

Mit $\Delta a = a_1 - a_0$ und $\Delta v = v_1 - v_0$ erhält man w als eine (geeignet gewählte) reelle Nullstelle des Polynoms

$$3x^4 + (-12\Delta a + 48\Delta v + 96v_0 - 96)x^3 - 6(8a_0^2 + 8a_0\Delta a - 16a_0\Delta v + \Delta a^2 + 16v_0\Delta a + 8\Delta v^2 - 16\Delta a)x^2 + 4\Delta a^3x - \Delta a^4 \quad (4.2)$$

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

$$t_1 = \frac{1}{4} \cdot \frac{\Delta a^2 - w^2 + (2\Delta a - 4\Delta v + 4a_0)w}{w(\Delta a - w)}, \quad t_2 = \frac{1}{4} \cdot \frac{-3w^2 - \Delta a^2 + (6\Delta a - 4\Delta v + 4a_0)w}{w(\Delta a - w)}. \quad (4.3)$$

In Bild 4 sind die so berechneten Extremalfunktionen für die Rast-in-Rast-Situation (links) und für die Randbedingungen $v_0 = 3, v_1 = -2, a_0 = 1, a_1 = -8$ (rechts) dargestellt.

Zur Verstetigung solch einer Funktion $f'''(z)$ benötigt man wiederum Übergangsintervalle am Anfang und Ende und zudem noch zwei Intervalle um die Sprungstellen im Inneren. Dazu wählt man eine Intervallbreite Δz für Anfang und Ende sowie $2\Delta z$ für die Sprünge im Inneren. Will man Stetigkeit bis zur 3. Ordnung erzielen, so kann man für die Übergänge lineare

Polynome ansetzen. Die Polynomkoeffizienten können wiederum aus den Randbedingungen und aus den Übergangsbedingungen zu den konstanten Stücken ermittelt werden. Lässt man dabei den konstanten Wert j_{max} sowie die Sprungstellen t_1 und t_2 offen, so hat man drei Freiheitsgrade, mit denen die erforderlichen Bedingungen $\int_0^1 f'''(z)dz = a_1 - a_0$, $\int_0^1 f''(z)dz = v_1 - v_0$ und $\int_0^1 f'(z)dz = 1$ erfüllt werden sollen. Bild 5 zeigt für die zwei Beispiele aus Bild 4 eine Verstetigung mit $\Delta z=0.1$: Links wird die Rast-in-Rast-Situation verstetigt, wobei der Kennwert C_j von 32 auf 46.18 anwächst; rechts lauten die Randbedingungen $v_0 = 3, a_0 = 1, j_0 = 0, v_1 = -2, a_1 = -8, j_1 = 0$; es ergibt sich für t_1 bzw. t_2 der Wert 0.475 bzw. 0.746 und der Wert für C_j wächst von 18.47 auf 25.1. Für die Einschränkungen bei der Wahl von Δz gelten dieselben Bemerkungen wie im vorherigen Abschnitt.

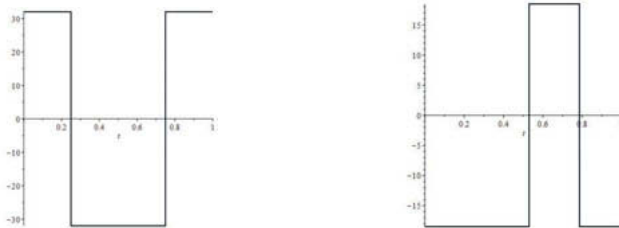


Bild 4: Extremalfunktionen für $f'''(z)$ bei verschiedenen Randbedingungen

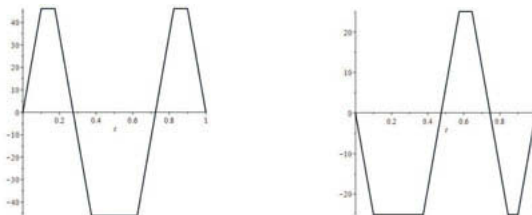


Bild 5: Verstetigte Extremalfunktionen für $f'''(z)$ bei verschiedenen Randbedingungen

4.4 Berechnung verstetigter Extremalfunktionen bezüglich C_{Mdyn}

Bei den Extremalfunktionen bezüglich C_{Mdyn} ist $f'(z) \cdot f''(z)$ betragskonstant. Die Lösung der entsprechenden Differentialgleichung ergibt für $f'(z)$ eine stückweise aus Wurzelfunktionen gleicher Öffnung zusammengesetzte Funktion, wobei die Anzahl benötigter Stücke von den Randbedingungen abhängt und man 6 Fälle zu unterscheiden hat (siehe [1]). Im Falle der Rast-in-Rast-Situation erhält man für $f'(z)$ die in Bild 6 links dargestellte Funktion, die Randbedingungen $v_0 = 2, v_1 = -3$ führen auf den rechts abgebildeten Graphen mit 3 Stücken.

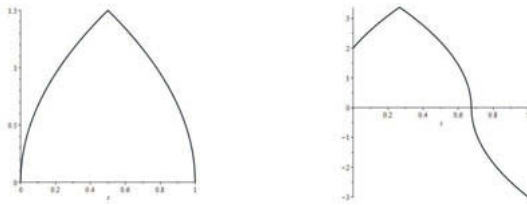


Bild 6: $f'(z)$ bei Extremalfunktionen bzgl. C_{Modyn} bei verschiedenen Randbedingungen

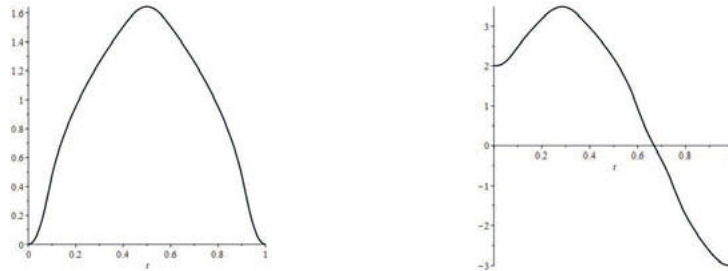


Bild 7: $f'(z)$ für verstetigte Extremalfunktionen bei verschiedenen Randbedingungen

Statt die betragskonstante, aber in der Regel mit Sprüngen versehene Funktion $f'(z) \cdot f''(z)$ zu verstetigen und danach die Differentialgleichung zu lösen, ist es einfacher, gleich bei der Funktion $f'(z)$ anzusetzen und die „Knicke“ zu glätten, an den Rändern stetige Übergänge zur Einhaltung der Randbedingungen zu schaffen und die Nulldurchgänge mit endlicher Steigung zu versehen. Im Folgenden wird eine Möglichkeit dargelegt, dies durchzuführen. Man legt Intervalle der Breite Δz rechts von 0 und links von 1, in denen die Anpassung an die gegebenen Randwerte mittels eines Polynoms 3. bzw. 5. Grades erfolgt, falls Stetigkeit bis zur Übertragungsfunktion 2. bzw. 3. Ordnung gewünscht wird. Ferner legt man um die Knickstelle und den Nulldurchgang Intervalle der Breite $2\Delta z$, in denen ebenfalls mit Polynomen 3. bzw. 5. Grades der Knick geglättet wird und die senkrechte Tangente im Nulldurchgang zu einer Geraden mit endlicher Steigung gemacht wird. Für die verbleibenden Wurzelstücke setzt man mit derselben Öffnung an, so dass sich auf diesen Teilintervallen derselbe betragskonstante Wert für $f'(z) \cdot f''(z)$ ergibt. Dabei kann man noch mit den Scheitelpunktlagen experimentieren, um für $f'(z) \cdot f''(z)$ einen guten Verlauf ohne Überschwinger zu bekommen. Bild 7 zeigt links für die Rast-in-Rast-Situation und rechts für die Randbedingungen $v_0 = 2, a_0 = 0, j_0 = 0, v_1 = -3, a_1 = 0, j_1 = 0$ die ermittelte Funktion für $f'(z)$, wobei Grad 5 und $\Delta z = 0.1$ gewählt und die Scheitelpunktlagen leicht verschoben wurden.

Bild 8 zeigt die sich daraus ergebenden Verläufe der Funktion $f'(z) \cdot f''(z)$. Man sieht, dass die betragskonstante Funktion verstetigt und geglättet wurde. Bei der Rast-in-Rast-Situation ist dabei der C_{Mdyn} -Wert von 2.25 auf 3.4 angewachsen, bei der rechts dargestellten Konfiguration von 13.86 auf 19.97.

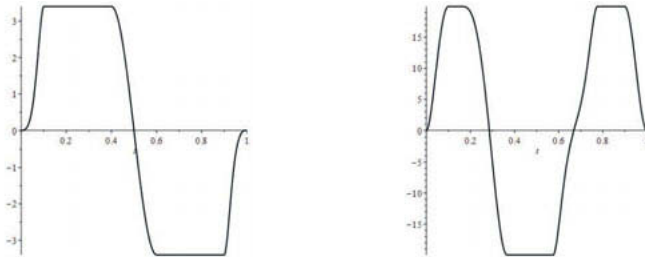


Bild 8: Verstetigte Extremalfunktionen für $f'(z) \cdot f''(z)$ bei verschiedenen Randbedingungen

4.5 Berechnung verstetigter Extremalfunktionen bezüglich C_{aeff}

Wie in [1] dargelegt, sind die Extremalfunktionen bezüglich des Kennwerts C_{aeff} lineare Polynome für $f''(z)$. Bild 9 zeigt solche Funktionen für die Rast-in-Rast-Situation (links) und für die Randbedingungen $v_0 = 1, v_1 = 2$ (rechts).

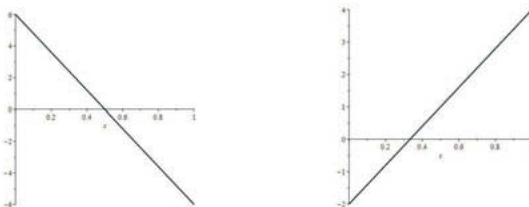


Bild 9: Extremalfunktionen für $f''(z)$ für verschiedene Randbedingungen

Die Verstetigung besteht nun darin, dass rechts von 0 bzw. links von 1 Intervalle der Breite Δz eingefügt werden und mit Polynomen ersten bzw. dritten Grades gewährleistet wird, dass gegebene Randbedingungen bezüglich der Übertragungsfunktion 2. bzw. 2. und 3. Ordnung eingehalten werden. Dabei werden die beiden Koeffizienten des linearen Mittelstücks offen gelassen. Die zur Bestimmung notwendigen Gleichungen erhält man aus den Bedingungen $\int_0^1 f''(z) dz = v_1 - v_0$ und $\int_0^1 f'(z) dz = 1$. Bild 10 zeigt verstetigte Extremalfunktionen mit einer Intervallbreite von $\Delta z = 0.1$ für die Rast-in-Rast-Situation mit zusätzlicher Forderung nach einem Ruckwert von 0 an den Rändern (links) bzw. für die Randbedingungen $v_0 = 1, a_0 = 1, j_0 = 0, v_1 = 2, a_1 = -2, j_1 = 0$ (rechts). Bei der Rast-in-Rast-Situation steigt der C_{aeff} -Wert von 3.46 auf 3.88, in der anderen Situation von 2 auf 2.44.

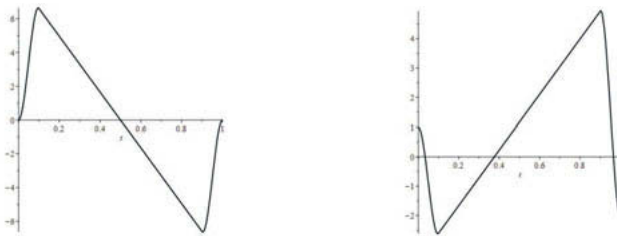


Bild 10: Verstetigte Extremalfunktionen für verschiedene Randbedingungen

5. Vergleich: Verstetigte Extremalfunktionen und optimierte Bezier-Funktionen

Will man eine Bewegungsfunktion bezüglich **eines** Kennwerts optimieren, so kann man nach [1] eine mathematische Optimierung mit gegebener Funktionsklasse durchführen oder verstetigte Extremalfunktionen verwenden. Im Folgenden werden die Kennwerte, die dabei erzielt werden können, für zwei Sätze von Randbedingungen verglichen: Für die Rast-in-Rast-Situation und die Gerade-in-Gerade-Situation aus dem Beispiel 1 in [7] (mit normierten Ableitungswerten $f'(0) = -0.637, f'(1) = 0.637$). Zusätzlich wird in beiden Situationen noch $f'''(0) = 0 = f'''(1)$ gefordert. Für die Optimierung werden Bezier-Funktionen (Polynome) bis zum Grad 13 zugelassen, so dass man neben den 8 Randbedingungen noch 6 Freiheitsgrade hat. Bei den verstetigten Extremalfunktionen werden die Werte für zwei Varianten dargestellt: $\Delta z = 0.1$ und $\Delta z = 0.05$. Nur für die Gerade-in-Gerade-Situation wurde bei den Übergängen mit verschiedenen Δz -Werten experimentiert, um Überspringen zu vermeiden. Hier kann durchaus ein zeitaufwändigeres Experimentieren erforderlich sein.

Tabelle 1: Kennwertvergleich bei Rast-in-Rast-Situation

	C_v	C_a	C_j	C_{Mdyn}	C_{aeff}
Untere Schranken	1	4	32	2.25	3.46
C_v -optimale Bezier-Funktion	1.22	12.5	271.4	8.91	4.83
verstetigte C_v -Extremalfunktion $\Delta z = 0.1$	1.11	20.83	641.5	14.75	5.94
verstetigte C_v -Extremalfunktion $\Delta z = 0.05$	1.05	39.47	2428	26.44	7.96
C_a -optimale Bezier-Funktion	1.9	5.12	79.3	7.03	4.11
verstetigte C_a -Extremalfunktion $\Delta z = 0.1$	2.05	4.98	74.6	8.78	4.37
verstetigte C_a -Extremalfunktion $\Delta z = 0.05$	2.03	4.44	133.2	8.4	4.18

C _J -optimale Bezier-Funktion	2.04	7.23	37.6	9.24	4.71
verstetigte C _J -Extremalfunktion $\Delta z = 0.1$	2.2	8.08	46.18	11.48	5.21
verstetigte C _J -Extremalfunktion $\Delta z = 0.05$	2.1	8.02	37.74	10.18	4.94
C _{Mdyn} -optimale Bezier-Funktion	1.59	7.15	131.6	3.91	3.77
verstetigte C _{Mdyn} - Extr.-funktion $\Delta z = 0.1$	1.65	8.04	146.3	3.41	3.81
verstetigte C _{Mdyn} -Extr.-funktion $\Delta z = 0.05$	1.57	10.21	371.8	2.75	3.75
C _{aeff} -optimale Bezier-Funktion	1.56	7.08	137.2	4.43	3.76
verstetigte C _{aeff} -Extremalfunktion $\Delta z = 0.1$	1.66	6.63	103.3	4.75	3.88
verstetigte C _{aeff} -Extr.funktion $\Delta z = 0.05$	1.58	6.31	192.6	4.04	3.67

Tabelle 2: Kennwertvergleich bei Gerade-in-Gerade-Situation

	C _v	C _a	C _J	C _{Mdyn}	C _{aeff}
Untere Schranken	1	4.37	32.79	2.56	3.69
C _v -optimale Bezier-Funktion	1.25	18.09	368.1	10.76	5.39
verstetigte C _v -Extremalfunktion $\Delta z = 0.1$	1.11	32.78	1009	19.32	6.84
verstetigte C _v -Extremalfunktion $\Delta z = 0.05$	1.05	63.36	3897	35.1	9.3
C _a -optimale Bezier-Funktion	2.09	5.9	71.35	8.74	4.56
verstetigte C _a -Extremalfunktion $\Delta z = 0.1$	2.21	5.35	80.28	10.16	4.7
verstetigte C _a -Extremalfunktion $\Delta z = 0.05$	2.2	4.81	144.4	9.87	4.53
C _J -optimale Bezier-Funktion	2.16	8.71	39.65	10.51	5.04
verstetigte C _J -Extremalfunktion $\Delta z = 0.1$	2.29	9.65	47.1	12.78	5.48
verstetigte C _J -Extremalfunktion $\Delta z = 0.05$	2.19	9.54	38.58	10.99	5.22
C _{Mdyn} -optimale Bezier-Funktion	1.68	10.86	156.5	4.85	4.30
verstetigte C _{Mdyn} -Extremalfunktion mit unterschiedlichen Δz (0.03 bis 0.12)	1.63	15.57	620	3.22	18.2
C _{aeff} -optimale Bezier-Funktion	1.67	8.61	161.5	5.28	3.98
verstetigte C _{aeff} -Extremalfunktion $\Delta z = 0.1$	1.72	8.04	124.5	5.01	4.1

verstetigte C_{aeff} -Extr.funktion $\Delta z = 0.05$	1.64	7.65	232.8	4.23	3.89
--	------	------	-------	------	------

In den Tabellen 1 und 2 sind in der zweiten Zeile Kennwert-Schranken für die Situation angegeben, d.h. die Werte, die man im unstetigen „Bestfall“ erreichen kann. Man erkennt, dass man mit verstetigten Extremalfunktionen meist noch deutlich näher an die Schrankenwerte herankommen kann, wobei sich natürlich dabei die jeweiligen anderen Kennwerte in der Regel verschlechtern. Nur beim Kennwert C_j in der Rast-in-Rast-Situation konnte man mit den angegebenen Δz -Werten den bei der Optimierung erzielten Wert nicht ganz erreichen, was allerdings bei $\Delta z = 0.03$ der Fall ist. Die Beispielwerte zeigen auch generell, wie durch Verkürzung der Übergangsintervalle ein Kennwert verbessert werden kann.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Für die Kennwerte der VDI Richtlinie 2143 [6,7] werden in [1] untere Grenzen angegeben, die aber nur bei unstetigen Extremalfunktionen angenommen werden. In diesem Beitrag wird gezeigt, wie man durch Einfügen von Polynomstücken die Unstetigkeiten beseitigen kann. Dabei kann man die Annäherung an die Schranken über die Breite der Übergangsintervalle steuern. Arbeitet man mit unterschiedlichen Intervallbreiten bei den einzelnen Übergängen, so hat man einerseits mehr Einfluss, andererseits aber auch einen erhöhten Aufwand.

Der Vergleich mit optimierten Bezier-Funktionen zeigt, dass man bei geeigneter Wahl der Intervallbreiten noch deutlich näher an die Schrankenwerte herankommen kann, wobei dies allerdings zulasten anderer Kennwerte geht. Man kann die verstetigten Extremalfunktionen auch vorteilhaft als Basisfunktionen für Konvexkombinationen im interaktiven Bewegungsdesign nutzen, wie dies in [2] dargelegt wird.

Literatur

- [1] Alpers, B.: Schranken und Extremalfunktionen für die Kennwerte der VDI-Richtlinie 2143. Bewegungstechnik 2016. VDI-Ber. 2286. VDI-Verlag: Düsseldorf 2016, S. 73-84.
- [2] Alpers, B.: Interaktives Bewegungsdesign mit direkter Kennwertbeeinflussung, in: Beitelschmidt, M. (Hrsg.): 12. Koll. Getriebetechnik, TUDpress: Dresden 2017, S. 1-15.
- [3] De Fraine, J.: Motion laws with user defined acceleration shapes, VDI Berichte 1281. VDI-Verlag: Düsseldorf 1996, S. 85-95.
- [4] Fricke, A., Günzel, D., Schaeffer, Th.: Bewegungstechnik – Konzipieren und Auslegen von mechanischen Getrieben, München: Carl Hanser Verlag 2015.
- [5] Heine, A.: Ein Beitrag zur kennwertorientierten Entwicklung kurvengesteuerter, ebener Schrittgetriebe, Dissertation TU Chemnitz, Universitätsverlag: Chemnitz, 2015.

- [6] VDI Richtlinie 2143: Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe – Blatt 1: Theoretische Grundlagen, Berlin: Beuth Verlag 1980.
- [7] VDI Richtlinie 2143: Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe – Blatt 2: Praktische Anwendungen, Berlin: Beuth Verlag 1987.

Warum Kurven und Koppelgetriebe unverzichtbar sind

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

Kurzfassung

Bewegungssteuerungen werden immer konsequenter und selbstverständlicher mit Servoantrieben realisiert. Servoantriebe stehen für Flexibilität, und Anbieter vermitteln gerne, mit Servos ginge alles besser und schneller. Man kann fast den Eindruck gewinnen, Kurven und Koppelgetriebe gehörten der Vergangenheit an. Als einer, der Bewegungssteuerungen sowohl mit Kurven als auch mit Servos optimiert, halte ich diese Sichtweise für falsch. Kurven- und Mechanismentechniker dürfen selbstbewusst auftreten, denn nach wie vor sind mechanische Bewegungssteuerungen in etlichen Punkten unübertroffen:

- Mechanik ist erheblich schneller als Servotechnik.
- Mehrfachnutzen multiplizieren den Durchsatz.
- Konkurrierende Bewegungen sind sicher synchronisiert, ohne zusätzliche Maßnahmen, auch nach einem Notstopp.
- Mechanik ist meistens günstiger als Servotechnik.
- Mechanik ist leicht in Betrieb zu nehmen, leicht zu reparieren und unproblematisch in der langfristigen Ersatzteilbeschaffung.
- Mehrere Mechanismen können Energie direkt untereinander austauschen und so Verluste durch Zwischenkreisströme vermeiden.
- Mechanik ist kompakt baubar.
- Zur Mechanik gehört auch sehr viel Know How im Bereich Bewegungsdesign und Dynamik, das in der Servowelt noch nicht gleichwertig abgebildet wird.

Mechanik ist nicht veraltet. Sie ist unübertroffen in puncto Performance.

Abstract

Motion control systems are realized ever more consequently and naturally with servo drives. Servo drives stand for flexibility, and providers convey with pleasure, with servos everything would be better and faster. You can almost gain an impression, cams and linkages belonged to the past. As one who optimizes motion controls both with mechanisms and with servo drives, I think this view is wrong. Cam and mechanism technicians may appear confident, because after all mechanical motion control is unsurpassed in a number of respects:

- Mechanical motion control is considerably faster than servo technology.
- Multiple rollers on one cam multiply overall performance.
- Competing movements are safely synchronized, without additional measures, even after an emergency stop.
- Mechanical solutions are in total usually cheaper than servo technology.
- Mechanics are easy to put into operation, easy to repair and unproblematic in long-term spare parts procurement.
- Several mechanisms can exchange energy directly with each other, thus avoiding losses due to DC link currents.
- Mechanical solutions are compact.
- The mechanics also refers to a lot of know how in the field of motion design and dynamics, which is not yet equally shown in the servo world.

Mechanisms are not outdated. They are still top in terms of performance.

1. Vorzüge mechanischer Lösungen

Gute mechanische Bewegungssteuerungen sind Wunderwerke, die das Spiel der kinetischen und potenziellen Energien und der Massenkräfte so ausnutzen, dass der Antrieb minimal belastet wird und die Massenkräfte sich gegenseitig weitgehend aufheben.

Mechanismen mit Kurven, Zahnradern, Unrundrädern, Riemen, Ketten, Schrittgetrieben und Gelenkgetrieben haben viele spezifische Vorteile:

- a) Mechanische Bewegungssteuerungen sind in der Regel im Vergleich günstig in der Anschaffung. Bei der Servolösung ist ja nicht nur die Restmechanik zu rechnen, die am Getriebeausgang montiert ist, sondern auch das Getriebe, der Servomotor, der Controller, anteilig die übergeordnete Steuerung, die Netzwerktechnik und Verkabelung, der Aufwand für Softwareentwicklung und -pflege und die Inbetriebnahme aller Antriebe. Das läppert sich.
- b) Sie ziehen geringe indirekte Kosten nach sich, z.B. Energiekosten. Bei der Auslegung ist dafür natürlich auf geringen Energieumsatz zu achten.
- c) Die Gesamtkosten mechanischer Lösungen (TCO, Total Cost of Ownership) sind damit niedrig.
- d) Mechanik ist vergleichsweise unempfindlich gegenüber Umgebungseinflüssen wie Temperatur, Feuchtigkeit oder Schmutz.
- e) **Mechanische Lösungen arbeiten von sich aus zuverlässig und sicher im Bewegungsablauf.** Typisch für viele Maschinen, beispielsweise Verpackungsmaschinen, ist die zeitliche Überlappung mehrerer konkurrierender Bewegungen. Wenn diese Bewegungen nicht genau koordiniert ablaufen, treten Kollisionen auf. Mechanische Lösungen stellen durch ihre Natur sicher, dass keine Kollisionen auftreten werden, wenn die Bewegungen in ihrem Zusammenspiel und die Teile hinsichtlich ihrer Festigkeit fachgerecht gestaltet wurden, was durch Simulationen abgesichert werden kann. Stimmt das Zusammenspiel in der Maschine einmal, dann stimmt es immer. Es kann nicht durch falsches Setzen von Referenz- oder Nullpunkten, Störungen bzw. Schaltkreisausfälle in einer Elektronik oder fehlerhafte Algorithmen beeinträchtigt werden.
- f) Mechanik ist wartungsarm herstellbar.
- g) Sie benötigt gar keine Menüpunkte in einer Software.
- h) Mechanik ist leicht zu reparieren, notfalls auch mal mit einem Behelf, der die Maschine für die dringend zu erledigenden Aufträge am Laufen hält.
- i) Fallen Kurven oder andere mechanische Komponenten nach etlichen Jahren einmal aus, wird man immer Ersatz beschaffen können. Wenn irgendwelche Fertigungsdaten vorliegen (DXF-Daten, Step-Daten, NC-Daten), sogar sehr kurzfristig. Wie lange sind demgegenüber elektronische Ersatzteile verfügbar? Wenn nach 10 Jahren ein Steuerungstyp nicht mehr hergestellt wird, was machen Sie dann bei einem Ausfall der Steuerung? Wir haben es schon miterlebt, dass die gesamte Steuerungstechnik eines Antriebsherstellers durch eine andere austauscht wurde, weil für einzelne Komponenten kein Ersatz mehr zu beschaffen war.

- j) Mechanik ist leicht in Betrieb zu nehmen. Zusammenschrauben und los geht's. Keine Konfiguration, keine Programmierung. Man sollte allerdings darauf achten, dass die Lage der Teile zueinander, insbesondere der Kurven, durch Referenzbohrungen oder ähnliches zueinander eindeutig festgelegt werden. Auf das manuelle Justieren in der Maschine sollte man möglichst verzichten.
- k) Mechanische Bewegungssteuerungen laufen immer synchronisiert, ohne Referenzfahrten, auch nach einem Notstopp.
- l) Störungen und Ausfälle sind sehr selten.
- m) Treten plötzlich Fehler auf, sind sie einfach zu finden und zu beheben.
- n) Sie benötigen keine Softwareupdates, weil Mechanik keine Software hat.
- o) Kurvengetriebe sind in den Haltepunkten automatisch selbsthemmend, so dass der Antrieb kein Haltemoment aufbringen muss.
- p) **Die Mechanik liefert den Kniehebeleffekt.** Darauf wird auch beim Einsatz von Servoantrieben gerne zurückgegriffen, um bei Umformungen das Antriebsmoment klein zu halten.
- q) Mehrere Arbeitsorgane und Teilmechanismen können ihre Bewegungsenergie untereinander auf direktestem Wege austauschen, so dass der Antrieb nur ein kleines Restmoment bzw. eine kleine Rest-Leistung aufbringen muss. Ein elektrischer Energieaustausch über Zwischenkreise hingegen ruft immer Ströme, Wärme und damit Energieverluste hervor.
- r) Mit Hilfe energetischer Optimierungen können Sie mit Mechanik enorm an Energie sparen, mehr als mit elektronischen, pneumatischen oder hydraulischen Lösungen. Das ist im Sinne des Umweltschutzes und eines nachhaltigen Umgangs mit Ressourcen, der in Zukunft immer wichtiger werden wird.
- s) **Mechanische Bewegungssteuerungen, insbesondere bei mehreren Bewegungen, sind sehr kompakt.** Leistungsfähige Baugruppen mit mehreren Bewegungsachsen kommen insgesamt mit sehr wenig Bauraum aus. Bauraum ist immer ein sehr wichtiger Punkt, weil der Platz in der Halle des Maschinenbetreibers und auch innerhalb der Maschine in der Regel begrenzt ist. In einem praktischen Beispiel haben wir einmal eine Baugruppe mit Kurvenscheiben zum Wenden kleiner Zylinder mit einer Taktzahl von 5000/min entwickelt, die in etwa die Ausmaße eines halben Schuhkartons hatte. Mit Servotechnik wäre so etwas überhaupt nicht denkbar.
- t) Vollständig mechanische Bewegungssteuerungen kommen meistens mit einem günstigen Drehstrommotor aus.

- u) Kurven können im Durchlaufbetrieb von mehreren Rolle abgetastet werden. Dieser Mehrfachnutzen multipliziert den Durchsatz auf einfache Weise.
- v) **Mechanische Lösungen erreichen höhere Verarbeitungsgeschwindigkeiten und insgesamt eine höhere Performance als Servoantriebslösungen.**

2. Mechanik und Servotechnik als Gegner

Bei Diskussionen mit Maschinenentwicklern und Konstrukteuren auf der einen Seite und SPS-Programmierern und Elektrotechnikern auf der anderen ist oft zu spüren, dass die Abteilungen gewissermaßen einen Wettbewerb im Hinblick auf die Führung und auf Zuständigkeiten bei der Entwicklung austragen. Auf dem Markt der Bewegungssteuerungen stehen sich Kurven- und Schrittgetriebehersteller und Servoantriebshersteller als Konkurrenten gegenüber. Wo einzelne Bewegungen früher mangels Alternativen mit Kurven erzeugt wurden, dafür werden immer häufiger Servoeinzelantriebe eingesetzt.

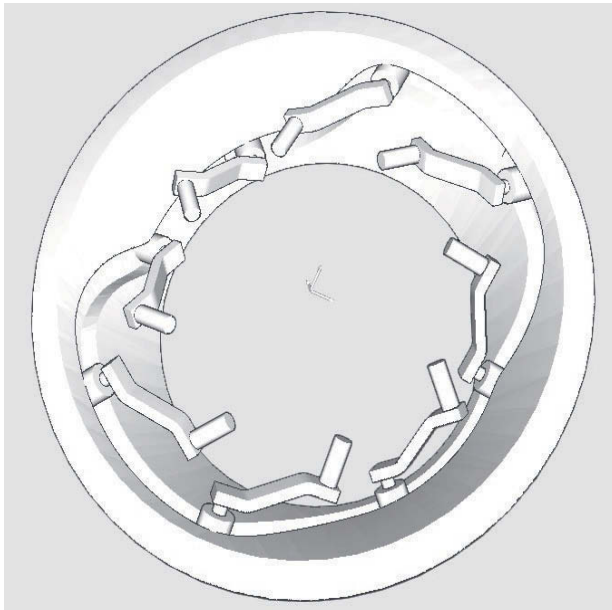


Bild 1: Mehrfachnutzen mit einer feststehenden Kegelkurve und umlaufenden Hebeln

Letzteres ist gut, solange der Servoantrieb gegenüber der Mechanik die bessere technische und wirtschaftliche Lösung ist.

Oft genug werden Servoantriebe aber nur eingesetzt, weil sich der Konstrukteur damit die Arbeit erleichtern kann. Ohne sich über die Bewegungsabläufe genau Gedanken zu machen, sieht er erst einmal einen Servoantrieb vor, und die Gestaltung der Bewegungen wird dann später schon der SPS-Programmierer übernehmen. Der hat aber nicht die gleiche Einsicht und die passenden Werkzeuge, um das komplexe Bewegungszusammenspiel mit Kollisionsstellen, die Beschleunigungen, die Kräfte, Momente und Lebensdauern zu optimieren, wie der Mechanikentwickler. Die Bewegungsgestaltung und damit die erreichbare Performance bleiben dabei hinter den Möglichkeiten zurück.

Tendenziell herrscht der Gedanke „Mechanik gegen Servo“ vor.

3. Mechanik und Servotechnik als Partner

Die Gegnerschaft zwischen Elektrotechnik und Mechanik ist ein kontraproduktiver Denkansatz. In der Regel will ein Unternehmen insgesamt möglichst großen wirtschaftlichen Erfolg haben. Alle Fakultäten, inklusive mechanischer Konstruktion und Elektrotechnik, sind Spieler in einem Team, das zusammen leistungsfähige und wirtschaftliche Produkte hervorbringen soll.

Auf technischer Ebene gibt es oft gute Lösungen als Kombination eines Servoantriebs und eines Kurven- oder Koppelgetriebes, beispielsweise

- Globoid- oder Zylinderkurvenschnecken mit konstanter Steigung und Servoantrieb
- Kniehebel oder Doppelkniehebel mit Servoantrieb in der Umformtechnik
- Schnelle Schaltbewegungen mit Servoantrieb und Schrittgetriebe bei Sammelpackungen

Dann sind die Kompetenzen beider Disziplinen gefordert.

Über Jahrzehnte sind in der mechanischen Konstruktion im Zuge der Auslegung von Kurven und Schrittgetrieben etliche leistungsfähige Methoden zur Bewegungsgestaltung (Bewegungsdesign) entstanden, die in der SPS-Welt weitgehend unbekannt sind. Gutes Bewegungsdesign verbessert auch bei elektronischen Kurven die Performance. Auch hier kann das Team von einer Kombination beider Disziplinen profitieren.

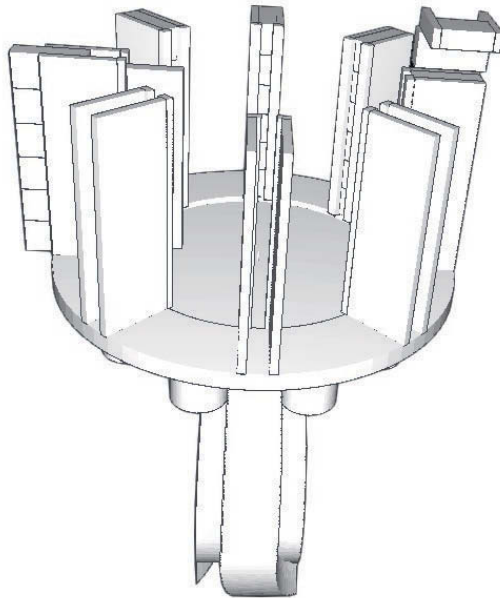


Bild 2: Sammelscheibe mit Zylinderkurven-Schrittgetriebe und getaktetem Servoantrieb

4. Performance oder Flexibilität

Servoantriebe mit elektronischer Kurvenscheibe für eine Bewegungsachse beschleunigen ihre eigene Trägheit und die des evtl. angehängten Getriebes immer mit. Außerdem begrenzt die Zykluszeit des Lagereglers ($\geq 250 \mu\text{s}$) die erreichbare Taktzahl, abhängig von der Gestalt des konkreten Bewegungsdiagramms. Das sind zwei systematische Nachteile der elektronischen gegenüber der mechanischen Bewegungssteuerung.

Wenn sowohl die Servolösung als auch die mechanische Lösung fachgerecht und unter Ausnutzung aller Möglichkeiten ausgelegt werden, wird die mechanische Lösung nach Einschätzung des Autors immer höhere Taktzahlen erreichen können und dabei wahrscheinlich kompakter sein und den geringeren Preis haben. Es mag vorkommen, dass eine mechanische Bewegungssteuerung durch Servoantriebe ersetzt wird, und dass die

Servolösung dann schneller läuft. Dann war die Auslegung der Mechanik aber nicht sonderlich gut.

Wo Maschinen wegen kleiner Chargen häufig umgerüstet werden, ist die flexible Servotechnik gefordert.

Wo Maschinen jedoch über Tage oder Wochen das gleiche Produkt verarbeiten, oder wo die verschiedenen Produkte sich nur wenig in ihren Parametern unterscheiden und immer noch vernünftig mit einem Satz Kurven verarbeitet werden können, sind kompakte, verlässliche, preisgünstige und schnelle mechanische Bewegungssteuerungen vorzuziehen.

5. High-Tech oder Verlässlichkeit

Maschinen, bei denen an einem farbigen Display mit grafischer Benutzungsschnittstelle alle Maschinen- und Formatparameter bequem einstellbar sind, wo sich dann alle Bewegungen automatische anpassen, und wo man für einen Formatwechsel keinen Schraubendreher mehr benötigt, beeindrucken natürlich mehr und sind benutzerfreundlicher als rein mechanische Konstruktionen.

Jedenfalls, solange alles so funktioniert, wie es geplant war.

Wir hatten bei unserem Auto kürzlich ein Problem mit der elektrisch betriebenen rechten Schiebetür, die bis dahin etwa 6 Jahre lang (weitgehend) störungsfrei arbeitete. Plötzlich reagierte die Elektronik nicht mehr, wenn man auf einen der diversen Knöpfe zum Öffnen und Schließen drückte. Die mechanische Notfunktion (per Hand auf- und zuschieben) ging aber glücklicherweise noch. Die Werkstatt konnte das Problem nicht lokalisieren, aber ein Software-Reset beseitigte es vorerst. Kurze Zeit später meldete die Bordelektronik während der Fahrt mit ständig wiederkehrenden Meldungen, dass die Tür noch geöffnet sei, obwohl sie mechanisch definitiv geschlossen war. Das war lästig, auch weil das automatische Innenlicht deaktiviert werden musste, damit es überhaupt ausging. Schlimmer war jedoch, dass sich die Bordelektronik auf dem Parkplatz weigerte, das Auto abzuschließen, weil ein Sensor meldete, die Tür sei noch offen. Auch durch schwungvolles manuelles Schließen und durch Drücken von außen an verschiedenen Stellen der Tür konnten wir die Elektronik nicht überreden. Ein mechanisches Schloss hat die Tür nicht. Wir waren auf die Elektronik

angewiesen, und die streikte. Die Tür blieb unverschlossen. Und mit ihr gleich auch die Schiebetür auf der linken Seite.

Wir hatten Glück, dass uns das ein paar Tage vor dem Urlaub passiert ist und nicht während des Urlaubs. Die Werkstatt hat einen ganzen Tag benötigt (bei entsprechenden Kosten), um das Schloss mit dem defekten Mikroschalter auszubauen und inklusive neuer Kontaktplatten zu ersetzen.

Eine mechanische Schiebetür mit einem Schlüssel zum Abschließen ist bestimmt nicht so cool wie eine, die man vom Fahrersitz öffnen und schließen und per Funk abschließen kann, aber sie hätte uns nicht im Stich gelassen.

Ein nicht abschließbares Auto ist gar nicht cool, wenn keine Werkstatt in der Nähe ist.

Szenarien wie dieses sind jederzeit auch für Maschinen denkbar. Die Maschine steht vielleicht in Brasilien oder in China, und Ihr Monteur macht sich aus Stuttgart oder Frankfurt oder Hamburg dorthin auf den Weg.

6. Fazit

Kurven- und Koppelgetriebe, insgesamt mechanische Bewegungssteuerungen, und das dazu gehörende Know How im Bewegungsdesign werden unverzichtbar bleiben, solange zuverlässige, bezahlbare, robuste, langlebige, kompakte Maschinen für sehr hohe Verarbeitungsleistungen gefragt sind.

7. Literaturangaben

[1] www.optimusmotus.de/mechanismen.html

VDI 2730: Toleranzen und Toleranzmanagement bei Gelenkgetrieben:

mit Checklisten zum Erfolg und Werkzeuge effektiv einsetzen

Prof. Dr.-Ing. **M. Hüsing** (VDI), Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR), RWTH Aachen University;
Dr.-Ing. **A. Stickeler** (VDI), ACONEXT Stuttgart GmbH, Fellbach;
Dipl.-Ing. **C. Töpfer** (VDI), EnginSoft GmbH, Frechen-Königsdorf

Kurzfassung

Die VDI-Richtlinie 2730, Blatt 1 [1] verfolgt das Ziel, eine Methodik und damit eine allgemeingültige Vorgehensweise zum Toleranzmanagement von Gelenkgetrieben (ungleichmäßig übersetzende Getriebe, Mechanismen oder Koppelgetriebe) bereit zu stellen. Die Behandlung von Gelenkgetrieben begründet sich aus spezifischen Fragestellungen wie hochgradiger Nichtlinearität und Stellungsabhängigkeit sowie nicht eindeutiger Montageabfolgen. Beim Toleranzmanagement wird eine systematische Vorgehensweise vorgeschlagen, mithilfe von einfach zu erfassenden Checklisten die toleranzbedingten Abweichungen zu erkennen und zu optimieren.

In dem Beitrag werden die Richtlinie und die dort verwendeten Methoden vorgestellt. Zudem werden zwei Checklistentypen vorgeschlagen: die Problemcheckliste und die Vorgehenscheckliste. Anhand eines Anwendungsbeispiels werden das Vorgehen sowie die in der Richtlinie vorgestellten Tipps erläutert.

Abstract

VDI Guideline 2730, Part 1 [1] aims to provide a methodology and thus a generally valid procedure for dimensional management of mechanisms. This treatment of mechanisms is based on specific questions such as high non-linearity and position dependence as well as unclear assembly sequences. In dimensional management, a systematic approach is proposed to identify and optimise deviations due to tolerance with the aid of easy-to-use checklists.

This paper introduces the guideline. The methods used are presented. Two different types of checklists are proposed: the problem checklist and the procedure checklist. The procedure and the tips presented in the guideline are explained using an application example.

1. Einleitung

Der hier vorgelegte Beitrag kann und soll nicht den Inhalt der im August dieses Jahres erschienenen Richtlinie VDI 2730 wiedergeben, sondern gibt einen gewissen Überblick über die Richtlinie, welche Toleranzen und Toleranzmanagement bei ungleichmäßig übersetzenden Getrieben behandelt.

Die Richtlinie VDI 2730 setzt ihren Schwerpunkt sowohl in der Vermittlung theoretischer Grundlagen als auch den praxisorientierten Umgang mit dem Thema Toleranzmanagement. Die Richtlinie verfolgt das Ziel, dem Ingenieur beim Auslegen von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben hinsichtlich der Toleranzen zu unterstützen. In drei wesentlichen Abschnitten wird das Thema behandelt.

Bei den Grundlagen werden Themen wie Tolerierung oder Form- und Lagetoleranzen nicht behandelt. Hierzu gibt es ausreichend Richtlinien und Literatur. Vielmehr wird der Schwerpunkt auf das nichtlineare und stellungsabhängige Verhalten unter Berücksichtigung der Toleranzen gelegt. Insbesondere werden die drei Schritte Empfindlichkeitsanalyse, Toleranzanalyse und Toleranzsynthese für ungleichmäßig übersetzende Getriebe vorgestellt.

Im nächsten Abschnitt werden die Checklisten behandelt. Diese Checklisten sollen dem Konstrukteur eine einfach zu handhabende Methodik an die Hand geben, Toleranzmanagement geeignet durchzuführen. Dabei wird das Toleranzproblem nicht isoliert behandelt. Vielmehr wird auch das Miteinander zwischen Kunden und Lieferanten angesprochen. Die Richtlinie profitiert hier besonders von dem umfangreichen und praxisorientierten Erfahrungsschatz der Mitglieder des VDI-Ausschusses.

Zusätzlich gibt die Richtlinie eine Übersicht über Werkzeuge, mit denen Toleranzfragestellungen geeignet behandelt werden können.

Immer wieder weisen Tipps den Anwender auf hilfreiche Empfehlungen hin.

Die Aussagen sind nicht branchenbezogen. Überall dort, wo ungleichmäßige Bewegungen verlangt werden, ist diese Richtlinie nützlich, sei es zum Beispiel in der Automobilindustrie, der Verpackungs- und Verarbeitungsindustrie oder der Textilindustrie. Folgende Vorteile ergeben sich in verschiedenen Bereichen:

- Absicherung der Konstruktion
- Erhöhung der Produktivität
- Unterstützung der Produktion
- Einfluss auf den Produktlebenszyklus

2. Theoretische Grundlagen

In der Richtlinie wird als Beispiel ein Scheibenwischergetriebe nach Bild 1 betrachtet. Hier steht besonders der Abstand a_w der Wischblätter im Interesse des Konstrukteurs. Auf diesen Abstand a_w können vielerlei Einflüsse einwirken, wie Toleranzen der Getriebeglieder, Montage der Wischblätter aber auch Betriebsbedingungen wie der Fahrtwind und die Intensität des Niederschlags.

Wie kann sich der Konstrukteur dieser Problemstellung nähern? Hierzu empfiehlt die Richtlinie ein strukturiertes Vorgehen, welches sich aufteilt in eine Empfindlichkeitsanalyse, eine Toleranzanalyse und eine Toleranzsynthese. Besonders wichtig ist hierbei, dem Konstrukteur den Nutzen der Empfindlichkeitsfaktoren zu verdeutlichen. Sie bilden den toleranzbedingten Fingerabdruck des Bewegungsapparates. Diesen Fingerabdruck zu erkennen, zu deuten und wesentliche Schlussfolgerungen daraus zu ziehen, dieses zeigt die Richtlinie auf.

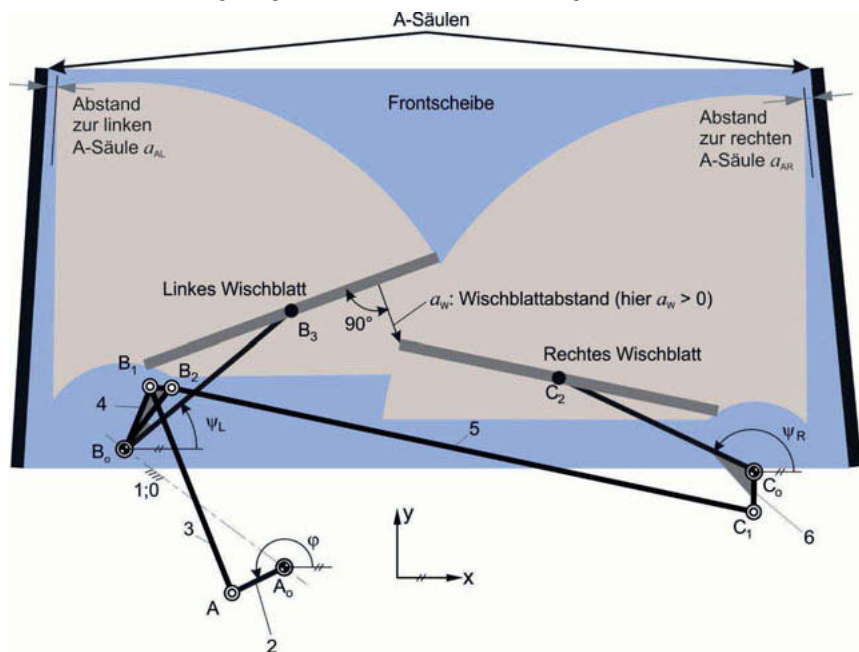


Bild 1: Kinematisches Schema des Scheibenwischergetriebes (Gegenwischenanlage), nicht maßstäblich

3. Checklisten

Für die Behandlung der Toleranzproblemstellungen im Rahmen des Toleranzmanagements empfiehlt die Richtlinie zweierlei Checklisten:

- die Problemcheckliste
- die Vorgehenscheckliste

Die Problemcheckliste enthält bekannte Problemstellungen, die bei Gelenkgetrieben auftreten können. Es handelt sich um Effekte, welche die Funktion beeinträchtigen oder die Lebensdauer verkürzen. Die Richtlinie unterstützt die Anwender darin ein Bewusstsein für solche Fragestellungen zu entwickeln. Die Checkliste ist als Vorlage gedacht, um die wichtigsten Aspekte zu beachten und zu dokumentieren. Sie kann bei konkreten Aufgabenstellungen nach aktuellen und spezifischen Anforderungen angepasst werden.

Die Vorgehenscheckliste führt den Ingenieur zu einer Vorgehensabfolge. Dabei soll die Vorgehenscheckliste den Produktentstehungsprozess des Gelenkgetriebes begleiten. Darüber hinaus kann die Vorgehenscheckliste auch indirekt die Gestaltung von Lastenheften unterstützen. Es werden 16 Schritte vorgeschlagen:

- 1) Definition und Dokumentation der Anforderungen
- 2) Berücksichtigung der funktionsbestimmenden Elemente und Parameter sowie deren Lagefunktionen für alle Bauteile des Getriebes
- 3) Definition von Bezügen und Bezugssystemen für Konstruktion, Fertigung und Prüfung pro Bauteil bzw. Getriebeglied
- 4) Festlegung der Toleranzen für jedes Bauteil in Abhängigkeit vom Fertigungsverfahren
- 5) Festlegung der Montage- und Einstellvorgänge
- 6) Analyse und Optimierung
- 7) Identifizierung und Dokumentation kritischer Parameter und Bewegungsgrößen
- 8) Definition des Prüfplans
- 9) Validierung der Prüfausrüstung (Prüfgeräte und deren Software) für Bauteile und Baugruppen
- 10) Präzisionsanalyse des Prüfprozesses
- 11) Validierung von Vorrichtungen und Betriebsmitteln
- 12) Fähigkeitsanalyse für Einzelteile und Unterbaugruppen – Erstmusterprüfbericht
- 13) Statistische Prozesskontrolle (SPC)
- 14) Fehlerdiagnose und Ursachenanalyse im Montageprozess
- 15) Kontinuierliche Optimierung von Produktkonstruktion und Fertigungsprozessen (KVP)
- 16) Aufbau und Pflege einer Wissensdatenbank

Zu jedem Schritt gibt es ausführliche Informationen und Hinweise.

4. Werkzeuge

Im Abschnitt Werkzeuge werden wesentliche Tools erläutert und deren Bedeutung hervorgehoben. Dabei werden Methoden der arithmetischen Toleranzanalyse, der statistischen Toleranzrechnung und auch Optimierungsstrategien erläutert.

5. Schlussbemerkung

Mit der Richtlinie VDI 2730 Blatt 1 wird erstmals eine Richtlinie vorgestellt, die Toleranzen und Toleranzmanagement bei ungleichmäßig übersetzenden Getrieben behandelt. Diese Vorgehensweise ist nicht nur auf Gelenkgetriebe beschränkt. Sie kann auch in der Entwicklung anderer komplexer Produkte angewendet werden. Die Richtlinie entstand unter der Schirmherrschaft der VDI Fachgesellschaft GPP. Der Autor hatte die Freude, als Vorsitzender diesen Ausschuss zu leiten. Großen Dank für die intensive und grundlegende Mitarbeit geht an die weiteren aktiven und auch ausgeschiedenen Mitglieder:

Prof. Dr.-Ing. Peter Gust VDI, Wuppertal

Dipl.-Ing. Michael Kellers, Frechen

Dr.-Ing. Philipp Last VDI, Berlin

Dr.-Ing. Taoufik Mbarek VDI, Linnich

Dr.-Ing. Christoph Schluer VDI, Wuppertal

Dr.-Ing. Ansgar Stickeler VDI, Fellbach

Dipl.-Ing. Conrad Töpfer VDI, Frechen

Dr.-Ing. Martin Wahle, München

Esther Hörter M.Sc., Aachen

Für weitergehende Informationen stellt die Richtlinie eine Literaturliste bereit. Hier kann der Ingenieur bei Bedarf tiefer nachforschen.

Die Mitglieder sind der Auffassung, dass es sehr sinnvoll ist, Anwendungsbeispiele dem Ingenieur an die Hand zu geben, an denen er sich in seiner täglichen Arbeit orientieren kann. Deshalb ist im Moment ein Blatt 2 der Richtlinie 2730 in Arbeit. Hier werden Anwendungsbeispiele aufgezeigt und erläutert, wobei nicht nur unterschiedliche Getriebetypen, sondern auch unterschiedliche Bewegungsfunktionen betrachtet werden.

6. Literatur

- [1] VDI 2730 Blatt1: Toleranzen und Toleranzmanagement bei Gelenkgetrieben, Richtlinie, Verein Deutscher Ingenieure, Beuth Verlag GmbH, Düsseldorf 2018

VDI 2730 ff: Die nächste Generation der Anforderungen:

Funktionsfähigkeit + Prozessfähigkeit = Nachhaltigkeit?

Dipl.-Ing. **C. Töpfer** (VDI), CEO EnginSoft GmbH, Frechen-Königsdorf

Kurzfassung

Die VDI-Richtlinie 2730, Blatt 1 [1] verfolgt das Ziel, eine Methodik und damit eine allgemeingültige Vorgehensweise zum Toleranzmanagement von Gelenkgetrieben (ungleichmäßig übersetzende Getriebe, Mechanismen oder Koppelgetrieben) bereit zu stellen. Damit soll sichergestellt werden, dass Daten und Informationen in aufbereiteter Form zur weiteren Nutzung (Wertschöpfung) im Produktlebenszyklus zur Verfügung stehen.

Die Umsetzung vorbeugender Instandhaltung benötigt diese Informationen, um zeit- und bedarfsgerechte Wartungsplanung betreiben zu können und durch angepasste Maßnahmenkataloge Funktionsfähigkeit sicherzustellen. Quellen dabei sind neben aktuellen Messdaten, die durch Sensorik bereit gestellt werden auch Ergebnisse multidisziplinärer Simulationen, die vorausschauend sowohl die Einflüsse von Einzeleffekten als auch parasitäre Kombinationen ermitteln können.

Abstract

VDI Guideline 2730, Part 1 [1] provides a methodology and a general valid procedure for tolerance management of mechanisms. This workflow of treating mechanisms is based on specific questions such as high non-linearity and position dependence as well as unclear assembly sequences. One of the targets is to provide information as data to be reused along the total product lifecycle and deliver add-on value.

One of the Use cases is Predictive Maintenance as part of trends like Industry 4.0 or IOT.

The combination of (multidisciplinary) Simulation results, actual measurements and sensors provides the set of data to predict effects and required information for just-in-time maintenance planning.

The combination and management of different data sources along the product lifecycle supports the Strategy of "Product Lifecycle Management [©]".

1. Quo vadis Toleranzmanagement?

Toleranzmanagement – das deutsche Synonym für den amerikanischen Begriff "Dimensional Management" ist seit Anfang der 90er Jahre des letzten Jahrtausends Teil des technischen Entwicklungsprozesses.

Zunächst lag der Fokus auf dem Ziel der Zusammenbau- Prozessfähigkeit. Mit dem Ansatz „so gut wie nötig“ spezifizierten sich aus den Produktanforderungen die maßlichen Spezifikationen der Einzelteile – und damit direkt auch die Herstellkosten.

Erfahrungen aus dieser ersten Generation des Toleranzmanagements haben die Erkenntnis untermauert, dass Investitionen in die Optimierung des Prozesses (Einmalinvestitionen) den „Genauigkeiten der Teile“ vorzuziehen sind. Zur Umsetzung bedurfte es einer einheitlichen Kommunikationsplattform; diese war und ist durch die Methodik der Form- und Lagetoleranzen weltweit gegeben.

Die nächste Herausforderung lag für das Toleranzmanagement in der Sicherstellung der Funktionsfähigkeit. Dieser Paradigmenwechsel wurde dadurch unterstützt, dass die Projekterfahrung aus 3-dimensionalen Toleranzsimulationen immer wieder zu dem Ergebnis kam, dass notwendige technische Änderungen einen gravierenden Eingriff in die Funktionsstruktur des Produktes erfordern - der zum aktuellen Projektstatus die Verschiebung des Serienanlaufs zu Folge hätte.

Diese Entscheidung zu treffen, gilt auch heute noch bei Entwicklungsmanagern als Tabubruch!

Die aktuelle Anforderung an das Toleranzmanagement ist die Nachhaltigkeit – uneingeschränkte Funktionsfähigkeit während der Gesamtzeit der geplanten Nutzung, bei Industrieanlagen und Transportflotten auch als „Uptime“ bezeichnet.

Die Erreichung dieser Ziele ist eine multidisziplinäre Herausforderung, die eine ganzheitliche Nutzung aller verfügbarer Datenquellen erfordert und diese Daten mit dem Ist- Zustand des technischen Produkts verknüpft.

Automotive OEMs nutzen für Ihre Produkte den Begriff des Digitalen Zwillings – „Digital Twin“.

2. Industrie 4.0 und IOT – “Internet of Things” – CIM 2.0?

Industrie 4.0 und IOT beherrschen heute als Trends die Medienlandschaft und die Digitalisierung hat den Eingang in die Politik gefunden. Als Hype der 90er Jahre war „CIM“ der Trend, welcher als Begriff im Jahre 1991 durch die Unternehmensberatung A.D.Little [4] geprägt wurde.

Dieser Ansatz konnte durch industrielle Projekte in der Praxis kaum bewiesen werden.

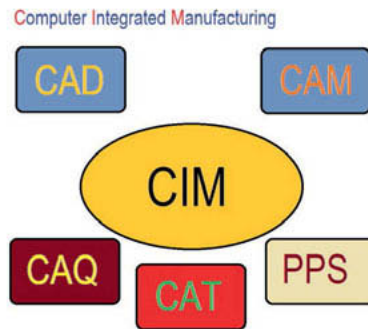


Bild 1

Die Vision bestand darin, den Datenaustausch über alle beteiligten Unternehmensbereiche hinweg zu gestalten [3,4].

- CAD (Computer **A**ided **D**esign)
- CAM (Computer **A**ided **M**anufacturing)
- PPS (**P**roduktions-**P**lanung – und **S**teuerung)
- CAQ (Computer **A**ided **Q**uality Control)
- CAT (Computer **A**ided **T**esting)

Durch die Datenintegration erhoffte man sich eine Vermeidung von Mehrfachstätigkeiten und die Vereinheitlichung der Kommunikation. Wikipedia [2] definiert die historische Vision des CIM wie folgt:

„CIM ist die Integration des ganzen Fertigungsunternehmens durch integrierte System- und Datenkommunikation gepaart mit einer neuen Management-Philosophie zur Verbesserung der organisatorischen und personellen Leistungsfähigkeit“.

Kritische Stimmen räumen ein [5], dass CIM „an der einen oder anderen Stelle über das Ziel hinausgeschossen ist“.

Die aktuelle Verfügbarkeit entscheidungsrelevanter Daten hat seit „CIM“ wesentlich zugenommen. Entscheidend ist, wie deren Relevanz für die Produktqualität dabei in kürzester Zeit erkannt und im Sinne des Produkts umgesetzt werden kann.

Industrie 4.0 bringt mit zusätzlichem Einsatz produktionsbegleitender Sensorik und der Datensammlung von Produkten – Digital Twin – im laufenden Betrieb zusätzliche Daten als Entscheidungshilfen – welche davon sind relevant, welche nicht?

Diese Unsicherheit und fehlende Erfahrung mit durchgängigen Datenprozessen unterstellt man aktuell die ablehnende Haltung und Einschätzung zur Strategie der vorbeugenden Instandhaltung in der Industrie – vor Allem beim produzierenden Mittelstand.

3. Produkt Lifecycle Quality® - Konzentration auf das Wesentliche



Die VDI Richtlinie 2730 [1] erhebt den Anspruch „Aus der Praxis – für die Praxis“ dem Entwickler als Hilfestellung zu dienen, um die wichtigsten Aspekte maßlicher Qualität und Abweichungen bei Gelenkgetrieben zu berücksichtigen.

Neben den dort zitierten Methoden und Vorgehensweisen werden in laufenden Projekten parallel und simultan ergänzend unterschiedlichste Berechnungen und Simulationen zur Absicherung des Konzepts, der Funktion und des Herstellprozesses durchgeführt.

Die Qualität der so erzielten Ergebnisse ist jedoch entscheidend abhängig von den ausführenden Personen und deren persönlicher Erfahrung.

Bild 2

Besonders bei der Interpretation der Ergebnisse ist das kritische Hinterfragen das Maß der Dinge. Unter Ingenieuren, die Toleranzsimulationen erstellen, hat sich ein Satz zum Dogma erhoben:

„Never assume anything“ – „Setze Nichts als gegeben voraus!“

Mit diesem Ansatz des kritischen Hinterfragens und dem Bewusstsein, dass bereits kommunizierte Informationen durch den Projektfortschritt Veränderungen / Anpassungen erfahren haben können, wird der Stellung und der Tragweite der Simulationsergebnisse in heutigen Entwicklungsprozessen Rechnung getragen.

Die Absicherung der Simulationsergebnisse erfolgt durch die Korrelation mit Echtdaten – Messdatenrückführung – in einem Soll (Simulation) / Ist (reale Fertigung) Vergleich.

Diese Vorgehensweise bietet sich in Projekten dann an, wenn mit „grobmaschigen“ Simulationsmodellen (Zeit/Kosten) oder bei auftretenden Produktionsproblemen schnell und pragmatisch verwertbaren Ergebnisse benötigt werden.



Bild 3 [6]

Des Weiteren konsolidiert die PLQ® Strategie die unterschiedlichsten Simulationsanwendungen in eine gesamthafte – multidisziplinäre – Betrachtungsweise.

Dadurch ist der Ansatz – im Gegensatz zu „CIM“ - sowohl applikationsspezifisch, als auch kundenspezifisch, was sowohl die Entwicklung als auch die Produktion und ggf. nachgeschaltete Lieferantenkette (supply chain) betrifft.

PLQ® integriert die bereits vorhandene Infrastruktur und kombiniert unterschiedlichste verfügbare Informations- und Datenquellen. Voraussetzung dafür ist lediglich ein offenes Format für den Austausch relevanter Daten / Parameter.

Dadurch werden Bekanntes und Neues verknüpft und der Einschätzung Rechnung getragen:

„Daher war CIM nicht falsch, sondern einfach 20 Jahre zu früh. CIM hatte einen ganzheitlichen und monolithischen Blick auf das Unternehmen. Abläufe waren immer gleich, und mit Störungen wurde nicht gerechnet.“ [5]

Der „CIM-Master“ war das CAD Nominalmodell; Abweichungen in der Produktion – Toleranzen – und Verschleißeffekte waren nicht Teil der Agenda. Damit wurden wesentliche Parameter ausgeblendet, die im Zuge einer Strategie der vorbeugenden Instandhaltung notwendigerweise berücksichtigt werden müssen.

3. Produkt Lifecycle Quality® - 4 Ebenen

PLQ® ist in 4 Ebenen strukturiert, die kaskadierend aufeinander aufbauen:

1. **Wissen** - Interlectual Layer
2. **Methoden** - Method Layer
3. **Werkzeuge** - Tool Layer
4. **Kontrolle** - Check Layer

How is the „PLQ“ strategy structured?

- FOUR Layers

- **Interlectual Layer**
 - Engineering instinct
 - Engineering skills
- **Method Layer**
 - Workflow (SE, Tolerance Management,...)
 - Language (GD&T)
- **Tool Layer**
 - Calculation
 - Simulation
 - Optimization
- **Check Layer**
 - Specifications
 - Definitions
 - Measurements



Bild 4 [7]

Als „**Engineering Instinct**“ wird die Fähigkeit charakterisiert, eine vorhandene Aufgabe durch strukturiertes Ingenieurwissen und erprobte Lösungsansätze zur Produktreife zu bringen. Synergien mit nicht produktspezifischen Parallelösungen sind dabei durchaus erwünscht, solange die Umsetzung durch robuste Prozesse in der Fertigung erreicht werden kann.

Die dabei auftretenden Abweichungen bei der Fertigung der Einzelteile, Zusammenbauten und Verschleißeffekte müssen dabei latent „auf dem Radar“ sein.

„**Engineering Skills**“ ist die Gesamtheit der Kenntnisse und Fähigkeiten, eine Anforderung von der Idee über das Konzept in einem Projekt zu realisieren. Unterstützung findet der Entwickler durch methodische Ansätze wie z.B. Toleranzmanagement, Systems Engineering und weitere. Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften zu ignorieren birgt die Gefahr des Scheiterns, denn:

Physik lässt sich nicht überlisten !

„**Tool Layer**“ differenziert zwischen

- Berechnung
- Simulation
- Optimierung

Eine Simulation ist sinnvoll, wenn durch die vorausgehende Berechnung das „Zielfeld der möglichen Ergebnisse“ eingegrenzt wurde. Dadurch werden die funktionserfüllenden Parameter in einer frühen Entwicklungsphase festgelegt und können kontinuierlich überprüft werden. Nichtlösungen werden sofort erkannt und nicht mehr weiterverfolgt.

Derart parametrisierte Simulationen können in übergeordnete – multidisziplinäre – Simulationsmodelle integriert werden. Diese multidisziplinären Modelle kombinieren die Ergebnisse von Einzelergebnissen (z.B. Multibody) mit Toleranzsimulationen, um Verschleißeffekte vorherzusagen, die dann in Wartungsplänen Eingang finden.

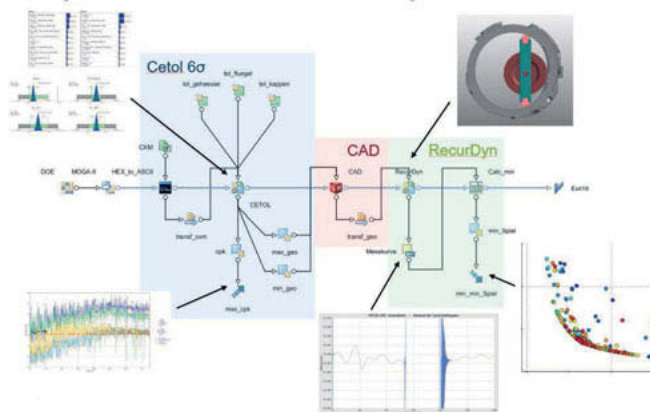


Bild 5 [6]

Der Product Lifecycle Quality® Ansatz ist skalierbar und fokussierbar; ganzheitliche Kostenoptimierung wird als Zielvorgabe ebenso unterstützt wie technische Prioritäten.

Combining available EnginSoft Solutions / Project experience into a Competitive advantage:

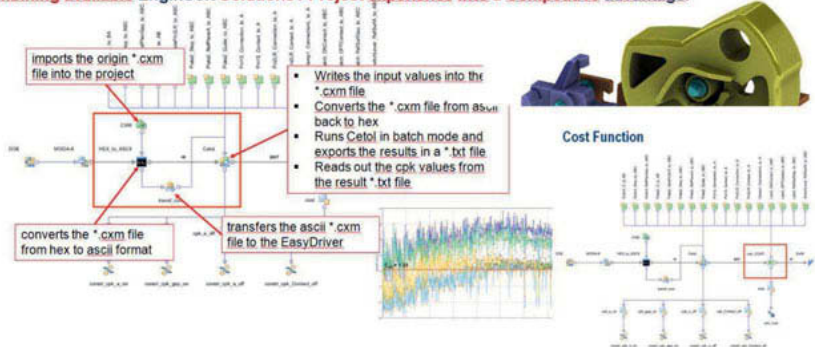


Bild 6 [6]

Mit dem „**Check Layer**“ liefert PLQ® relevante Eingangsgrößen für die Strategie der vorbeugenden Instandhaltung.

Dabei wird nicht unterschieden, ob diese Parameter aus einer dedizierten Simulation (z.B.: Toleranzsimulation – Beitragsleister) oder als Grenzwert definierter Meßwerte (Materialstärke) festgelegt oder ermittelt werden.

Wichtig ist, das das Messverfahren oder der Messwert des Sensors eindeutige Parameter liefern.

Zusammenfassung

Durch Toleranzmanagement werden fertigungs- und produktionsbedingte Abweichungen – Toleranzen – in das Bewusstsein des Produktentwicklers gerückt. Die VDI Richtlinie 2730 [1] folgt der Vorgabe, toleranzrelevante Aspekte aufbereitet zur Verfügung zu stellen. Dieser Schritt – weg vom CAD Nominalmodell – ist der erste zur Unterstützung von Strategien wie „Vorbeugende Instandhaltung“ durch die Festlegung entscheidungsrelevanter Parameter. Technische Simulationen werden zukünftige Anforderungen nur dann erfüllen, wenn durch die realitätsnahe Abbildung der Funktion, der Herstellprozesse und des Betriebes gesamthafte Parametertabellen abgeleitet werden und bei der Erreichung kritischer Werte Entscheidungsprozesse gestartet werden können.

Quellenverzeichnis

- [1] VDI 2730, Blatt 1: Toleranzen und Toleranzmanagement bei Gelenkgetrieben, Richtlinie, Verein Deutscher Ingenieure, Beuth Verlag GmbH Düsseldorf 2018
- [2] WIKIPEDIA – Definition CIM
- [3] Wirtschaftslexikon 24.com – Computer Integrated Manufacturing (CIM)
- [4] Wirtschaft und Schule CIM
- [5] Ingenieurversteh.de - Von CIM in die WELT von Industrie 4.0
- [6] Präsentation PLQ® - Marke 30 2016 221 937 Bundesrepublik Deutschland, EnginSoft GmbH
- [7] Präsentation Produkt Lifecycle Quality®
- Marke 30 2016 022 301 Bundesrepublik Deutschland, EnginSoft GmbH

Toleranzuntersuchung bewegter Systeme im Karosseriebau

Beurteilung des Türschließverhaltens unter Berücksichtigung von Toleranzen und Einfluss reibungsabhängiger Parameter

A. Cousin M.Sc. RWTH¹; Prof. Dr.-Ing. **M. Hüsing** (VDI)²;
Dipl.-Ing. **W. Jakobs**¹; Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **B. Corves** (VDI)²

¹ Ford-Werke GmbH, 50735 Köln

² Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR),
RWTH Aachen University, 52072 Aachen

Kurzfassung

Bewegte Systeme im Karosseriebau unterliegen vielerlei Einflüssen, die sich in veränderter Kinetik und Kinetostatik manifestieren. Dies können sowohl fertigungsbedingte Einflüsse (Herstellungs- und Montagetoleranzen) als auch kinematische Einflüsse sein.

Als beispielhaftes Bewegungssystem werden im vorliegenden Manuskript Fahrzeugseitentüren betrachtet. Das subjektive Qualitätsempfinden des Kunden ist nicht zuletzt Grund für effiziente Toleranzanalysen und ein effizientes Toleranzmanagement. Eine genaue Untersuchung der Einflüsse des Türschließverhaltens ist unerlässlich.

Zur Verdeutlichung der Zusammenhänge werden Methoden der VDI 2730 [1] auf Türfangbänder angewendet. Es wird gezeigt, wie Toleranzanalysemethoden auf Problemstellungen im traditionellen Karosseriebau übertragen werden können. Dies wird an zwei Beispielen aus dem Bereich Türen und Klappen durch den Einsatz von MATLAB demonstriert. Anhand der Beispiele wird exemplarisch gezeigt, welche Optimierungspotentiale sich für Montageprozesse durch den Einsatz von Sensitivitätsanalysen bieten und welche Randbedingungen zu beachten sind. Das System „Checkarm“ wird auf seine Robustheit gegenüber Störfaktoren bewertet und zukünftige Handlungsfelder identifiziert.

Die vorgestellten Ergebnisse sind im Rahmen einer Kooperation zwischen dem IGMR und den Ford-Werken erarbeitet worden.

Abstract

Motion systems in car body engineering are affected by multiple influences resulting in altered kinetics and kinetostatics. Above-mentioned influences can be divided into manufacturing (caused by production and assembly tolerances) and kinematic impacts. Common vehicle side doors shall serve as an example for the methodologies introduced in this paper. The

customers' subjective feeling of vehicle quality demands for detailed tolerance analyses and efficient tolerance management. A detailed analysis of the influences on the door closing motion is the inevitable consequence of the customers' quality perception. In order to emphasize the correlation between tolerances and targeted door closing performance several methodologies of VDI 2730 [1] are applied on door commodities like checkarms or hinges. This paper will show how methodologies for tolerance analysis can be integrated into traditional car body engineering. This will be demonstrated for two distinct commodities using MATLAB. On the basis of these examples potentials for optimization of assembly processes will be identified by conducting sensitivity analyses and highlighting associated margins. The subsystem „Checkarm“ is investigated for its robustness against noise factors and future tasks are identified.

All presented findings and results have been developed in cooperation between IGMR and Ford-Werke GmbH.

1. Problemstellung und Motivation

Die automobile Fertigung unterliegt vielerlei Einflüssen, die sich auf das subjektive Qualitätsempfinden des Kunden übertragen. Das Erreichen definierter Zielgrößen ist unerlässlich zur Erfüllung der Kundenanforderungen (implizite und explizite). Der erste physische Kontakt und damit auch die erste haptische Wahrnehmung des Fahrzeugs durch den Kunden erfolgt in der Regel über den Tür-Außengriff. Damit kommt dem Öffnungs- und Schließverhalten der Fahrzeugseitentür eine große Bedeutung in Bezug auf Qualitätsansprüche und ihre Erfüllung zu.

Die Umsetzung einer qualitativ hochwertigen Seitentür lässt sich in zwei Aufgabenbereiche gliedern:

1. Robuste Auslegung in der Konstruktionsphase
2. Effiziente Prozesskontrolle in Bezug auf ausschlaggebende Parameter

Beim ersten Aufgabenbereich stellt sich die grundlegende Frage nach der Datenverfügbarkeit zur Beurteilung der Konstruktion. Es gilt, die vorhandenen Daten (z.B. aus CAD und CAE) gezielt zu nutzen und zu analysieren. Zur Bewertung eines robusten Designs können Kennwerte herangezogen werden, doch deren Abgleich mit Fahrzeugdaten (bspw. mit der Türschließenergie) ist traditionell erst möglich sobald physikalische Prototypen verfügbar sind. In Bezug auf Türschließkräfte ist es zwingend erforderlich, Gesamtfahrzeuge zu testen und zu messen, da Einflussgrößen wie die Kabineninnendruckentwicklung sonst nicht berücksichtigt werden können. Damit kann ein Abgleich mit Kennwerten und Erfahrungswerten erst zu einem späten Entwicklungszeitpunkt stattfinden, und zwar ab dem Zeitpunkt der Verfügbarkeit von

Verifikations-Prototypen. Derartige Untersuchungen können z.B. mittels des Messinstruments „EZ-Slam“ [2] von EZ-Metrology durchgeführt werden.

Ein Beispiel für entsprechende Messschriebe kann Bild 1 entnommen werden.

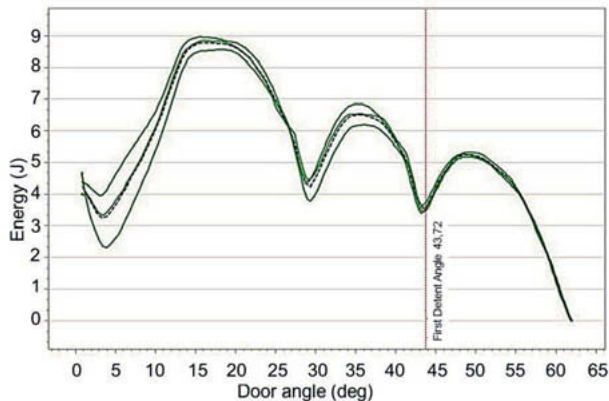


Bild 1: Charakteristische EZ-Slam Energie-Kurve über den Winkel einer Fahrzeug-Seitentür für die Öffnungs- und Schließbewegung [2]

Voraussetzung für einen robusten Design-Prozess einer Fahrzeug-Seitentür ist damit die Verfügbarkeit geeigneter Design-Methoden und Analyseverfahren. Der Einfluss und der Spielraum auf die Auslegung ist zu Beginn der Entwicklung am größten und wird dann mit wiederholten Iterationen verringert. Daher gilt es den Konflikt zwischen Einfluss auf die Auslegung und Datenverfügbarkeit zu lösen.

Dazu wird im Rahmen der Kooperation zwischen dem IGMR und der Ford-Werke GmbH ein MATLAB-basiertes Simulations-Werkzeug entwickelt. Die nominale Simulation von Anbauteilen der Seitentür sagt zunächst nichts über die Robustheit einer Auslegung aus. Es kann lediglich validiert werden ob ein Design geeignet ist, um eine Zielvorgabe zu erfüllen. Auch der zweite Punkt – die effiziente Prozesskontrolle – kann nicht nur mit einer Nominal-Simulation erfüllt werden. An dieser Stelle muss mit statistischen bzw. arithmetischen Toleranzanalysen und Empfindlichkeitsanalysen gearbeitet werden.

2. Software-Synthese und Nominalsimulation

Die Notwendigkeit einer geeigneten Analyse-Methoden von Türschließkräften während des Entwicklungsprozesses wurde im vorherigen Abschnitt dargelegt. An dieser Stelle wird die Umsetzung einer geeigneten Simulations-Software in MATLAB genauer beschrieben.

Grundsätzlich erfolgt der Aufbau der Software-Struktur nach der „View-Controller-Model“-Vorgehensweise. Eine Grundaufteilung der Software-Bausteine auf die drei Hauptgruppen der Struktur ist der nachfolgenden Abbildung zu entnehmen (Bild 2).

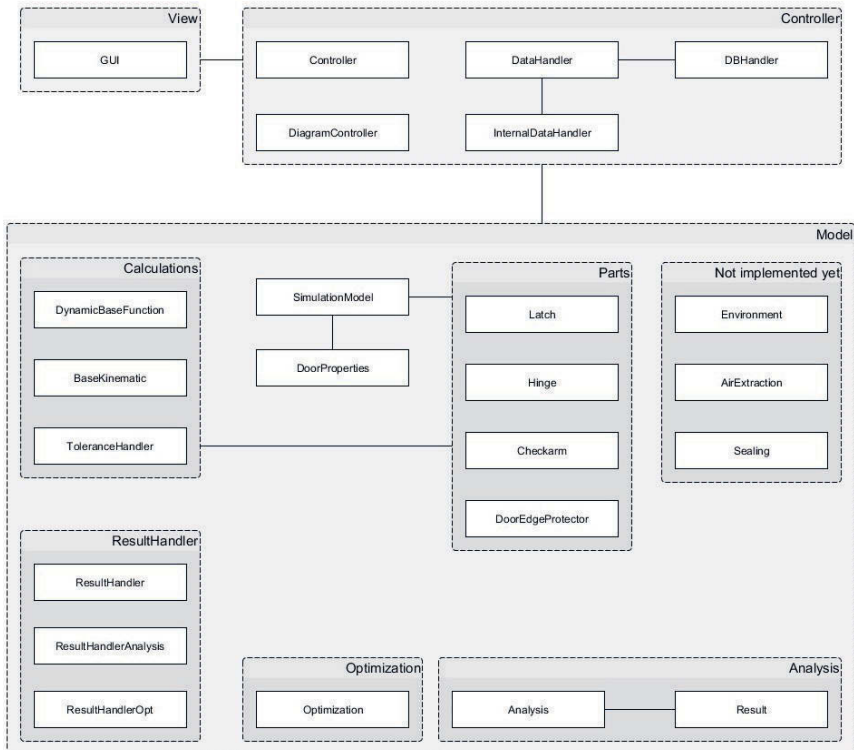


Bild 2: Anwendung der View-Controller-Model-Software-Struktur auf das MATLAB-Modell

Das bedeutet, dass die Anzeige von Eingangs- und Ausgangsgrößen, die Steuerung der Gesamtsimulation sowie die Berechnungsverfahren streng voneinander getrennt aufgebaut werden. Dies bietet den Vorteil der Übertragbarkeit der Verfahren auf unterschiedliche Daten als auch Darstellungsweisen. Das eigentliche Kernstück der Software (die spezifischen Tür-Algorithmen) ist damit universell auf jede andere Seitentür anwendbar. Die Trennung der drei Software-Elemente ermöglicht es Datenbanken zu integrieren, die Informationen zu einer Vielzahl an Fahrzeugprogrammen liefern.

Zur ganzheitlichen Simulation von Fahrzeugseitentüren und ihrem Schließverhalten müssen alle Einflussgrößen betrachtet werden, die über sämtliche Türanbauteile bis hin zur Innenraumentlüftung gestreut sind. In diesem Manuskript werden folgende Punkte und Anbauteile genauer betrachtet:

1. Türscharniere & Door-Rise (mit Koordinaten, Toleranzen und Reibwerten)
2. Türfangbänder (auch als Checkarm bezeichnet)

Ein analytischer Überblick über hier nicht betrachtete Einflüsse wird in [3] gegeben. Im Rahmen dieser Veröffentlichung werden die Vorteile von simulativen Toleranzuntersuchungen insbesondere anhand des sogenannten „Door-Rise“ und der „Checkarm“-Simulation betrachtet.

Der Door-Rise bezeichnet eine Zielgröße für die Auslegung der Seitentürkinematik. Es ist Stand der Technik die Scharnierachse von Fahrzeugtüren leicht anzustellen – zumeist nach Fahrzeug-Vorne und Fahrzeug-Innen. Dadurch wird sichergestellt, dass auf ebenen Grund über die Türöffnung potentielle Energie aufgebaut wird, die bei ihrer Freisetzung die Schließbewegung unterstützt. Bei Betrachtung eines beliebigen Punktes auf dem Türblech wird dieser über die Türbewegung relativ in z-Richtung angehoben. In Bezug auf den Door-Rise wird der äußerste Eckpunkt des Blechs mit dem größten Abstand zur Scharnierachse betrachtet (vgl. Bild 3 links). Dies gilt ebenso für den Massenschwerpunkt der Tür, wodurch der Aufbau der potentiellen Energie zustande kommt (vgl. Bild 3 rechts).

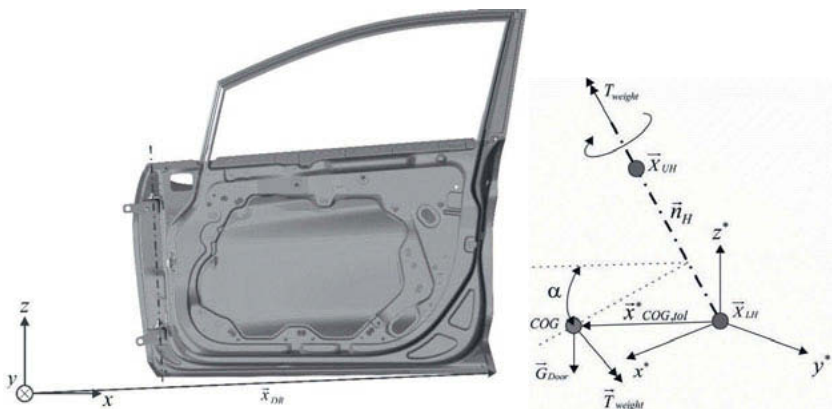


Bild 3: Links: Darstellung der Türscharnierachse und der Door-Rise Koordinate

Rechts: Schematische Darstellung der Türkinematik mit Tür-Schwerpunkt

Die EZ-Slam-Analyse des Door-Rise hat einen charakteristischen parabelförmigen Verlauf. Ein Auszug ist in Bild 4 dargestellt.

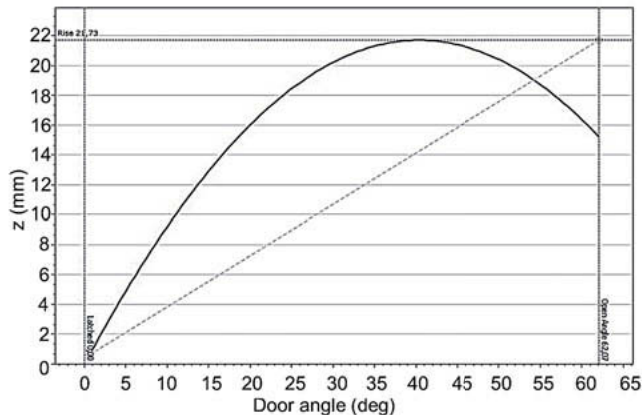


Bild 4: Door-Rise Diagramm aus einer EZ-Slam Messung

Mit simulativen Methoden ist der Door-Rise bzw. die Erfüllung der geforderten Zielgröße einfach zu überprüfen. Drei Punkte der geschlossenen Tür genügen, um die vollständige Kinematik zu beschreiben: die zwei Scharnierkoordinaten sowie die eigentliche Door-Rise Koordinate des Eckpunktes.

Die Simulation des Checkarms ist deutlich komplexer, basiert aber letztendlich auf der gleichen Vorgehensweise. Es wird für jedes diskrete Inkrement des Türwinkels der Abstand zweier charakteristischer Koordinaten berechnet - einerseits für die Koordinate des Anschraubpunktes an der Karosserie-seite, andererseits für die aktuelle Position der Gleitelemente entlang des Checkarm-Profiles. Bild 5 zeigt exemplarisch den Checkarm des aktuellen Ford Fiesta (BJ 2017). Die Gleitelemente sind in diesem Fall als Kugeln ausgeführt.

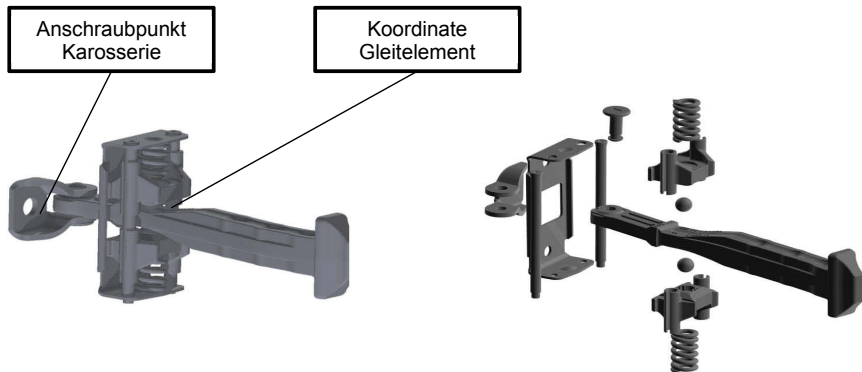


Bild 5: Checkarm des Ford Fiesta (BJ 2017) in Verbau- und Explosionsansicht

Die Berechnung des Momentenverlaufs des Checkarms um die Scharnierachse erfolgt auf Basis mechanischer Reibungsmodelle. Über den aktuellen Türwinkel wird die Position der Gleitelemente auf dem Bahnprofil des Checkarms berechnet und darüber der Federweg der Schraubendruckfedern ermittelt. Das Profil muss als kontinuierliche Funktion oder Spline vorliegen, um darüber hinaus die Profilneigung durch Ableiten bestimmen zu können. Charakteristische Einflussparameter auf die Checkarm-Kräfte sind sowohl Positions- und Federtoleranzen, als auch die Varianz des Reibungsbeiwertes. Eine genauere Betrachtung des Checkarms ist unter [4] nachzulesen.

Lieferanten unterwerfen den Checkarm genauen Analysen und Tests, um für den OEM einen bestimmten Momentenverlauf ihres Bauteils zu verifizieren und zu validieren. In Bild 6 ist ein derartiger Messreport der Simulation gegenübergestellt. Der charakteristische Momentenverlauf eines Checkarms über den Öffnungswinkel der Tür ist hier isoliert zu sehen. Die Rastpositionen der Tür in den Vertiefungen des Profils sind deutlich zu erkennen.

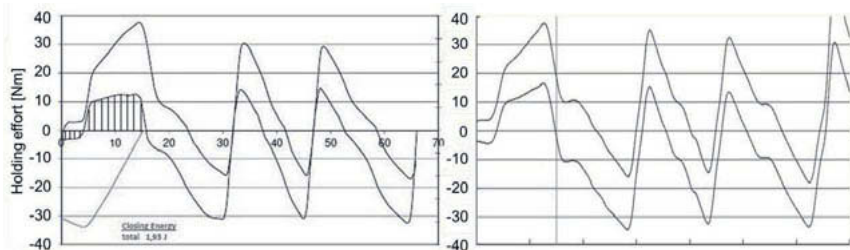


Bild 6: Momentenverlauf eines Checkarms der Firma Edscha [5] als Messkurve (links) und Simulation (rechts)

3. Toleranzanalyse

Aufbauend auf der nominalen Simulation der Fahrzeugseitentür ist es möglich in MATLAB Toleranzen mit in die Berechnung einzubeziehen. In einer Datenbank müssen dabei die Grenzen der Parameter hinterlegt sein. Dies können zum einen Positionstoleranzen (bspw. Anschraubpunkte) oder auch Prozessparameter und Varianzen sein (Federn, Reibwerte etc.). Bei der Einbindung von Toleranzen kann unterschieden werden zwischen fixen und variablen Werten. Im Folgenden wird weiter auf die variable Toleranzsimulation eingegangen. Mithilfe der in MATLAB hinterlegten „Random – n“ Funktion (`randn`) werden normalverteilte Zufallswerte innerhalb der Toleranzgrenzen des jeweiligen Parameters gebildet und auf den Nominal-Wert addiert. Bei jedem Durchlauf der Berechnung werden so neue, zufällige Toleranzkombinationen für die Seitentür gebildet. Führt man diese Berechnung innerhalb der Prozessgrenzen oft genug hintereinander durch, lässt sich ein Kennfeld für die entsprechende Zielgröße aufspannen. Dieses ist in Bild 7 am Beispiel des Door-Rise dargestellt. Dabei wurden insgesamt 10000 Schleifen durchlaufen, was 10000 Seitentüren mit unterschiedlichen Toleranzen entspricht.

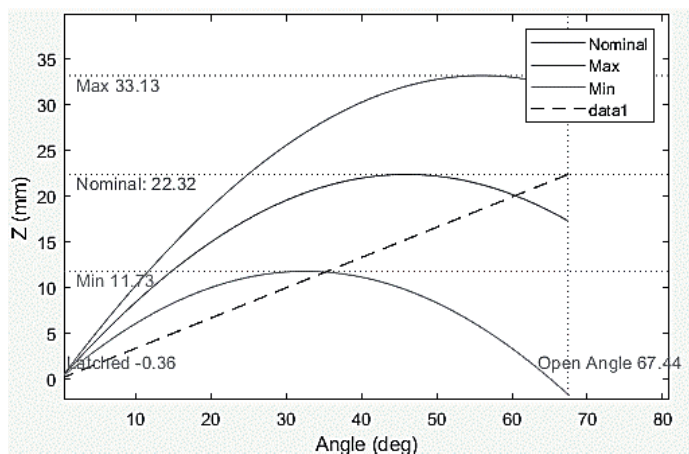


Bild 7: Statistische Toleranzanalyse einer Fahrzeugseitentür

So ist es ohne größeren Aufwand möglich, durch gezielten Einsatz simulativer Methoden in MATLAB, die Produktion eines ganzen Jahres innerhalb der Prozesstoleranzen abzubilden und die damit verbundene Verteilung von Zielgrößen zu analysieren. Dadurch kann an entsprechender Stelle Einfluss genommen werden und die Toleranzgrenzen der Prozesse

eingengt werden, um die angestrebte Prozess-Stabilität zu erzielen. Vorteilhaft ist, dass derartige Prozesseinstellungen vorab simuliert werden können.

Darüber hinaus können statistische Qualitätsmanagementmethoden wie bspw. Six Sigma in die Toleranzanalyse eingebunden werden. Ein Auszug aus einer fiktiven Analyse des Door-Rise mit variablen Scharnertoleranzen ist in Tabelle 1 dargestellt. Die Ergebnisse sind in Quintile geordnet.

Tabelle 1: Beispiel zur Toleranzanalyse für den Door-Rise

-6sigma	+6sigma	Average	
1.4829	39.9389	20.7109	
20%	11.73 to 16.01	669	6.69 %
40%	16.01 to 20.29	3980	39.80 %
60%	20.29 to 24.57	4147	41.47 %
80%	24.57 to 28.85	1131	11.31 %
100%	28.85 to 33.13	73	0.73 %

4. Sensitivitätsanalyse

Im Rahmen des Kooperationsprojektes werden verschiedene Optimierungsmethoden zum Einsatz gebracht. Zur Realisierung von Sensitivitätsanalysen werden Differenzenquotienten verwendet.

$$\frac{\partial f(\alpha, p_i)}{\partial p_i} = \frac{\Delta(f(\alpha, p_i))}{\Delta p_i} \quad (1)$$

Wobei α für den Türwinkel steht und p_i für den jeweils untersuchten und toleranzbehafteten Parameter. Dabei lässt man, wie in VDI 2730 [1] erläutert, Δp_i gegen null streben. Allerdings wird mit $\Delta p_i = 10^{-5}$ bereits eine hinreichende Genauigkeit erzielt.

In Bild 8 und Bild 9 werden zwei Beispiele für Empfindlichkeitsanalysen an Fahrzeugseitentüren angeführt. Zunächst wird erneut der Door-Rise betrachtet.

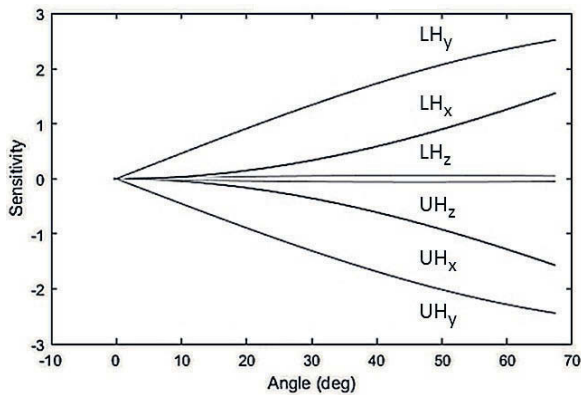


Bild 8: Sensitivitätsanalyse am Beispiel Door-Rise

Als Einflussparameter für die Analyse wurden in diesem Fall die Scharnierkoordinaten in allen drei Raumrichtungen betrachtet. Dabei wird deutlich, dass insbesondere die y-Koordinaten des oberen (UH = Upper Hinge) und unteren (LH = Lower Hinge) Scharniers einen starken, mit dem Türwinkel zunehmenden Einfluss auf den Door-Rise haben. Übertragen auf die Einstellung des Tür-Montage-Prozesses im Werk, sollten im Hinblick auf die Zielgröße Door-Rise besonders die Montage-Toleranzen in y-Richtung genau kontrolliert und ggf. die Grenzen enger gesetzt werden.

Als zweites Beispiel wird die Sensitivitätsanalyse eines Checkarms gezeigt. Da die Algorithmen deutlich komplexer sind, mehr Einflussparameter betrachtet werden und andere physikalische Prinzipien herrschen, sind auch die Ergebnisse weniger trivial.

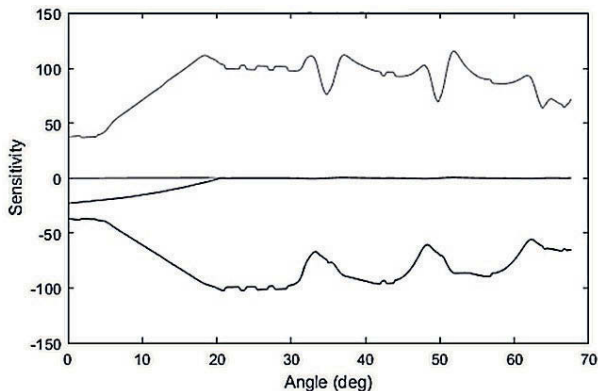


Bild 9: Sensitivitätsanalyse eines Checkarm für Reibbeiwerte

Die Auswertung in Bild 9 für die Reibbeiwerte (gezacktes Profil, obere und untere Kurve) des Checkarm-Profiles zeigt deutlich größere Empfindlichkeiten im Vergleich zu allen weiteren Einflussparametern. Dies ist vor allem mit der Verstärkung des Einflusses durch die Vorspannung der Federn zu erklären. Die Kurven aller anderen Sensitivitäten verlaufen um den Wert 0 und überlagern einander sogar aufgrund der Skalierung, was die Anfälligkeit des Systems für Änderungen des Reibwertes hervorhebt.

Eine genauere Auswertung ohne die Reib-Parameter zeigt Bild 10. Auch hier überlagern sich einige Werte fast gänzlich.

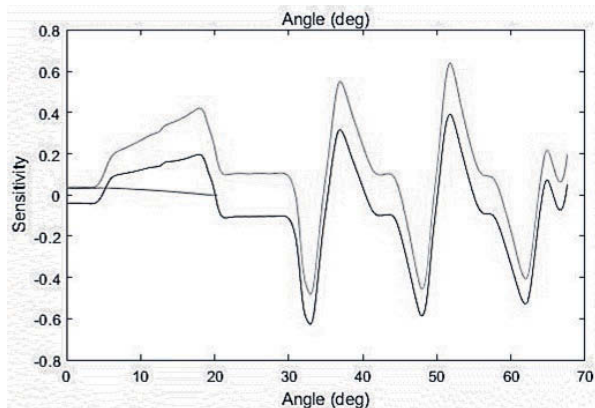


Bild 10: Sensitivitätsanalyse eines Checkarm ohne Reibbeiwerte

Es wird deutlich, wie wenig robust das System Checkarm gegenüber veränderlichen Reibwerten ist (Sensitivität von bis zu 150 (Bild 9) gegenüber ca. 0,6 (Bild 10)). In beiden Fällen wurde die Sensitivitätsanalyse für die Zielgrößen Öffnungs- bzw. Schließmoment sowie für die zurückgegebene Schließenergie vollzogen. Änderungen der Reibbeiwerte im Kontakt zwischen Gleitelement und Profilbahn sind durch Alterung und Verunreinigungen zu begründen.

Um das System gänzlich unabhängig von diesen Einflüssen zu gestalten muss das physikalische Grundprinzip geändert werden. Um jedoch die Robustheit zu erhöhen, reicht es aus, konstruktive Änderungen vorzunehmen, bspw. das Hinzufügen einer Schmutzlippe.

5. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Anhand zweier einfacher Beispiele wurden die Möglichkeiten und Vorteile des Einsatzes von Simulationen im Karosseriebau aufgezeigt. Sowohl die Auslegung, als auch der

Fertigungsprozess können wirkungsvoll in Richtung robuster Designs und effizienter Prozesse beeinflusst werden. MATLAB kann als wertvolles Werkzeug zur Programmierung zugeschnittener Software-Lösungen für den Bereich Türen und Klappen eingesetzt werden. Da Fahrzeugseitentüren und Anbauteile als bewegte Systeme anzusehen sind, helfen Toleranzanalysen die Auswirkung der Prozess- und Fertigungsparameter auf bestimmte Zielgrößen zu ermitteln.

Sensitivitätsanalysen unterstützen den Entwickler bei der Identifikation und Eingrenzung der kritischen Einflussgrößen. Sie können helfen Maßnahmen zu identifizieren und im Sinne einer Pareto-Analyse zu gruppieren. Dadurch können späte Konstruktionsänderungen vermieden oder reduziert werden, was damit einhergehende Kosten und den Zeitaufwand verringert. Grundsätzlich sind Toleranzanalysen ein mächtiges Werkzeug für den OEM, um einen wettbewerbsfähigen und effizienten Entwicklungsprozess zu etablieren. Die Datenverfügbarkeit wird von der Prototypenphase in die Entwicklungs- und Auslegungsphase vorgezogen. Dadurch kann einfacher Einfluss auf die betrachteten Attribute und Zielgrößen genommen werden – in diesem Fall Türschließkräfte. Auch der Testaufwand kann signifikant gesenkt werden, da weniger Wiederholungstests ausgeführt werden müssen.

Um eine ganzheitliche Analyse der Türschließkräfte und -Energie unter Einbezug von Toleranzen simulativ umzusetzen, muss das bestehende Modell um weitere Anbauteile ergänzt werden.

Die vorgestellten Maßnahmen müssen sukzessive über alle Einflussgrößen und Parameter ausgerollt werden. Sie können durch weitere Optimierungsmethoden wie bspw. die Monte-Carlo-Analyse oder Latin-Hypercube-Sampling ergänzt werden.

6. Literaturangaben

- [1] VDI 2730, Blatt 1: Toleranzen und Toleranzmanagement bei Gelenkgetrieben, Richtlinie, Verein Deutscher Ingenieure, Beuth Verlag GmbH, Düsseldorf 2018
- [2] EZ-Slam2, Prospekt, EZ-Metrology, Novi MI-USA 2018
- [3] Li, J., Mourelatos, Z.P., Schwarze, F.G. u. Rozenbaum, J.V., Prediction of Automotive Side Swing Door Closing Effort, SAE International, Warrendale, PA-USA 2009
- [4] Zhao, W. et. Al.: Entwicklung und Verifizierung eines mathematischen Ersatzmodells zur Beschreibung von Tür-Fangbändern (Checkarms) und deren Implementierung in MATLAB, IGMR Aachen Projektarbeit 2017
- [5] Holding Efforts & Closing Energy, Testreport für Ford, Edscha, Remscheid 2013

Ablauf- und bewegungstechnische Optimierung von Montageanlagen durch parameterdeklarierte Varianten mit Taktzeit- und Kostenbezug

Prof. Dr.-Ing. **M. Berger, T. Nguyen Dang** (M. Eng.)

Professur Montage- und Handhabungstechnik, Institut für Füge- und Montagetechnik, Technische Universität Chemnitz, Deutschland

Einleitung

Die Planung neuer Anlagenkonzepte stellt Hersteller und Anbieter immer wieder vor große Herausforderungen. Neben den anlagentechnischen Risiken ist es z. B. für Montageanlagen, welche aus ganz unterschiedlichen Stationen konfiguriert und durch verschiedene Verkettungsarten aufgebaut sein können, grundsätzlich schwierig, während der Anlagenplanung bereits das optimale Layout festzulegen oder exakte Aussagen zu realisierbaren Taktzeiten und damit einhergehenden Kosten zu treffen. So können Takt- bzw. Ausführungszeiten von Einzelstationen in Abhängigkeit vom Konzept und den Eigenschaften der Einzelkomponenten zwischen T_{\max} und T_{\min} liegen. Sofern, wie beim vollautomatischen Anlagenbetrieb mit starrer Verkettung, auch keine Materialspeicher zwischen den Stationen zum Einsatz kommen, gelingt ein Taktzeitausgleich im Sinne der Prozessoptimierung nur durch die optimale Aufteilung der Arbeitsinhalte über alle Einzelstationen hinweg, wobei den sogenannten Engpassstationen eine besondere Rolle zukommt.

Dieser Beitrag zeigt unter diesem Focus, ausgehend von bewegungstechnisch interessanten sowie handhabungsgeprägten und textiltechnologischen Konzepten, die Anwendung parametrisierter Funktionsfolgen für Fertigungs-, Montage- und Handhabungsprozesse. Den Ausgangspunkt bildet hierbei Blatt 1 der im Jahr 2016 zurückgezogenen VDI Richtlinie 2860 "Montage- und Handhabungstechnik". Die darin ausgeführten begrifflichen Definitionen und Symbole zur Beschreibung von Werkstückcharakteristika in Handhabungsprozessen, deren funktionale Untergliederungen und Anwendungen sowie möglichen Verknüpfungen mittels Funktionsfolgen für den Entwurf von Handhabungs- und Montagesystemen, wurden unter dem Gesichtspunkt einer stetig fortschreitenden Automatisierung und Flexibilisierung als symbolischer Lösungsansatz benutzt, erweitert und funktionsorientiert hinsichtlich der erforderlichen Funktionsträger, wie z. B. Speichermedien, Zuführeinrichtungen oder Endeffektoren, geschärft. Basierend auf dem im Beitrag nachfolgend präsentierten erweiterten Funktionsumfang, werden jedem Funktionselement neben dem Werkstückverhalten nun auch durch einen symbolischen Differentialansatz technologische

und physikalische Funktionsträger zugeordnet, wobei die Taktzeit- und Kostenkalkulation im Montageumfeld im Vordergrund stehen.

Durch die Deklaration aller Variantenkenndaten in einer Funktionsträgerliste (FTL), welche für jedes parametrische Symbol beim erstmaligen Anlagenentwurf erstellt werden muss, lassen sich z. B. mögliche Engpassstationen bereits während der Entwurfsphase, wobei in diesem Fall ggf. auch geschätzte Taktzeiten und Erfahrungswerte einfließen können, genauer und schneller herausfinden oder unterschiedliche Varianten effizient partiell vergleichen. Für ein technologisch bedingtes Anlagenlayout können so die Gesamttaktzeit und damit verbundene Anlagenkosten direkt vorausberechnet werden. Diese Aufgabe ist bei komplexen Anlagen mit ggf. zahlreichen Einzelstationen, welche z. B. aus unterschiedlichen taktbeeinflussenden Antriebskomponenten bestehen, schwierig, so dass für diese Aufgabenstellung auch Optimierungsstrategien zum Einsatz kommen.

Abschließend wird gezeigt, welche ablauf- und bewegungstechnischen Anforderungen zur Herstellung eines sogenannten textilen Maschinenelementes bestehen. Zur prozesssicheren Umsetzung dieser Idee waren die eigentlichen handhabungstechnischen Herausforderungen durch die extrem schnelle, kontinuierliche und kollisionsfreie Zuführung der Festkörper unter Beachtung der bekannten Übertragungsfunktionen der maschenbildenden Arbeitsorgane und der Synchronisation der Loch- und Zungennadel mit der neuen Antriebsbaugruppe zum Festkörpereintrag definiert.

1. Motivation zum symbolisch-erweiterten Anlagenentwurf

Zum Anlagenentwurf und der damit verbundenen logischen Aufeinanderfolge von Handhabungs-, Fertigungs- und Montageoperationen können eindeutige Symbolbeschreibungen genutzt werden. Betrachtet man die heutigen zeitlichen Rahmen der Produktentwicklungsprozesse und Produktlebenszeiten, die technische Vielfalt angebotener Lösungen und die sich stetig erweiternden Forderungen bzgl. einer Flexibilisierung, oft gepaart mit kürzeren Taktzeiten und kleiner werdenden Losgrößen, wird schnell deutlich, dass der Planungsprozess frühzeitig durch eine Zuordnung konkreter Funktionsträger mit belastbaren Kenndaten unteretzt werden muss. Unternehmensspezifisch werden hierbei durchaus recht unterschiedliche Herangehensweisen, Beschreibungssprachen und Planungshilfsmittel, gepaart mit Softwareapplikationen, welche von den Microsoft-Produkten bis hin zu komplexen Datenbank- und Planungssystemen reichen, eingesetzt.

Den Ausgangspunkt unserer Untersuchungen bilden die bekannte VDI Richtlinien 2860 [1] (Bild 1) und 3260 [2], welche im ersten Fall symbolbasiert eine klare und eindeutige Formulierung von Aufgabenstellungen durch lösungsneutrale Funktionen werkstückorientiert

beschreibt und im zweiten Fall die Anwendung von Funktionsdiagrammen zur Planung, Konstruktion und Steuerung von Maschinen und Anlagen deklariert. Unser neuer Ansatz soll davon ausgehend neben allen erforderlichen Werkstückparametern zusätzlich auch die funktionsträgerbezogenen Parameter in einem symbolischen Layout verknüpfen. Derart parameteruntersetzte Symbolelemente erlauben es, Zielstellungen wie

- die Planung, die Ausgestaltung und den Vergleich von Baugruppen, Maschinen bis hin zu kompletten Handhabungs- und Montageanlagen,
- die Parameteridentifikation und Optimierung bzgl. physikalisch-technischer Kennwerte, Taktzeiten, Schnittstellen und Kosten sowie
- Lieferantenidentifikation und Eigenleistungsanteil durch eine klare Spezifikation technischer Parameter

schneller und einfacher umzusetzen [3,4].

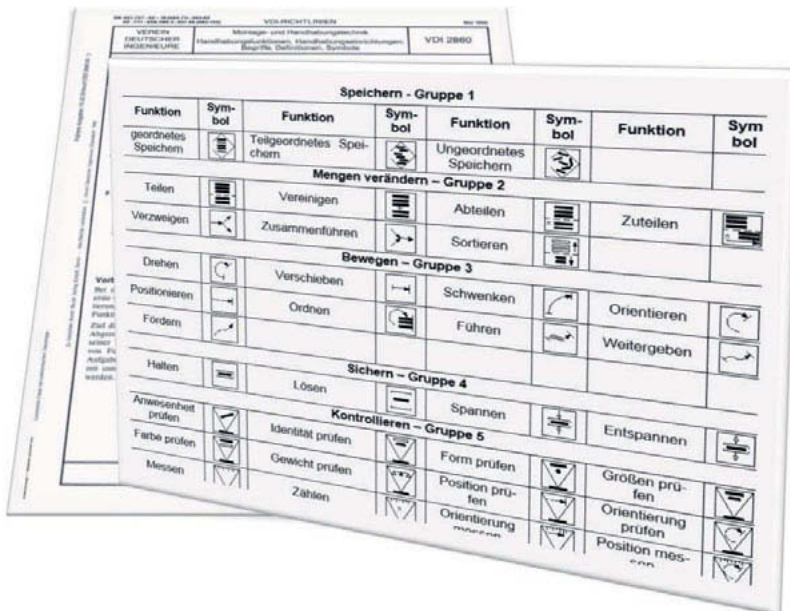


Bild 1: VDI 2860 – Funktionen und Symbole

Motivationsunterstützend soll ein erstes und einfaches Beispiel einer Kleinteilezuführung ohne wesentliche ordnungsrelevante Herausforderungen, z.B. Stifte, Scheiben, Buchsen, etc., dienen. Hierbei besteht die in der Praxis typische Aufgabenstellung, magaziniert geordnete Bauteile, wobei oftmals auch noch vorgelagert Vibrationsförderer zum Einsatz

kommen (nicht dargestellt), formschlüssig und einzeln mittels Zuteiler auszutragen, dann an einem definierten Aufnahmeort durch z. B. einen Greifer aus der Aufnahme kraftschlüssig zu erfassen und durch eine Pick&Place-Bewegung mit drei nicht zeitgleich ablaufenden translatorischen Bewegungszyklen auf einem Rundschalttisch wiederum formschlüssig abzulegen, bevor dieser das Schwenken des Bauteils zur nächsten Station realisiert. Eine mögliche Funktionsbeschreibung unter Anwendung der Symbole nach VDI 2860 zeigt Bild 2.

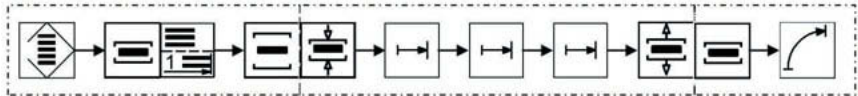


Bild 2: Funktionsfolge der Kleinteilezuführung gemäß VDI 2860

Ausgehend von dieser Funktionsfolge sind im Entwicklungsprozess nachfolgend die Funktionsträger für die jeweiligen Abschnitte zu deklarieren, wobei die drei gestrichelt definierte Bereiche bereits gerätetechnische Zusammenfassungen, ein Magazin mit aktivem Austrag (Zuteiler), ein Pick&Place-Gerät und einen Rundschalttisch, beschreiben. Um die Taktzeit für diese Aufgabenstellung zu ermitteln, gilt es, alle Einzelbewegungen zu analysieren, wobei zeitliche Abläufe vorerst schrittbezogen in einem Funktionsdiagramm dargestellt werden können. Dabei wird eine Zustandsänderung, z.B. das Schalten eines Rundschalttisches oder das Anfahren bzw. Stillsetzen eines Schlittens (Pick&Place-Gerät), als Schritt bezeichnet, siehe Bild 3. Das Weg-Schritt-Diagramm besteht für dieses Beispiel aus 9 Schritten. Verändern sich die Zustände der Funktionsträger in einem Schritt, werden sie durch Abkürzungen und Ordnungszahlen bezeichnet, z.B. GF1 bis GF4 für den Funktionsträger „Greifer“. Bewegungen der Funktionsträger oder technologische Parameter, wie Öffnungs- und Schließzeiten, bilden die Grundlage zur Ermittlung der Taktzeit. Ein Anlagenentwickler möchte einerseits eine Anlage mit der kürzesten Taktzeit hinsichtlich ggf. vorhandener Mitbewerber (Auftragsvergabe) entwerfen, andererseits möchte er die Anlage zu einem günstigen Preis (Gewinn/Wettbewerb) anbieten. Hierzu ist es in jedem Fall notwendig, erkannte Engpassstationen zu beseitigen. Nachfolgend ist es erforderlich, methodisch das Minimieren der Taktzeit durch die Auswahl der einerseits schnellsten und andererseits kostengünstigsten Anlagenkomponenten und deren optimalen Abgleich zu realisieren.

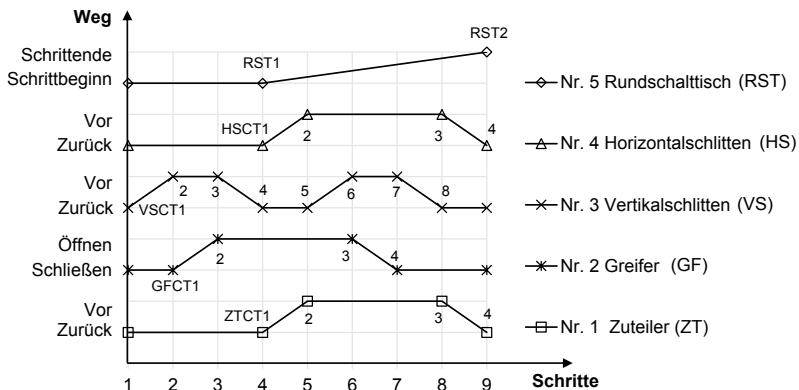


Bild 3: Weg-Schritt-Diagramm einer Station

2. Erster erweiterter Ansatz - symbolischer Integralansatz

Montageanlagen umfassen i. d. R. mehrere Einzelstationen mit unterschiedlicher gerätetechnischer Ausprägung, sind durch offene oder geschlossene Grundformen charakterisiert und durch lineare oder rotatorische Transfereinrichtungen lose oder starr verkettet. Konzeptionell wird dabei auch im Anlagenbau seit Jahren mehr und mehr versucht, modulare und standardisierte Baugruppen zu verwenden, um damit Entwicklungszeiten und die Komplexität der Konstruktion, Montage sowie Inbetriebnahme zu reduzieren. Zur gezielten Auswahl geeigneter und oftmals bereits kommerziell verfügbarer Anlagenkomponenten sind Parameter und Kriterien zu definieren, wobei neben Gesichtspunkten wie Modulkonzept, Antriebstechnik, Energieeffizienz oder auch Garantien und Service die Priorität auf den kürzesten Zykluszeiten, gepaart mit einem optimalen Preis-Leistungs-Verhältnis, liegt.

Für das bereits angerissene Beispiel der Kleinteilzuführanlage sind daher für die drei gerätetechnischen Module mit Bezug auf die Ausführungszeit und die Anschaffungskosten entsprechende Lösungsvarianten zu suchen und diese später zu vergleichen und zu optimieren. Die Zusammenstellung lösungsorientierter Varianten, welche sowohl kommerziell verfügbare Komponenten oder auch firmenspezifische Eigenentwicklungen sein können, erfolgt in einer inkludierten Funktionsträgerliste (FTL).

Für jede Variante könnten damit strukturbedingt alle erforderlichen lage-, antriebs- und konstruktionstechnischen sowie betriebswirtschaftlichen Informationen, wie z.B. Ausführungszeiten, Toleranz- und Genauigkeitsangaben, Bauräume und Anschlussbedingungen, Reinheitsklassen, Medienerfordernisse bis hin zu den Kosten, im

parametrischen Symbol zur Verfügung gestellt werden. In einem ersten Entwicklungsansatz (siehe Bild 4) wurde dies beispielhaft für die häufig genutzte Funktion „Zuteilen“ untersucht, wobei der Focus hierbei nur auf den Ausführungszeiten, Bauteillageparametern und den, durch den Funktionsträger definierten, Kosten lag [4]. Dieser erste neue symbolische Integralansatz (Symboldarstellung oben rechts) enthielt nun zusätzlich und direkt im Symbol inkludiert die wesentlichen grafischen Informationen zur Bewegung des Werkzeuges, in diesem Fall translatorisch oszillierend. Zur Beschreibung der Werkstücklage dient das auf das Bezugskordinatensystem xyz bezogene körpereigene Koordinatensystem $x_k y_k z_k$, welches die geforderte Start- und Endlage eines Werkstücks beschreibt.

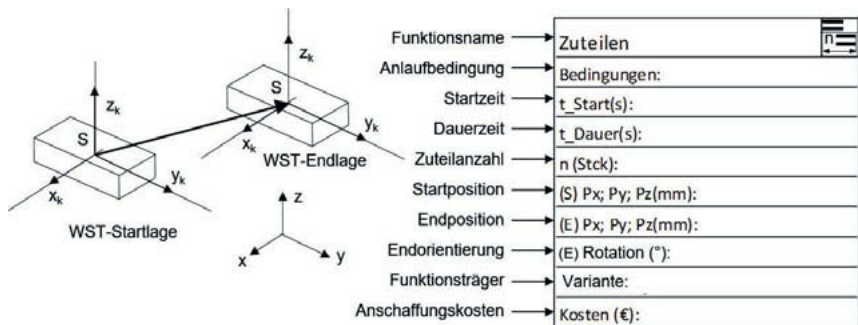


Bild 4: Symbolischer Integralansatz mit Parameterliste für den Funktionsträger

Die neu erstellten parametrischen „Komplettsymbole“ enthalten dann zwar alle wesentlichen Informationen bzgl. Werkstück- und Werkzeuganforderungen. Jedoch hat sich im Laufe der Entwicklung gezeigt, dass dieser Beschreibungsansatz im Ergebnis zu einer Vielzahl von neuen Symbolen führen würde, welche dann auch wesentlich von den bisher bekannten Darstellungsformen gemäß VDI 2860 abweichen. Beispielsweise wären 6 unterschiedliche Symbole für immer die gleiche „Werkstück“-Aufgabenstellung „Zuteilen“ denkbar, siehe Bild 5.

An dieser Stelle muss der Vollständigkeit halber noch erwähnt werden, dass unter dem Aspekt einer optimalen Fertigungs- und Montageabfolge und damit verbundenen symbolischen Anlagenbeschreibung übergeordnet natürlich die Verbindung von Modularisierung und montagegerechter Konstruktion bereits auf der Ebene der Baugruppenentwicklung erfolgen muss, da diese alle nachfolgenden Montage- und Fertigungsaspekte sowie mögliche Ablaufszenarien maßgebend prägen wird. So müssen sich die strategischen Zielstellungen, welche an den Produktionsbereich später gestellt

werden, bereits in entsprechenden Gestaltungsvorgaben der Produktstruktur widerspiegeln, da nur so auch konzeptalternative Realisierungsansätze möglich werden, wie dies z.B. im einfachen Vergleich der sogenannten Schachtel- und Nestbauweise oder Differential- und Integralbauweise schnell deutlich wird. Einen sehr guten Überblick zu den Methoden des montagegerechten Konstruierens und denen zur Produktstrukturierung gibt Halfmann [5]. Diese Aspekte und damit einhergehende Einflussgrößen werden nachfolgend aber nicht weiterführend untersucht, sondern es stehen nur die Umsetzung und Optimierung eines Anlagenkonzeptes ohne rückwirkende Fragestellungen auf eine verbesserte Baugruppengestaltung im Mittelpunkt der Betrachtungen.

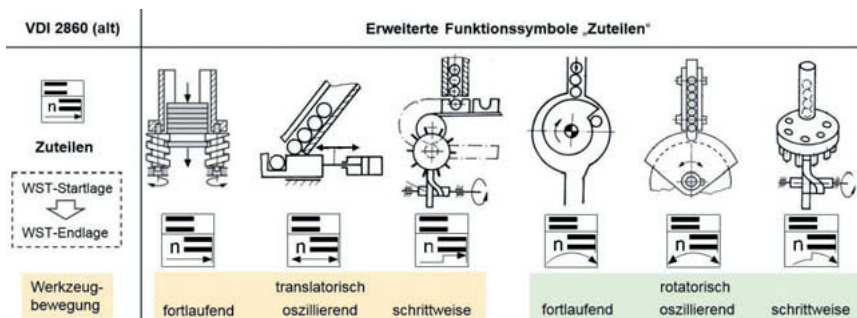


Bild 5: Symbolischer Integralansatz zur Auswahl von Lösungsvarianten

3. Neuer symbolischer Differentialansatz zur Kombination von Werkstückanforderungen und zugeordneten Funktionsträgern

Der nachfolgend beschriebene und neue symbolische Differentialansatz zur Kombination von Werkstückanforderungen mit möglichen Funktionsträgern basiert auf der Idee, einerseits die aus der VDI 2860 bekannten Elementarfunktionen und zusammengesetzten Funktionen zu nutzen und partiell durch weitere zusammengesetzte Funktionen zu erweitern. Andererseits werden die Funktionsträger von den Werkstückanforderungen auch symbolisch, im Vergleich zum vorher untersuchten Integralansatz, entkoppelt. Damit gelingt es, unterschiedlichste Kombinationsmöglichkeiten zu schaffen, welche dann zu realen Anlagenkonzepten führen.

Eine neu entworfene und zusammengesetzte Funktion „2D-Pick&Place“ ist im Bild 6 (rechts) hierzu beispielhaft dargestellt, welche im Grunde genommen der Funktion „Führen“ weitestgehend entspricht, da sie ebenso das Bewegen von Körpern aus einer vorgegebenen in eine andere vorgegebene Position, unter Kenntnis der Orientierung an jedem Punkt der Bewegung, definiert.

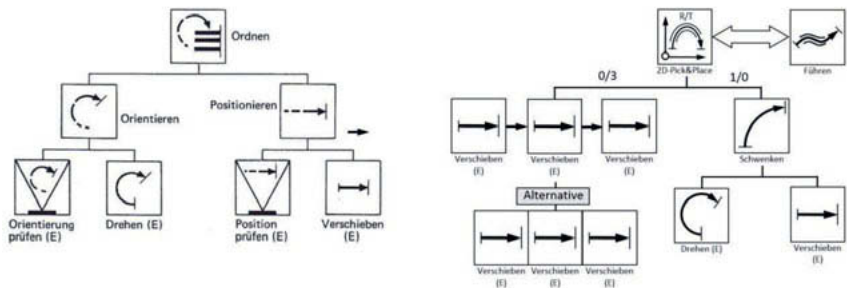


Bild 6: Vergleich zweier zusammengesetzter Funktionen: „Ordnen“ [1] und „2D-Pick&Place“

Sie wurde genau wie die bereits bekannte Funktion „Ordnen“ (zum Vergleich links) als Funktion definiert und erlaubt darüber hinaus aber auch noch die Vorgabe unterschiedlicher rotatorischer (R) und/oder translatorischer (T) Bewegungsabfolgen für das Werkstück, so dass für einen Anlagenplaner der Zusammenhang zwischen Werkstückbewegung und hierzu passendem Funktionsträger vereinfacht wird.

Die im Symbol gespeicherten Werkstückdaten müssen dazu dienen, die Suche und Bewertung geeigneter Funktionsträger effizient zu unterstützen. Während einer Anlagenentwicklung wird es erforderlich sein, auch einige dieser Daten immer wieder zu adaptieren bzw. zu aktualisieren, wie z.B. die Ausführungszeit oder die zu erwartenden Kosten, da diese direkt vom ins Auge gefassten Funktionsträger abhängen, oder, sofern es hierfür noch keinen Anbieter gibt, vorab zu schätzen sind. Dabei kann man in erster Näherung den allgemeinen Ansatz der DFMA-Methode (Design for Manufacture and Assembly) nutzen, welcher auf einer umfangreichen Datenbank von Basistätigkeiten der Montage basiert [6]. Dabei wird zur Bewertung und Schaffung einer Vergleichbarkeit für mehrerer Produkte als Kennzahl der sogenannte DFA-Index genutzt, der von einer Basismontagezeit von 3 Sekunden ausgeht, wobei dies für ein ideales Bauteil der Größe 1x1x1 Zoll gelten soll und dabei die Zeitdauer in jeweils 50% für das Handhaben und Fügen unterteilt ist. Legt man also diese Methode zugrunde, so würde man bei einem DFA-Index von 1 eine ideal montierbare Baugruppe erhalten und die Handhabungszeiten hierfür müssten sich bei ca. 1,5 Sekunden für alle erforderlichen Funktionen bewegen.

Hinsichtlich des Entwurfs eröffnen sich nun viele weitere Möglichkeiten im Rahmen der symbolischen Anlagenplanung, wie z.B. derartige Funktionsträgerlisten anlagen- und/oder kundenspezifisch zu erstellen und/oder diese datenbankbasiert, zukünftig ggf. sogar direkt web- und damit lieferantenbasiert, abzurufen. Für ähnlich wiederkehrende

Anlagenplanungen und detailliert erstellte Symboldatensätze ergibt sich mittels geschickter Implementierung auch die Möglichkeit, eine Lösungsfindung auf unterschiedliche Zielparameter auszurichten. Gegenwärtig ist dies in klein- und mittelständischen Unternehmen noch ein Prozess, der vorwiegend auf einem begrenzten Zulieferstamm und damit verbundenen Kenndaten basiert und sich mit den oftmals langjährigen Erfahrungen der Verantwortlichen paart. Diesbezüglich gestaltet sich die Suche nach dem in jeder Hinsicht optimalen Anlagenlayout, unter Beachtung der Vielzahl von Anbietern und den sich mehr und mehr differenzierenden Produkten im Umfeld der Montage- und Handhabungstechnik, als zunehmend komplex und schwierig.

Der symbolische Differentialansatz möchte hier ansetzen und grafisch unterstützt diese Auslegungsschritte vereinfachen. Betrachtet man nochmals die bereits beschriebene Funktion „Zuteilen“, welche das Bilden einer Werkstückteilmenge definierter Anzahl und das aktive Bewegen dieser – im Unterschied zur Funktion „Abteilen“ (= passive Bewegung nach Teilmengenbildung) – beschreibt, so kann man dieser Werkstück-Funktion nun kombinatorisch ein oder mehrere Funktionsträger mit unterschiedlich spezifizierten Antriebsarten zuordnen, siehe Bild 7.

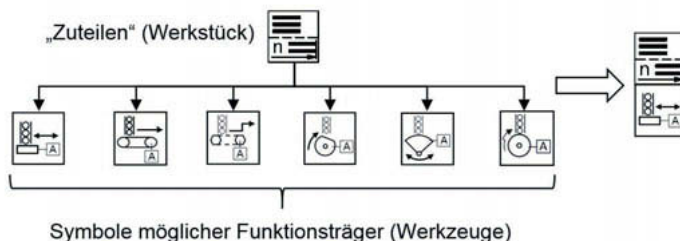


Bild 7: Bildung differenzieller Symbole für Werkstück und Funktionsträger

Neben der aus dem Symbol klar ersichtlichen Definition der Bewegungsart (translatorisch/rotatorisch) und des Bewegungsablaufs (oszillierend/fortlaufend/schrittweise) können auch zusätzliche und z.B. die Antriebsart oder Anschlussbedingungen (A) spezifizierende Informationen im Symbol hinterlegt werden. Erfolgt die Anlagenplanung softwarebasiert, so wird eine stetig aktualisierbare Funktionsträgerliste existieren, aus welcher dann gezielt eine passende Variante, wie im Bild 8 exemplarisch gezeigt, ausgewählt wird. Dem Anwender steht es dabei frei, alle ihm wichtigen Daten hier zusätzlich

zu hinterlegen. In jedem Fall werden aber die Takt- bzw. Ausführungszeiten und die Kosten nun als Planungs- und Entscheidungsgrundlage zur Verfügung stehen.

Zuteilen	
Bedingungen:	Werkstückabfrage i
t_Start(s):	0
t_Dauer(s):	0,27
n (Stk):	1
(S) Px; Py; Pz (mm):	138; 251; 60
(E) Px; Py; Pz (mm):	195; 195; 60
Positionsabweichungen (mm):	0,1; 0,1; 0
Variante:	LM-4S-90
Kosten (€):	CLM 100-H100 LM-4SE-90

Zuteilen	
Bedingungen:	Werkstückabfrage mit Lichtsensor
t_Start(s):	0
t_Dauer(s):	0,27
n (Stk):	1
(S) Px; Py; Pz (mm):	138; 251; 60
(E) Px; Py; Pz (mm):	195; 195; 60
Δx; Δy; Δz (mm):	0,1; 0,1; 0
Variante:	LM-4S-90
Kosten (€):	800

Bild 8: Spezifizierte Symbolparameter und Funktionsträgerliste (FTL) zum Variantenvergleich

Mit Bezug auf die im Bild 2 dargestellte Funktionsabfolge einer Kleinteilzuführung und deren Ablage auf einem Rundscharltisch würde sich unter Anwendung des hier eingeführten symbolischen Differentialansatzes zur Kombination von Werkstückanforderungen und zugeordneten Funktionsträgern nun die im Bild 9 dargestellte neue Symbolik ergeben.

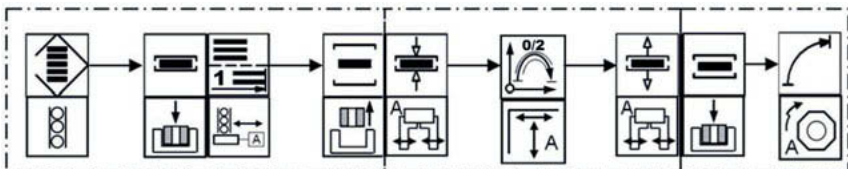


Bild 9: Symbolischer Differentialansatz zur Kleinteilzuführung gemäß Abb. 2

Für die neue Funktion „2D-Pick&Place“ gilt als R/T-Code 0/2, so dass diese Bewegung durch z.B. eine Pick & Place-Einheit mit nur translatorischen Bewegungen in Kombination mit einem Parallelgreifer als Funktionsträger-Baugruppe zu lösen wäre.

Durch eine geeignete grafische Darstellung, wie z.B. mittels Balkendiagrammen (siehe Bild 10), sind gleichzeitig für jeden Entwicklungsschritt Zeit- und Kostenabschätzungen möglich.

Da eine Werkstückfunktion i.d.R. sehr oft durch unterschiedliche Funktionsträger, definiert durch die in der Funktionsträgerliste eingetragenen Varianten, realisiert werden kann, gibt es ggf. eine größere Anzahl kombinatorischer Lösungsmöglichkeiten.

Besteht das Ziel darin, eine Kombination von kürzester Taktzeit und niedrigsten Gesamtkosten für eine Anlage schnell zu finden, wird dies mit rein manuellen Auswahlverfahren ggf. schwierig. In diesem Fall hilft ein strategischer Optimierungsansatz.



Bild 10: Balkendiagramm zur Abschätzung von Gesamtzeit und Gesamtkosten

4 Anwendung eines zweistufigen Optimierungsansatzes

Um das lineare Optimierungsproblem zu lösen, kann eine Optimierungsaufgabe mit bekannten Standardgleichungen formuliert werden. Die Entscheidungsvariablen repräsentieren die anzupassenden oder zu kontrollierenden Parameter und können oftmals problembezogen nur ganzzahlige Werte abbilden. Nebenbedingungen beschränken den Lösungsraum.

In einer zweistufigen Optimierung wird zuerst die Taktzeit zur Zielfunktion (Stufe 1), wobei die Zeitpunkte der Ereignisse durch die Polygonpunkte im Weg-Zeit-Diagramm definiert werden. Gemäß den Nebenbedingungen, welche durch die Reihenfolge der Baugruppen und deren Ausführungszeiten bestimmt sind, wird die mathematische Beschreibung der Beziehungen zwischen den Ereignispunkten hergeleitet. Grundsätzlich ist dabei eine Fallunterscheidung nach festgelegten Ereignissen oder variablen Ausführungszeiten denkbar.

Dem ersten Fall liegt der Ansatz zugrunde, dass die Charakteristik vieler Funktionsträger allein durch zwei zeitlich klar definierte Zustände gekennzeichnet werden kann, wie z.B. Aus- und Einschalten, Lösen und Halten, Schalten einer Weiche, Kontrollfunktionen, usw. Ereignisse haben oft eine sehr kurze Zeitdauer, z.B. Weiche durch Magnetschalter betätigt, und werden im Weg-Schritt-Diagramm als Zustände beschrieben. Andernfalls ist die Ausführungszeit von Komponenten, wie z.B. zum Zuteilen, Verschieben, Schwenken, etc., abhängig von den spezifischen Parametern des ausgewählten Funktionsträgers oder

möglicher technologischer Restriktionen, z.B. maximal erlaubte Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen.

Ausgehend von der Zielfunktion gemäß Stufe 1 wurden i.d.R. Baugruppen mit den kürzesten Ausführungszeiten allgemeingültig ausgewählt. Im Anlagenlayout wird es nachfolgend ggf. sehr unterschiedlichen Taktzeiten zwischen den Einzelstationen geben. Wurde die spezifizierte Anlagentaktzeit erreicht oder kann diese aufgrund einer nicht verbesserbaren Komponente (Station) nicht weiter gesenkt werden, ist nun aus betriebswirtschaftlicher Sicht für die Stationen mit insbesondere wesentlich kürzeren Einzeltaktzeiten zu überprüfen, ob diese durch andere wählbare Varianten mit geringeren Anschaffungskosten ersetzbar sind. Hierzu werden in Stufe 2 die kostenseitig günstigen Varianten aus den Funktionsträgerlisten, welche ja nur die in Frage kommenden Lieferanten bzw. Baugruppen stationsbezogen enthalten, gesucht. Exemplarisch wird dieses zweistufige Vorgehen im Bild 11 dargestellt. Im Ergebnis können sowohl die Taktzeit als auch die Anschaffungskosten einer Anlage im Rahmen festgelegter Restriktionen erfüllt werden.

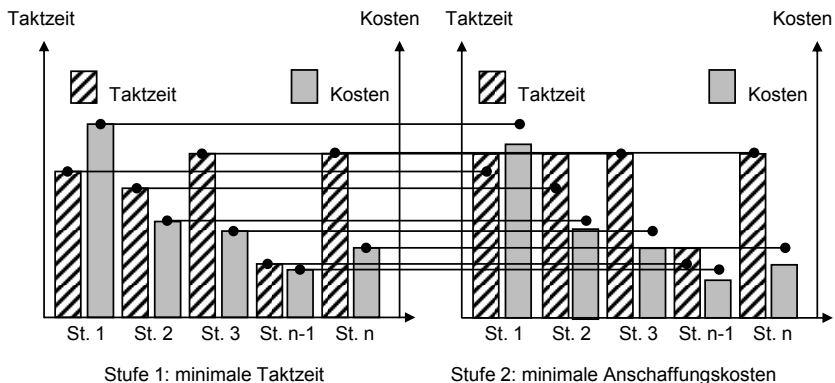


Bild 11: Zweistufige Taktzeit-Kosten-Optimierung

5. Anwendung der symbolischen Anlagenplanung zum Festkörpereintrag in eine Textilmaschine

Zur wirtschaftlichen Fertigung eines neuartigen textilen Maschinenelementes (Bild 12) müssen kontinuierlich und teilungsgenau Festkörper in eine Masche eingelegt werden. In dem im Jahr 2008 unter dem Namen „InnoZug“ gestarteten Forschungsprojekt (ZIM-KF Projekt 0016242PK8) wurden hierzu die textiltechnologischen Grundlagen erarbeitet. Das Gewirke kann nachfolgend zur teilungsgenauen Fixierung der Stifte und Versteifung der

Struktur mit einer Kunststoffmatrix ummantelt werden. Im Rahmen unterschiedlicher F&E-Projekte der Professur Montage- und Handhabungstechnik (TUC), flankiert durch studentische Arbeiten, wurde seither der Nachweis erbracht, dass diese Aufgabenstellung antriebstechnisch grundsätzlich lösbar ist und zu neuen und kontinuierlich fertigbaren Produkten führen wird.

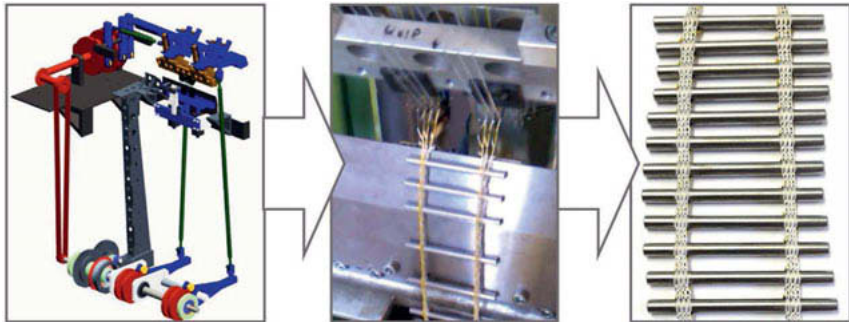


Bild 12: Textilmaschinenkonzept und Zwischenprodukt des textilen Maschinenelements

Erste Berichte zur Gestaltung der erforderlichen und wirkstellennahen Baugruppen für eine Flachraschmaschine wurden hierzu bereits veröffentlicht [7,8]. Die weiterhin aber noch nicht gelöste Aufgabe bestand in der Zuführung und Fixierung der Festkörper.

5.1. Erweiterte handhabungstechnische Anforderungen an das Anlagenkonzept

Aus ersten Vorüberlegungen wurde schnell deutlich, welche handhabungstechnischen Herausforderungen sich allein aus der Bereitstellung der Festkörper ergeben. Die maximale Wirkbreite der untersuchten Maschine betrug 1000 mm und die maximale Arbeitsgeschwindigkeit war mit 1000 U/min bzw. Maschen pro Minute definiert. Angenommen in jeder 4. Masche würde ein Festkörper platziert, so müssten 250 davon pro Minute bereitgestellt werden. In einer regulären Schicht führt das zu einem Gesamtbedarf von 120000 Stück/8h. Werden z.B. Zylinderstifte mit 6 mm Durchmesser und 60 mm Länge genutzt, dann ergibt sich ein Volumenbedarf von weit mehr als 4 m³ mit einer Masse von ca. 3,2t. Produziert man parallel mehrere Stränge erhöhen sich benannten Zufuhrmengen entsprechend. Ausgehend davon, dass die Festkörper in erforderlicher Anzahl vor Ort bereit stehen, waren folgende aufeinander aufbauenden Teilprobleme zu lösen:

- Zuführung der Festkörper und deren Ausrichtung (V-Nut-Schwerkrafthörderer)
- Geordnetes Speichern der Festkörper (Magazin bzw. Stufenmagazin)

- Zuteilung jeweils eines Festkörpers aus dem Magazin (Revolverrad)
- Einlegen des Festkörpers in die Masche durch einen Greifer mit bewegungs-erzeugendem Getriebe (Greiferführungsgetriebe).

Mittels der symbolischen Anlagenplanung und Funktionsfolgen können erforderliche Werkstückanforderungen schnell und kompakt veranschaulicht werden, siehe Bild 13.

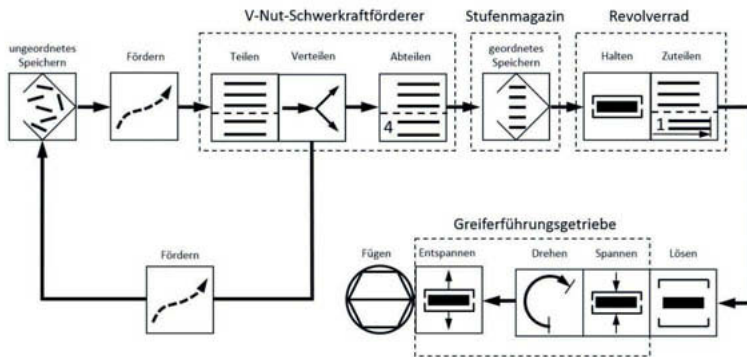


Bild 13: Symbolische Anlagenplanung zum Festkörpereintrag in eine Wirkmaschine

Im beschriebenen Beispiel wurde z.B. die Elementarfunktion „Teilen“ genutzt, um die Teilmengenbildung aus der Gesamtzahl der Bolzen durch z.B. Schikanen (V-Nuten) zu definieren. Die Funktionen „Verteilen“, „Abteilen“ oder „Zuteilen“ sind nachgelagerte zusammengesetzte Funktionen, die dann Anforderungen genauer spezifizieren. Dabei wurde bei diesem Entwurf berücksichtigt, den Förderer aus betriebswirtschaftlicher Sicht sofort für einen 4-Strangbetrieb auszuliegen. In diesem Fall sind alle Baugruppen ab dem Stufenmagazin entsprechend mehrfach parallel zu installieren.

Nachteilig bleibt, dass dieser herkömmliche Beschreibungsansatz eben nur das Werkstückverhalten definiert. Mittels dem erläuterten symbolischen Differentialansatz werden die Symbolinformationen erhöht und es werden ihnen technologische und physikalische Funktionsträger zugeordnet. Durch die Deklaration von Parametern und Kenndaten in der sogenannten Funktionsträgerliste (FTL) lassen sich z.B. mögliche Antriebsvarianten effizient und partiell symbolbezogen vergleichen.

5.2 Entwurf eines „Low-Cost“ V-Nut-Schwerkraftförderers mit Magazin

Um Kleinteile einfacher Form aus einem ungeordneten Zustand auszurichten und zuzuführen, gibt es mehrere etablierte Anlagenkonzepte mit ansprechenden

Förderleistungen, wie z. B. Zentrifugalförderer, Vibrationswendel- oder Flächenschwingförderer, Stufenhubförderer oder Bunkersysteme mit aktiven Austrageeinrichtungen, wie Trommelbunker, aber auch nicht unerheblichen Kosten. Im Rahmen einer Masterarbeit [9] wurde die Aufgabe bearbeitet, die Ordnung durch einfache Schikanen zur Vorsortierung mit nachfolgendem Schwerkraftaustrag herzustellen und die Baugruppe gemäß Symbolplanung prozesssicher für mindestens 4 x 250 Festkörper/min (4-Strangbetrieb) auszulegen. Die so geordneten Festkörper werden mittels flexibler Leitungen (Schläuche) an bis zu 4 Stufenmagazine weitergeleitet. Zur Auslegung der Stufenmagazine wurden unterschiedliche Kanalbreiten und -formen untersucht, um eine zuführsichere Weitergabe zu realisieren, wobei Stufenmagazine einen Teil der Gewichtskraft der gestauten Festkörper aufnehmen müssen, so dass für nachfolgende Baugruppen eine geringere Belastung durch den Staudruck, welcher aber in einem definierten Maße auch erforderlich ist, entsteht.

5.3 Revolverrad und Greifer mit Getriebe

Als wirkstellennahe Baugruppen waren ein Revolverrad und ein Greifer neu zu entwickeln. Dabei sollte das Revolverrad gemäß Bild 13 die Funktionen „Halten“ und „Zuteilen“ erfüllen. Betrachtet man insbesondere die zusammengesetzte Funktion „Zuteilen“, welche gegenüber dem bereits erläuterten „Abteilen“ die Teilmengenbildung definierter Anzahl und deren „aktive“ Bewegung zu einem definierten Zielort beschreibt, nochmals genauer, so lässt sich hier der im Kapitel 3 angerissene symbolische Differentialansatz zur Anlagenplanung sehr gut beschreiben und lösungsorientiert präzisieren, siehe Bild 14 (vgl. Bild 7).

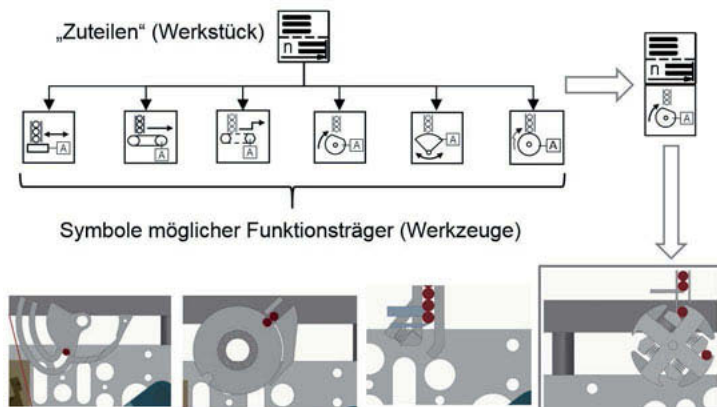


Bild 14: Anwendung des symbolischen Differentialansatzes zum Festkörpereintrag

Neben der aus dem Symbol klar ersichtlichen Definition der Bewegungsart (rotatorisch) und des Bewegungsablaufs (fortlaufend) können auch zusätzliche und z. B. die Antriebsart, Schnittstellen oder Anschlussbedingungen (A) spezifizierende Informationen im Symbol hinterlegt werden. Beispielsweise sind die Übergabebedingungen vom Magazin an den Zuteiler und von diesem an den nachgelagerten Greifer prozessprägend. Einerseits können sich alle Arbeitsorgane und Zuführbaugruppen zwangsläufig bewegen, andererseits kann man dem Trend folgen und zwangsläufig-mechanische Konzepte durch mehrere Servoantriebe ersetzen, um damit z. B. die Maschinenflexibilität zu erhöhen. In der symbolischen Anlagenplanung können beide Antriebslösungen durch die zugeordneten Anschlussbedingungen (A) direkt berücksichtigt werden. So wäre es möglich, den Revolverkopf auch durch einen Servomotor direkt anzutreiben und sich damit antriebsseitig Freiheiten zu schaffen, um z.B. die Drehbewegung des Revolverkopfes an den Bewegungsablauf des Greifers durch Maßnahmen des Bewegungsdesigns optimal anzupassen. Für diese Untersuchungen wurde die Servovariante mit der an der Professur Montage- und Handhabetechnik entwickelten Software MOCAD (www.mocad.info) optimiert. Durch die Vorgabe einer beliebigen Anzahl von Stützpunkten gelang es sehr schnell, grafisch-interaktiv einen optimalen Bewegungsverlauf zu generieren und zu bewerten.

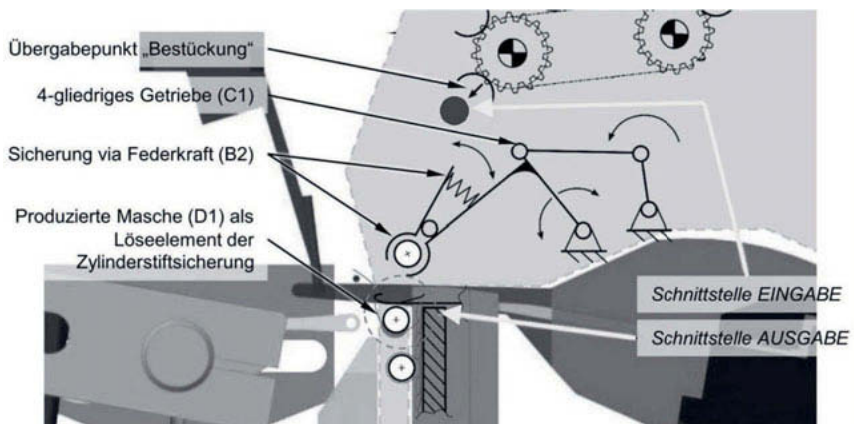


Bild 15: Funktionsstruktur für den, durch eine Kurbelschwinge bewegten, Greifer [10]

Für die nutzbaren Zeitfenster zum Festkörpereintrag in die Masche zeigten vergleichende Untersuchungen, dass bei einer Häkelgalonmaschine nur ein sehr kleiner Winkelbereich

nutzbar ist und durch den Einsatz von Koppelgetrieben auch keine exakten Rasten ausgeführt werden können. Diese Bedingungen waren bei der eingangs beschriebenen Raschemaschine (vgl. Bild 12) mit Hauptantrieb und untenliegenden Kurvenscheiben günstiger. Der auf den Antriebswinkel bezogene nutzbare Winkelbereich ergab sich zu $90,6^\circ$, was einem Zeitintervall von 0,0151s entsprach [10]. Im Weiteren war zu klären, durch welche Bewegungsform (Drehen, Schieben, allgemeine Bewegung, etc.) der Greifer in den Wirkbereich eintaucht. Nach umfassenden Untersuchungen und morphologische Varianten wurde klar, dass der Greifer durch eine einfach zu realisierende Schwingbewegung den Eintrag realisieren muss, wobei die Schwingbewegung selbst durch ein 4-gliedriges Getriebe (Kurbelschwinge) zu erzeugen war, vgl. Bild 15. Die gültigen Getriebeabmessungen für den erforderlichen Schwingwinkel zum Erreichen der Ein- und Ausgabeposition wurden durch Verfahren der Zwei- und Totlagensynthese ermittelt.

6 Zusammenfassung

Die Nutzung methodischer Ansätze zur Anlagenplanung kann sehr effizient gestaltet werden. Ausgehend von bekannten Funktionsansätzen werden durch einen symbolischen Differentialansatz die Werkstückeigenschaften mit den Funktionsträgern verbunden. Dadurch ist es möglich, Varianten und Parameter in geeigneten Softwaretools listenorientiert abzulegen und diese dann zum Vergleich direkt zu nutzen.

Die Anwendung dieser Methodik zur Herstellung neuer textiler Maschinenelemente mit Festkörpern war ebenso erfolgreich, da die Fertigung derartiger Produkte auf herkömmlichen Textilmaschinen produktiv nur dann gelingen kann, wenn auch alle sehr anspruchsvollen handhabungstechnischen Herausforderungen, wie Ordnung, Vereinzelung, Zuführung und kollisionsfreie Übergabe der Festkörper in die Wirkstelle, unter betriebswirtschaftlichen Aspekten gelöst werden. An der Professur MHT wurden hierzu viele Untersuchungen in den letzten Jahren durchgeführt, durch welche die Machbarkeit des Festkörpereintrags unter Berücksichtigung anspruchsvoller Leistungsparameter nachgewiesen wurde.

Abschließend sei an dieser Stelle den Mitarbeitern der LUCAS Textilmaschinen GmbH sowie Herrn Mäde und Herrn Räthel gedankt, die im Rahmen ihrer studentischen Masterarbeiten wesentlich zur Entwicklung erforderlicher Baugruppen beitrugen.

Ebenso danken die Autoren der AiF Projekt GmbH für die finanzielle Unterstützung der F&E Tätigkeiten in der Phase des Projektstarts durch ein ZIM-gefördertes Kooperationsprojekt.

Quellen

- [1] VDI 2860 - Montage- und Handhabungstechnik – Handhabungsfunktionen, Handhabungseinrichtungen: Begriffe, Definition, Symbole. Verein Deutscher Ingenieure, Beuth Verlag GmbH, Stand 1990
- [2] VDI 3260 - Elektrische Steuerungen – Funktionsdiagramme von Arbeitsmaschinen und Fertigungsanlagen. Verein Deutscher Ingenieure, Beuth Verlag GmbH, Stand 1977
- [3] Nguyen Dang, T.; Berger, M.: Erweitertes Planungskonzept für Handhabungs- und Montageanlagen durch parametrisierte Elementarfunktionen und modulare Symbolbibliotheken. Tagungsband zur 1.Fachtagung FüMoTeC, Chemnitz 11.2015, S. 157-183, ISBN 978-3-944640-63-1
- [4] Berger, M.; Nguyen Dang, T.: Funktionsbasierte Methode zur Optimierung der Taktzeit von Montageanlagen. Tagungsband zur 2. Fachtagung FüMoTeC, Chemnitz 11.2017, S. 81-101, ISBN 978-3-96100-034-0
- [5] Halfmann, N.: Montagegerechtes Produktstrukturieren im Kontext einer Lebensphasenmodularisierung. Dissertation, Hamburger Schriftenreihe Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, ISSN 1868-6885, 1. Auflage, Januar 2015, ISBN 978-3-941492-85-1
- [6] Boothroyd, G.; Dewhurst, P.; Knight, W.: Product Design for Manufacture and Assembly, Marcel Dekker, New York, 2002.
- [7] Andrä, S.; Meyer, T.; Berger, M.: Entwicklung einer Spezialkettenwirkmaschine zur definierten Einbindung von Bolzen in die Maschenkette. 14. Chemnitzer Textiltechnik-Tagung; S.47-54; Förderverein Cetex / Technische Universität Chemnitz, ISBN 978-3-9812554-9-2
- [8] Meyer, T.; Gabler, M.; Nguyen Dang, T.; Denninger, D.; Berger, M.: Mechanismenentwicklung einer Antriebsbaugruppe zur Integration von Festkörpern in ein technisches Textil. 17. VDI Getriebetagung - Bewegungstechnik 2014, VDI Berichte 2237, ISBN 978-3-18-092237-9
- [9] Räthel, G.: Entwicklung einer Handhabungseinrichtung zur Zylinderstiftzuführung für die Herstellung festkörperverstärkter textiler Halbzeuge in einer Wirkmaschine. Masterarbeit, TU Chemnitz, Professur Montage- und Handhabungstechnik, 2017
- [10] Mäde, P.: Entwicklung und Integration einer Antriebsbaugruppe in eine vorhandene Wirkmaschine zur Herstellung festkörperverstärkter textiler Halbzeuge. Masterarbeit, TU Chemnitz, Professur Montage- und Handhabungstechnik, 2016

Ansätze zur Performancesteigerung parallelkinematischer Industrieroboter

J. Brinker M.Sc. RWTH, Prof. Dr.-Ing. **M. Hüsing** (VDI), Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **B. Corves** (VDI), Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR), RWTH Aachen University, Aachen

Kurzfassung

Der steigende Wettbewerbsdruck und die zunehmende Variantenvielfalt von High-Speed Pick-and-Place-Deltarobotern stellt deren Entwicklungsprozess vor neue Herausforderungen. Demnach sind die kinematischen und dynamischen Analysen mit anspruchsvollen Beziehungen funktional erweiterter Robotervarianten konfrontiert. Die erhöhte Komplexität spiegelt sich in rechenintensiven Modellierungsansätzen wider. Folglich sind effiziente Modellierungstechniken erforderlich, um das Systemverhalten vorherzusagen und schließlich die Grundlagen für eine ganzheitliche aufgabenorientierte Maßsynthese zu bilden. Die Maßsynthesaufgabe wird mit kinematischen und dynamischen Bewertungskriterien adressiert. Hierzu wird das grundlegende Konzept des Übertragungswinkels nach Alt mit Hilfe der Schraubentheorie auf räumliche Parallelmanipulatoren übertragen. In diesem Zuge wird ein neuartiger Bewertungsindex vorgeschlagen, der die Übertragungs- und Bindungseigenschaften zu einem einzelnen Index aggregiert, was eine wertvolle Eigenschaft für Optimierungsaufgaben darstellt. In einem kombinierten kinematischen und dynamischen Optimierungsansatz werden zusätzlich die Antriebsmomente berücksichtigt. Es wird gezeigt, dass derartige kombinierten Ansätze besonders vorteilhaft für industrierelevante Deltaroboter sind, die um serielle Ketten erweitert wurden. Darüber hinaus trägt die Berücksichtigung dynamischer Eigenschaften und geeigneter Bewertungskriterien (wie die Maximalleistung) den wachsenden Anforderungen an eine energieeffiziente und nachhaltige Produktion Rechnung. Es zeigt sich, dass der kombinierte Ansatz dazu beiträgt, die Performance der erweiterten Varianten zu steigern, während für die translatorische Leichtbauvariante (ohne Erweiterungen) rein kinematische Optimierungsansätze ausreichend sind.

1. Einleitung

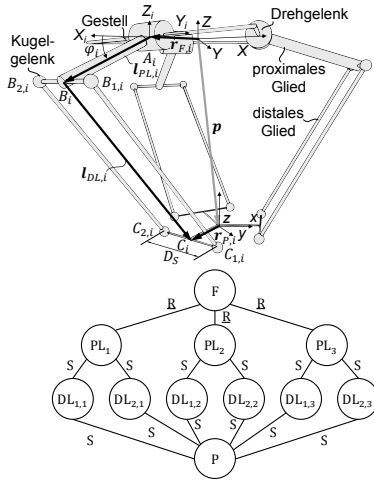
Der hohe Grad an industrieller Automatisierung hat zu wachsenden Anforderungen an effiziente und nachhaltige robotische Systeme geführt. Während die Leistungsaufnahme eines einzelnen Systems vergleichsweise gering ist, werden bei der Großserienproduktion mit Tausenden von Robotern erhebliche Anforderungen gestellt. Im Zusammenhang damit sind in

den letzten Jahren grüne Wertschöpfungen und Produktionsanlagen zu einem wichtigen Verkaufsargument moderner Industrien geworden. Zudem ist die Reduzierung des Spitzenstrombedarfs von großer Bedeutung, da Stromversorgungsunternehmen ihren Großkunden üblicherweise deren Spitzenlasten berechnen.

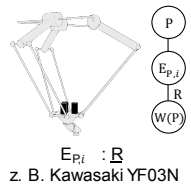
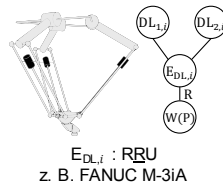
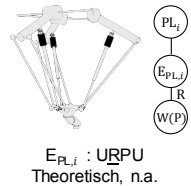
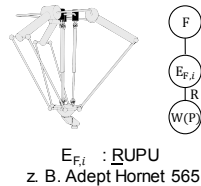
Die am weitesten verbreiteten Manipulatoren innerhalb des Nischenmarktes der Parallelrobotik sind die Gough/Stewart-Plattform mit sechs Freiheitsgraden (FHG) und der Deltaroboter mit vier FHG für hochdynamische Flug- oder Fahrsimulationen bzw. High-Speed Pick-and-Place-Anwendungen mit leichten Objekten. In den letzten Jahren wurde das Design des Deltaroboters stark modifiziert, sodass das Anwendungsgebiet nun auch auf Handhabungsaufgaben mit bis zu sechs FHG (z. B. Sortier-, Werkzeug- oder Messaufgaben) und/oder schweren Objekten (Stapeln oder Verpacken) erweitert werden kann. Mit zunehmendem Wettbewerbsdruck und wachsenden Anforderungen ist in den letzten Jahren eine steigende Variantenvielfalt von Deltarobotern zu beobachten. Verfügbare Konzepte, die sechs FHG bedienen, bestehen aus dem translatorischen Deltaroboter und einem seriellen Handgelenkmechanismus mit drei rotatorischen FHG. Dieses Handgelenk ist auf der Plattform montiert und wird von drei separaten Motoren angetrieben, die am Gestell befestigt sind (z. B. FANUC M-1 Serie) oder in den Parallelogrammen der Unterarme (z. B. FANUC M-3 Serie) [1].

2. Kinematische Grundlagen

Das Abtriebsglied bzw. die Plattform eines Deltaroboters wird durch drei identische kinematische Ketten mit Parallelogrammstrukturen auf räumlich translatorische Bewegungsfreiheitsgrade reduziert. Zur Vermeidung von Überbestimmtheiten weisen die kinematischen Ketten industrieller Architekturen häufig den Aufbau $R(SS)_2$ auf. Dementsprechend werden die proximalen Glieder über Drehgelenke R angetrieben und über Parallelogramme $(SS)_2$ mit je vier Kugelgelenken S und vier Gliedern mit paarweise identischer Länge mit der Plattform verbunden. So werden reine Längskräfte über die Koppelstangen bzw. Stäbe übertragen, was wiederum die für High-Speed Applikationen erforderliche Leichtbauweise ermöglicht. Bild 1 zeigt die zugehörigen kinematischen Zusammenhänge und Notationen. Der Vektor $\mathbf{r}_{F,i}$ bestimmt die Position der aktiven Drehgelenke der i -ten Kette auf einem Kreis mit dem Radius r_F . Analog dazu werden die Gelenkpunkte der Parallelogramme an der Plattform mit $\mathbf{r}_{P,i}$ angegeben. Der Abstand D_s bemisst den Abstand zweier Kugelgelenke innerhalb eines Parallelogramms. Die Vektoren $\mathbf{l}_{PL,i}$ und $\mathbf{l}_{DL,i}$ zeigen entlang des i -ten proximalen bzw. distalen Gliedes (bestehend aus den Koppelstangen bzw. Stäben). Ungeachtet der Zwangsbedingungen an der Plattform kann die 3- $\underline{R}(SS)_2$ -Variante als kinematisch und dynamisch äquivalent zur 3- $\underline{R}UU$ -Variante betrachtet werden, wobei U ein Kardangelenk bezeichnet.

Translatorischer Deltaroboter 3-R(SS)₂

Funktionale Erweiterungen

Bild 1: Translatorischer Deltaroboter mit 3-R(SS)₂-Architektur und funktionale Erweiterungen

Die Jakobimatrix J_i einer solchen offenen \underline{RUU} -Kette setzt die Gelenkgeschwindigkeiten $\dot{\theta}_i$ mit den Geschwindigkeiten am Ende der Kette \dot{t}_i in Relation [2]:

$$\dot{t}_i = \begin{bmatrix} 0_3 \\ v_i \end{bmatrix} = J_i \dot{\theta}_i = \begin{bmatrix} \hat{e}_{1,i} & \hat{e}_{2,i} & \hat{e}_{3,i} & \hat{e}_{4,i} & \hat{e}_{5,i} \\ \hat{e}_{1,i} \times (l_{PL,i} + l_{DL,i}) & \hat{e}_{2,i} \times l_{DL,i} & \hat{e}_{3,i} \times l_{DL,i} & 0_3 & 0_3 \end{bmatrix} \cdot \dot{\theta}_i \quad (1)$$

mit $\hat{e}_{k,i}$ als Gelenkachsen der \underline{RUU} -Kette, wobei k den Gelenkindex bezeichnet. Für die Bestimmung der linearen Geschwindigkeit v_i reicht demnach die folgende Beziehung aus:

$$v_i = J_{i,1} \dot{\theta}_i(1:3) = [\hat{e}_{1,i} \times (l_{PL,i} + l_{DL,i}) \quad \hat{e}_{2,i} \times l_{DL,i} \quad \hat{e}_{3,i} \times l_{DL,i}] \cdot [\dot{\theta}_{1,i} \quad \dot{\theta}_{2,i} \quad \dot{\theta}_{3,i}]^T \quad (2)$$

Der dualen Eigenschaft folgend kann eine Kraft f_i am Ende der offenen Kette über die transponierte Jakobimatrix $J_{i,1}^T$ in den Gelenkraum transformiert werden:

$$\tau_{i,1} = J_{i,1}^T f_i \quad (3)$$

mit $\tau_{i,1}$ als Vektor der Momente um die Gelenkachsen $\hat{e}_{k,i}$. Der Zusammenhang von Plattform- und Antriebsgeschwindigkeit ist durch die Manipulator-Jakobimatrix J_M bestimmt:

$$v_P = J_M \dot{\theta}_1 \quad (4)$$

Für die statische Kraftübertragung folgt entsprechend:

$$\tau = J_M^T f_P \quad (5)$$

mit f_P und τ als externer Kraftvektor auf die Plattform bzw. Vektor der Antriebsmomente.

3. Leistungskennzahlen

Basierend auf den Anforderungen von gegebenen Handhabungsaufgaben kann ein erster Entwurfsschritt darin bestehen, die kinematischen Parameter von Robotern so zu bestimmen, dass ein vorgegebener Arbeitsbereich erreicht wird. Durch die ausschließliche Verwendung von Arbeitsraumanforderungen kann das resultierende Design jedoch unter schlechten kinematischen und dynamischen Eigenschaften leiden. Daher werden kinematische und dynamische Kennzahlen üblicherweise als (zusätzliche) Optimierungskriterien herangezogen.

3.1 Kinematische Leistungskennzahlen

Indizes, die auf der kinematischen Übertragungsmatrix bzw. Manipulator-Jakobimatrix J_M beruhen (z. B. die Manipulierbarkeit [3] oder die Konditionszahl [4]), sind gängige Maße für die Leistungsoptimierung von Parallelrobotern. Inhomogene Einheiten, schwer erfassbare Singularitäten bei Manipulatoren eingeschränkter Mobilität und die Abhängigkeit der Indizes bzgl. des Bezugssystems schränken die Anwendbarkeit dieser Indizes jedoch ein. Um diese Probleme zu überwinden, können kinematische Übertragungsindizes verwendet werden. Konzepte zur Analyse der Übertragungsfähigkeit von Parallelrobotern wurden in den letzten Jahren mehrfach überarbeitet. Neuere Ansätze enthalten allgemein anwendbare Vorschriften, die auf dem normalisierten virtuellen Koeffizienten bzw. Leistungskoeffizienten basieren [5]. Die Übertragungsfähigkeit eines Parallelroboters wird allgemein anhand der Bewegungsübertragungsfähigkeit der Antriebe (Input Transmission Index, ITI) und der Kraftübertragungsfähigkeit am Abtrieb bzw. der Plattform (Output Transmission Index, OTI) bewertet.

Für den ITI und den Krafteinleitungswinkel γ_i (Bild 2a) folgt:

$$ITI = \min(|\cos(\gamma_i)|) \quad \forall i = \{1, 2, 3\} \text{ bzw.} \quad (6)$$

$$\cos(\gamma_i) = \mathbf{v}_{B,i}^T \hat{\mathbf{f}}_i / \|\mathbf{v}_{B,i}\| \quad (7)$$

Im Gegensatz zur einfachen Berechnung des ITI erfordern Analysen der Kraftübertragungseigenschaften üblicherweise Untersuchungen der Bindungseigenschaften an der Plattform.

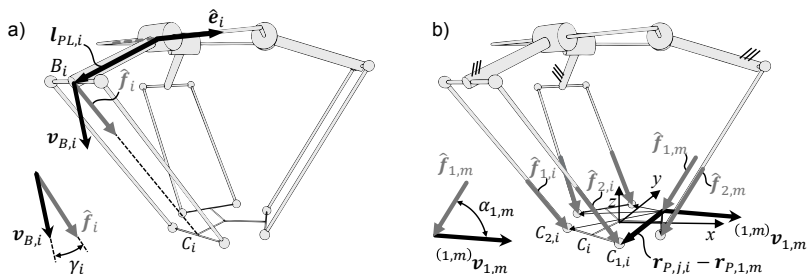


Bild 2: Bewegungs- (a) und Kraftübertragungsbewertung (b) von Deltarobotern

Der zugehörige Constraint Transmission Index (*CTI*) ist jedoch für Parallelroboter, bei denen die Plattformpose durch sechs Übertragungskräfte an jeweils einem der Kugelgelenke definiert ist, obsolet. In diesen speziellen Fällen degenerieren die Kraftübertragungsschrauben¹ (Transmission Wrench Screws, TWS) an den Krafteinleitungspunkten (d.h. an den Kugelgelenken) zu Kraftübertragungslinien. Dann ist der posenabhängige maximale virtuelle Koeffizient (wie er für die Normalisierung des Leistungskoeffizienten verwendet wird) eindeutig bestimmt. Ein Anwendungsbeispiel findet sich in [6]. Weitere Vereinfachungen können erreicht werden, indem die TWS an jedem der sechs Kugelgelenke definiert werden. In diesem Fall ist keine Normalisierung erforderlich. Dementsprechend sind die TWS der Krafteinleitungspunkte (j, i) in Bezug auf das Kugelgelenk $C_{k,m}$ definiert als (Bild 2b):

$$\hat{\$}_{TWS,j,i} = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{f}}_{j,i} \\ (\mathbf{r}_{P,j,i} - \mathbf{r}_{P,k,m}) \times \hat{\mathbf{f}}_{j,i} \end{bmatrix} \quad (8)$$

wobei $\hat{\mathbf{f}}_{j,i}$ und $\mathbf{r}_{P,j,i}$ die Stabkräfte bzw. Gelenkpositionen an der Plattform bezeichnen. Fixiert man nun alle drei Antriebsglieder bzw. Kurbeln und löst einen der sechs Stäbe k einer Kette m (Bild 2b, $k = 1$), resultiert dies in einer eindimensionalen virtuellen Bewegung der Plattform [7]. Die zugehörige Momentanbewegung ist dann durch die Abtriebsbewegungsschraube (Output Twist Screw, OTS) wie folgt gegeben:

$${}^{(k,m)}\$_{OTS} = \begin{bmatrix} {}^{(k,m)}\boldsymbol{\omega} \\ {}^{(k,m)}\mathbf{v}_{j,i} \end{bmatrix} \quad (9)$$

mit ${}^{(k,m)}\boldsymbol{\omega}$ als rotatorischer und ${}^{(k,m)}\mathbf{v}_{j,i}$ als linearer Geschwindigkeitsvektor am Gelenk $C_{j,i}$. Da alle Kraftschrauben $\hat{\$}_{TWS,j,i}$ außer $\hat{\$}_{TWS,k,m}$ ausschließlich Zwangskräfte bzw. -momente repräsentieren und damit keine Arbeit verrichten [6], gilt die reziproke Bedingung:

$$\delta W_{j,i} = \hat{\$}_{TWS,j,i} \circ {}^{(k,m)}\$_{OTS} = 0 \quad (10)$$

Dementsprechend ist ein Gleichungssystem mit fünf Gleichungen für die sechs unbekannten Einträge in ${}^{(k,m)}\$_{OTS}$ zu lösen, wobei ein Eintrag beliebig gewählt werden kann, sofern die Summe aller Einträge auf 1 beschränkt wird. Zur Bestimmung des Krafteinleitungswinkels $\alpha_{k,m}$ am Gelenk $C_{k,m}$ kann schließlich die Momentangeschwindigkeit ${}^{(k,m)}\mathbf{v}_{j,i}$ aus dem Lösungsvektor extrahiert werden, sodass für den *OTI* gilt:

$$OTI = \min(|\cos(\alpha_{k,m})|) \quad \forall m = \{1,2,3\}, \forall k = \{1,2\} \text{ mit} \quad (11)$$

$$\cos(\alpha_{k,m}) = {}^{(k,m)}\mathbf{v}_{k,m}^T \hat{\mathbf{f}}_{k,m} / \left\| {}^{(k,m)}\mathbf{v}_{k,m} \right\| \quad (12)$$

¹ Die Beschreibung der Starrkörpermechanik erfolgt hier auf Grundlage der Schraubentheorie: Schraube erster Art (Bewegungsschraube, Twist Screw): Zf. von Rotations- und Translationsvektor
Schraube zweiter Art (Kraftschraube, Wrench Screw): Zf. von Kraftvektor- und Momentenvektor

3.2 Dynamische Leistungskennzahlen

Dynamische Analysen haben eine hohe Relevanz für den Designprozess von mechanischen Systemen und insbesondere von High-Speed Robotern. Die Herleitung der Bewegungsgleichungen ist jedoch anspruchsvoll und erfordert daher ausgereifte Modellierungstechniken [8]. Heutzutage können komplexe mechanische Systeme mit kommerzieller Mehrkörpersimulationssoftware beschrieben werden. Im Hinblick auf Maßsynthesaufgaben und die inhärente Notwendigkeit der Variation von Designparametern sind analytische Modelle jedoch vorteilhaft [9]. Die gängigsten analytischen Ansätze für die dynamische Modellierung von Parallelrobotern sind die Newton-Euler-Formulierung, die Lagrange-Formulierung und das Lagrange-d'Alembert-Prinzip der virtuellen Arbeit [10]. Alle Ansätze liefern identische Ergebnisse, jedoch kann die Rechenintensität abhängig vom System variieren. Vorhergehende Analysen von funktional erweiterten Delta-Parallelrobotern, zeigen beispielsweise, dass energiebasierte Formulierungen hocheffizient sind, um den rein translatorischen Deltaroboter dynamisch zu beschreiben, während funktional erweiterte Varianten drastisch steigende Rechenkosten aufweisen. Grund hierfür sind die umständlichen partiellen Ableitungen bzgl. der Erweiterungen [9]. In diesen Fällen sind Projektionstechniken wie die Kane-Formulierung [11] oder die Methode des Natural Orthogonal Complements (NOC) [12] effizienter. Alternativ können die geschlossenen Schleifen aufgeschnitten werden, um äquivalente (serielle oder baumartige) offene Schleifen zu erzeugen, während an den Schnittverbindungen Zwangskräfte eingeführt werden. So kann der Rechenaufwand aufgrund weniger teuren Matrixoperationen und der Eignung für rekursives und paralleles Rechnen reduziert werden. Das inverse dynamische Problem einer offenen seriellen Kette i kann über bekannte Methoden wie den rekursiven Newton-Euler-Ansatz [13] gelöst werden:

$$\tau_{II,i} = \mathbf{M}(\theta_i) \ddot{\theta}_i + \mathbf{h}(\theta_i, \dot{\theta}_i) \quad (13)$$

wobei \mathbf{M} die Trägheitsmatrix darstellt und \mathbf{h} die Coriolis-, Zentrifugal- und Gravitationskräfte in Abhängigkeit der Gelenkvariablen $\theta_{1,i}$, $\theta_{2,i}$ und $\theta_{3,i}$ ausdrückt. Der Vektor $\tau_{II,i}$ beinhaltet die Momente um die Gelenkachsen $\hat{e}_{1,i}$, $\hat{e}_{2,i}$ und $\hat{e}_{3,i}$, die benötigt werden, um den Bewegungszustand der virtuell geöffneten Kette zu erzeugen. Es ist anzumerken, dass dies auch die Momente um die Achsen $\hat{e}_{2,i}$ und $\hat{e}_{3,i}$ betrifft, die im realen System nicht aktuiert sind.

Wenn das geschlossene System freigeschnitten wird, ergeben sich die Schnittkräfte \mathbf{f}_i als Zwangskräfte zwischen der jeweiligen offenen seriellen Kette und der freigeschnittenen Plattform. Im Fall des Deltaroboters können diese Zwangskräfte in tangentiale und longitudinale Komponenten (Bild 3a) aufgeteilt werden. Die tangentialen Komponenten $\mathbf{f}_{T,i}$ resultieren aus dem Momentengleichgewicht des distalen Glieds um seine Verbindung zum

proximalen Glied, was ohnehin Bestandteil von (13) ist. Es folgt entsprechend:

$$\mathbf{f}_{T,i} = ({}^0\mathbf{R}_2 \cdot [0 \quad \boldsymbol{\tau}_{II,i}(2) \quad \boldsymbol{\tau}_{II,i}(3)]^T) \times \mathbf{l}_{DL,i} / l_{DL,i}^2 \quad (14)$$

wobei ${}^0\mathbf{R}_2$ die Transformation des Koordinatensystems $(2, \hat{\mathbf{e}}_{3,i} \times \hat{\mathbf{e}}_{2,i}, \hat{\mathbf{e}}_{2,i}, -\hat{\mathbf{e}}_{3,i})$ in das gestellte feste Koordinatensystem (O, X, Y, Z) beschreibt, in welchem alle anderen Größen notiert sind (Bild 3b). Die einfache Zusammenfassung der Tangentialkomponenten ist möglich, da diese ausschließlich vom Bewegungszustand der beiden Stäbe abhängen und daher paarweise identisch sind. Die Beträge der longitudinalen Kraftkomponenten $\mathbf{f}_{L,i} = \lambda_i \hat{\mathbf{l}}_{DL,i}$ sind hingegen verschieden und werden daher über die unbekannten Lagrange-Multiplikatoren λ_i beschrieben. Diese ergeben sich aus dem Kräftegleichgewicht an der Plattform:

$$\sum_i \mathbf{f}_i = \sum_i (\lambda_i \hat{\mathbf{l}}_{DL,i} - \mathbf{f}_{T,i}) = m_p(\mathbf{a}_p - \mathbf{g}) = \mathbf{f}_p \quad (15)$$

mit \mathbf{a}_p und \mathbf{g} als translatorische Beschleunigung der Plattform bzw. Gravitationsbeschleunigung. Die unbekannten Kräfte $\mathbf{f}_{L,i}$ sind demnach reine Übertragungskräfte.

Die Antriebsmomente τ_i setzen sich schließlich aus der Summe von $\tau_{I,i}$ und $\tau_{II,i}$ zusammen:

$$\boldsymbol{\tau}_i = [\tau_i \quad 0 \quad 0]^T = \boldsymbol{\tau}_{I,i} + \boldsymbol{\tau}_{II,i} = \mathbf{J}_{I,i}^T (\mathbf{f}_{T,i} - \lambda_i \hat{\mathbf{l}}_{DL,i}) + \boldsymbol{\tau}_{II,i} \quad (16)$$

mit τ_i als Antriebsmoment der i -ten Kette. Anschaulich spiegelt $\boldsymbol{\tau}_{I,i}$ die Momente wider, die mit den Zwangskräften zwischen Plattform und offener Kette korrespondieren. Diese sind mit der Jakobimatrix $\mathbf{J}_{I,i}^T$ in den Aktuatorraum zu transformieren. Das System aus den Gleichungen (15) und (16) kann nun für die sechs Unbekannten τ_i und λ_i gelöst werden. Die Berechnung der unbekannten Lagrange-Multiplikatoren kann jedoch durch Anwendung der Khalil-Ibrahim-Methode [14] umgangen werden. So kann (16) umgeformt werden zu:

$$\mathbf{f}_{T,i} - \lambda_i \hat{\mathbf{l}}_{DL,i} = \mathbf{J}_{I,i}^{-T} (\boldsymbol{\tau}_i - \boldsymbol{\tau}_{II,i}) \quad (17)$$

Einsetzen von (17) in (15) und anschließende Umformung ergibt:

$$-\sum_i \mathbf{J}_{I,i}^{-T} \boldsymbol{\tau}_i = \mathbf{f}_p - \sum_i \mathbf{J}_{I,i}^{-T} \boldsymbol{\tau}_{II,i} \quad (18)$$

Die Erweiterung dieser Beziehung auf alle Ketten resultiert schließlich in:

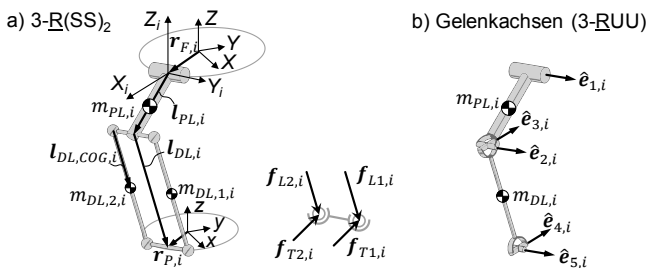


Bild 3: Geometrische Zusammenhänge und Zwangskräfte einer kinematischen Kette

$$-\begin{bmatrix} J_{I,1}^{-T}(\cdot,1) & J_{I,2}^{-T}(\cdot,1) & J_{I,3}^{-T}(\cdot,1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \end{bmatrix} = \mathbf{f}_P - \begin{bmatrix} J_{I,1}^{-T} & J_{I,2}^{-T} & J_{I,3}^{-T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau_{II,1} \\ \tau_{II,2} \\ \tau_{II,3} \end{bmatrix} \quad (19)$$

was die explizite Darstellung der Antriebsmomente ermöglicht:

$$\boldsymbol{\tau} = -\mathbf{J}_M^T \left(\mathbf{f}_P - \begin{bmatrix} J_{I,1}^{-T} & J_{I,2}^{-T} & J_{I,3}^{-T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau_{II,1} \\ \tau_{II,2} \\ \tau_{II,3} \end{bmatrix} \right) \quad (20)$$

Die Berechnung der Zwangskräfte \mathbf{f}_i und Zwangsmomente \mathbf{n}_i um die zu $\hat{\mathbf{e}}_{4,i}$ und $\hat{\mathbf{e}}_{5,i}$ orthogonale Achse (Bild 3b) kann demnach vollständig umgangen werden, was zu einer effizienten Modellierung beiträgt. Darüber hinaus lassen sich die Wirkungen funktionaler Erweiterungen modular ergänzen. Im Folgenden sollen die Optimierungen eines Deltaroboters ohne funktionale Erweiterung mit der eines funktional erweiterten Deltaroboters mit zusätzlichen Antriebssträngen in den distalen Gliedern (vgl. E_{DL} in Bild 1) verglichen werden.

4. Maßsynthese

Delta-ähnliche Roboter sind auf Hochgeschwindigkeitsanwendungen zugeschnitten. Somit begünstigt ein gutes Geschwindigkeitsübertragungsverhalten das Gesamtdesign solcher Roboter. Neben der Reduktion der Maximaldrehzahl dominieren zwei drehmomentbezogene Kriterien (Effektiv- und Spitzendrehmoment) den Motorauswahlprozess als kostenrelevante Designphase nach der Maßsynthese [15]. Im Folgenden werden zwei Optimierungsansätze, ein rein kinematischer und ein kombinierter kinematischer und dynamischer Optimierungsansatz, vorgestellt. Die resultierenden Pareto-Kandidaten werden basierend auf der maximalen mechanischen Antriebsleistung bewertet.

4.1. Formulierung des Optimierungsproblems

Die Gliedlängen l_{PL} und l_{DL} sowie die Radien r_F und r_P ergeben vier Designvariablen, wobei Symmetrie unterstellt wird. Der vorgeschriebene Arbeitsraum besteht aus einem Zylinder (mit Durchmesser $D_1 = 1,00$ m und Höhe $Z_1 = 0,25$ m) und einem daran anschließenden Kegelstumpf (mit Deckflächen-Durchmesser $D_2 = 0,80$ m und Höhe $Z_2 = 0,05$ m). Der Mittelpunkt der Kontaktflächen von Zylinder und Kegelstumpf bestimmt die relative Position $P_0 = [0,0, Z_0]$ des Arbeitsraums zum gestellfesten Koordinatensystem (O, X, Y, Z), wobei Z_0 eine weitere Designvariable darstellt. Insgesamt werden demnach fünf Designvariablen betrachtet:

$$\mathbf{X} = [l_{PL} \quad l_{DL} \quad r_F \quad r_P \quad Z_0] \quad (21)$$

Die kinematischen Leistungskennzahlen werden für 55 Evaluationspunkte \mathbf{W} innerhalb des vorgeschriebenen Arbeitsraums bestimmt. Die Minima der jeweiligen Kennzahlen (ITI_{min} und OTI_{min}) über diesen Punkten werden als Optimierungskriterien herangezogen. Zur Bestimmung der dynamischen Leistungskennzahl werden industrierelevante Trajektorien $\boldsymbol{\Gamma}$ (siehe

[16]) eingeführt. Der maximale Absolutbetrag des Antriebsmoments τ_{max} wird als Optimierungskriterium verwendet. Für Informationen bzgl. der Massenverteilung und der Abhängigkeit der Massen und Trägheitsmomente von den Gliedlängen sei auf [9] bzw. [16] verwiesen. In der initialen Auslegungsphase werden die zulässigen Intervalle der Designvariablen tendenziell sehr groß gewählt, um keine potentiellen Lösungen auszuschließen. Für eine effiziente Berechnung oder gar Lösbarkeit des Optimierungsproblems sind jedoch kleinstmögliche Intervalle anzustreben. Dieses Spannungsfeld kann durch die Berücksichtigung von Rand- bzw. Nebenbedingungen gelöst werden, die zusätzlich zu den Kundenanforderungen (z. B. Arbeitsraumgröße oder Trajektorien) zu berücksichtigen sind. Derartige Nebenbedingungen stellen parametrische Beziehungen dar, die sich beispielsweise aus der praktischen Umsetzung (z. B. max. Schwenkwinkel der Kugelgelenke), aus kinematischen Eigenschaften (z. B. max. Krafteinleitungswinkel) oder aus der Erfahrung (z. B. max. Gliedlängenverhältnisse) ergeben. Erfahrungsbasierte Bedingungen führen jedoch oftmals zu ungewollten Reduktionen des Lösungsraums, sodass die folgenden Analysen ausschließlich auf notwendigen Bedingungen basieren. Beispielsweise folgt für einen Punkt $P_c = [-D_1/2, 0, Z_0 + Z_1]$ am Arbeitsraumrand und einen max. Krafteinleitungswinkel γ_{max} :

$$\sqrt{(-D_1/2 + r_p - r_F)^2 + (Z_0 + Z_1)^2} \leq \sqrt{l_{PL}^2 + l_{DL}^2 - 2l_{PL}l_{DL}\cos(\gamma_{max} + \pi/2)} \quad (22)$$

Die parametrischen Zusammenhänge verschiedener Nebenbedingungen g können zu einem sog. Bedingungserfüllungsproblem zusammengefasst werden, dessen Lösung durch die minimalen bzw. maximalen Ausprägungen der einzelnen Designparameter unter Einhaltung aller Nebenbedingungen gegeben ist. Dies schränkt den Designparameterraum ein, ohne dass dabei Lösungen ausgeschlossen werden. Die Optimierungsprobleme lauten schließlich:

$$\begin{aligned} \max. f_{A1}(\chi, W) &= ITI_{min} & \max. f_{A2}(\chi, W) &= OTI_{min} \\ \max. f_{B1}(\chi, W) &= ITI_{min} & \max. f_{B2}(\chi, W) &= OTI_{min} & \min. f_{B3}(\chi, \Gamma) &= \tau_{max} \\ \text{u.d.N.} & & g(\chi, W) & \end{aligned} \quad (23)$$

wobei (A) den rein kinematischen Optimierungsansatz und (B) den um die dynamischen Eigenschaften erweiterten Ansatz bezeichnen. Die Ansätze wurden in Matlab® implementiert und mit dem Nondominated Sorting Genetic Algorithm NSGA-II gelöst.

4.2. Ergebnisse

Bild 4 zeigt die Pareto-optimalen Lösungen für (B), wobei τ_{max} zur besseren Darstellung durch das max. Antriebsmoment aller Kandidaten normiert und als $1 - \tau_{max,0}$ angezeigt wurde. Als Farbindikator wurde darüber hinaus die normierte maximale Antriebsleistung $P_{max,0}$ gewählt. Die Pareto-optimalen Kandidaten für (A) sind durch schwarze Kreise gekennzeichnet. Für beide Robotervarianten bzw. in beiden Bildern 4a und 4b wird deutlich, dass die zu (A)

gehörenden Pareto-Fronten die Pareto-Oberflächen von (B) begrenzen, was die Robustheit des komplexeren dreidimensionalen Optimierungsverfahrens (B) bestätigt. Für beide Varianten geht die Maximierung ITI_{min} mit den größten max. Antriebsmomenten τ_{max} einher. Die Farbindikation für translatorische 3 FHG Varianten (ohne funktionale Erweiterung, Bild 4a) zeigt, dass eine Maximierung von ITI_{min} , Lösungen mit minimaler Leistung hervorbringt, während die Kraftübertragungsfähigkeit bzw. OTI_{min} geringfügig sinkt. Die leistungseffizienten Kandidaten sind also sowohl in der Lösungsmenge von (A) als auch von (B) enthalten. Der rein kinematische Ansatz (A) liefert demnach gleichzeitig auch dynamisch optimale bzw. leistungseffiziente Lösungen. Im Gegensatz dazu kann die Maximalleistung der 6 FHG-Varianten E_{DL} durch Reduktion der max. Antriebsmomente $\tau_{max,0}$ und Einbußen von ITI_{min} und OTI_{min} verringert werden. In diesem Fall sind die leistungseffizienten Kandidaten (linker Rand) nicht in der Lösungsmenge von (A) (rechter Rand) enthalten. In diesem Fall ist der kombinierte Ansatz (B) dem rein kinematischen Ansatz (A) vorzuziehen.

5. Fazit und Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurden kinematische Indizes zur Bewertung der Bewegungs- und Kraftübertragungsgüte von Delta-Parallelrobotern eingeführt. Darüber hinaus wurde ein effizientes dynamisches Modell für Deltaroboter mit funktionalen Erweiterungen vorgestellt. In diesen Varianten ist die Massenverteilung derart verändert, dass die dynamischen Eigenschaften für Maßsynthesaufgaben an Relevanz gewinnen. Die Vorteile der Integration dynamischer Kennzahlen in den Designprozess wurden durch die Ergebnisse multikriterieller Pareto-Optimierungen deutlich hervorgehoben. Während die Güte des leichten 3 FHG-Deltaroboters hauptsächlich von den Geschwindigkeitseigenschaften beeinflusst wird, stellt das Optimum der 6 FHG-Variante (mit funktionaler Erweiterung) einen Kompromiss aus Antriebsgeschwindigkeit und -moment dar. Die Bewertung fand anhand der minimalen Spitzenleistung statt.

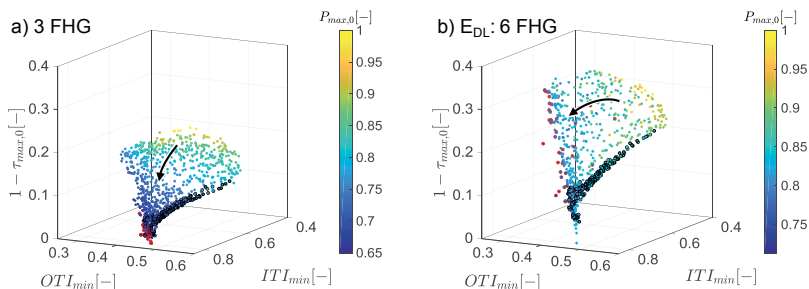


Bild 4: Lösungsmengen der Ansätze (A) und (B) für Deltaroboter mit 3 FHG (a) und 6 FHG (b)

Danksagung

Die Autoren danken dem DAAD für die Förderung aus Mitteln des Auswärtigen Amts (AA). Ein besonderer Dank für die hervorragende Zusammenarbeit gilt Prof. Dr. Eng. Yukio Takeda (Department of Mechanical Engineering, Tokyo Institute of Technology, Tokyo, Japan).

6. Literaturverzeichnis

- [1] Brinker, J.: Optimal design of functionally extended parallel robots with Delta-like architecture. Dissertation. RWTH Aachen University (2018).
- [2] Angeles, J.: Fundamentals of robotic mechanical systems: theory, methods, and algorithms. Springer Switzerland, 4th edition (2014).
- [3] Yoshikawa, T.: Manipulability of robotic mechanisms. *Int. J. Robotics Res.* 4(2) (1985).
- [4] Gosselin, C., Angeles, J.: The optimum kinematic design of a planar three-degree-of-freedom parallel manipulator. *J. Mech., Trans., and Aut. in Design.* 110(1) (1988).
- [5] Liu, H., Huang, T., Kecskeméthy, A., Chetwynd, D.G.: A Generalized approach for computing the transmission index of parallel mechanisms. *MMT*, 74:245–256 (2014).
- [6] Wang, J., Wu, C., Liu, X.J.: Performance evaluation of parallel manipulators: Motion/force transmissibility and its index. *MMT*, 45:1462–1476 (2010).
- [7] Takeda, Y., Funabashi H.: Motion transmissibility of in-parallel actuated manipulators. *JSME Int. J. Series C*, 38(4):749–755 (1995).
- [8] Shah, S.V., Saha, S.K., Dutt, J.K.: Dynamics of tree-type robotic systems. *Int. Series on Int. Sys., Control, and Aut.: Science and Engineering* 62, Springer Dordrecht (2013).
- [9] Brinker, J., Funk, N., Ingenlath, P., Takeda, Y., Corves, B.: Comparative study of serial-parallel delta robots with full orientation capabilities. In *IEEE Robotics and Aut. Letters* 2(2):920–926 (2017).
- [10] Briot, S., Khalil, W.: Dynamics of parallel robots – From rigid bodies to flexible elements, *Mechanisms and Machine Science* 35, Springer Switzerland (2015).
- [11] Kane, T.R., Levinson, D.A.: The use of kane's dynamical equations for robotics. In *Int. J. Robotics Res.* 2:3–21 (1983).
- [12] Angeles, J., Lee, S.K.: The formulation of dynamical equations of holonomic mechanical systems using a NOC. In *ASME J. of App. Mech.* 55(1):243–244 (1988).
- [13] Siciliano, B., Khatib, O., eds.: *Springer handbook of robotics*. Springer Berlin Heidelberg, 2nd edition (2016).
- [14] Khalil, W., Ibrahim, O.: General solution for the dynamic modeling of parallel robots. In *J. of Int. and Robotic Sys.* 49(1):19–37 (2007).
- [15] Han, G., Xie, F., Liu, X.J.: Optimal selection of servo motor and reduction ratio for high-speed parallel robots. H. Liu et al., editors. *ICIRA 2015, Part II*, LNAI 9245. Cham: Springer; pp. 109–120 (2015).
- [16] Brinker, J., Lübbecke, M.E., Takeda, Y., Corves, B.: Optimization of the reconfiguration planning of handling systems based on parallel manipulators with Delta-like architecture. In *IEEE Robotics and Aut. Letters* 2(3):1802–1808 (2017).

Methodische Ansätze zur leistungsoptimalen Auslegung und zum teilflexiblen Betrieb von Kurven-Koppel-Schrittgetrieben

Dr.-Ing. **A. Heine**, Dipl.-Ing. **S. Schulze**, Prof. Dr.-Ing. **M. Berger**,
Professur Montage- und Handhabungstechnik, Institut für Füge- und
Montagetechnik, Technische Universität Chemnitz, Deutschland

Kurzfassung

Im Rahmen dieses Beitrags wird anschaulich demonstriert, wie mit Hilfe eines Syntheseverfahrens in Anlehnung an [1] anwendungsbezogene, optimale Lösungen für ein Kurven-Koppel-Schrittgetriebe schnell und effektiv ermittelt werden können. Dabei wird auf die normierte Betrachtung aller relevanten kinematischen Abmessungen und Leistungsparameter zurückgegriffen und die Dimensionierung der Kurvenrolle als leistungsbegrenzendes Bauteil zur Festlegung der restlichen kinematischen Größen genutzt. Ausgehend von diesen Erkenntnissen wird im zweiten Teil des Beitrages gezeigt, wie die Einsatzmöglichkeiten des Getriebes durch den schwellenden Antrieb mittels lagegeregeltem Elektromotor erweitert werden können, bspw. indem die Rastphase mit geringerer Geschwindigkeit durchfahren wird, während sich in der Schrittphase die Geschwindigkeit erhöht. Die dadurch erzielbaren Effekte hinsichtlich der Krümmung der Kurvenscheibenkontur bzw. Rollenmittelpunktbahn und die Vorteile hinsichtlich der Bauraumausnutzung sowie die Auswirkungen für den Antriebsmotor werden aufgezeigt.

1. Motivation

Für die Erzeugung von periodisch ungleichförmigen Bewegungen, beispielsweise Schritt- und Pendelbewegungen, ist der elektronisch gesteuerte Servoantrieb für viele Ingenieure die allseitig bevorzugte Lösung. Steht die Anlagenflexibilität infolge ganz unterschiedlicher Bewegungsanforderungen im Focus, so ist dem nichts entgegenzusetzen. Doch die Frage nach der Verbindung von Leistung und Wirtschaftlichkeit führt nicht zwangsweise zum Einsatz dieser Antriebslösung. Zur mechanischen Erzeugung exakter intermittierender Bewegungen werden aktuell überwiegend Kurvenschrittgetriebe eingesetzt. Diese bieten zwar keine Flexibilität bezüglich des Schrittwinkels am Abtrieb, ermöglichen aber in Kombination mit einem gesteuerten Antrieb variable Veränderungen der Schalt- und Rastphasen bei gleichzeitig mechanischem Zwanglauf und hoher Leistungsdichte, was sie teilflexibel einsetzbar macht.

Neben den räumlichen und ebenen Standardbauformen für Kurvenschrittgetriebe, bekannt als Globoid-, Zylinder- und Scheibenschrittgetriebe, sind auch weitere kombinierte Bauformen zur Erzeugung von Schrittbewegungen geeignet, insbesondere wenn strenge Bauraumrestriktionen oder spezielle Anforderungen, wie koaxialer An- und Abtrieb, an das Getriebe gestellt werden. Bild 1 zeigt eine solche Getriebebauform als Kombination eines 5gliedrigen Koppelgetriebes mit gestellfester Kurvenscheibe.

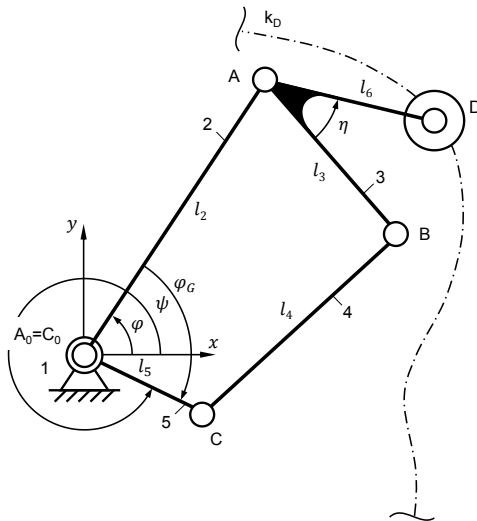


Bild 1: Kurven-Koppel-Schrittgetriebe mit koaxialem An- und Abtrieb

Die Entwicklung eines Syntheseverfahrens zur Ermittlung optimaler kinematischer Abmessungen einer solchen Struktur gestaltet sich aufgrund der vielen strukturinhärenten Parameter als höchst anspruchsvoll. Der aktuell beschrittene Weg der schrittweisen Optimierung, auch bekannt als „Synthese durch iterative Analyse“, ist bereits bzgl. eines Zielkriteriums und der damit verbundenen Parametervariationen unüberschaubar und für den Fall mehrerer konträrer Zielkriterien zeitaufwändig und nur durch getriebetechnisches Fachwissen lösbar.

Ausgehend von der beschriebenen Ausgangssituation widmet sich der vorliegende Beitrag nun einer neuen Betrachtungsweise der für den Entwurfsprozess entscheidenden Parameter unter Verwendung von bekannten und neuen normierten Kenngrößen in Anlehnung an das Verfahren von Heine [1]. Unabhängig von der Bewegungsform wird ein Lösungsansatz zur

Ermittlung dieser Bezugsgrößen vorgestellt, der die Zusammenhänge zwischen den Hauptabmessungen, der Dimensionierung des Eingriffsorgans (der Kurvenrolle) und den Getriebeeigenschaften umfassend berücksichtigt.

Durch den Einsatz normierter Kenngrößen-Diagramme erhält der Anwender einen schnellen Überblick zu günstigen kinematischen Parameterkombinationen auch für komplexe kombinierte Mechanismen, wie das Kurven-Koppel-Schrittgetriebe nach Bild 1. Dadurch ist es möglich, schnell zu einer anwendungsspezifisch optimalen Lösung zu gelangen.

2. Maßsynthese mittels normierter Kennwerte

Die Verwendung normierter Größen ermöglicht eine dimensionslose Beschreibung ebener, kurvengesteuerter Mechanismen und nachfolgend eine einfache, vergleichende Bewertung verschiedener Kombinationen von Hauptabmessungen unter Einbeziehung kinematischer und kinetostatischer Parameter.

2.1 Normierte Kenngrößen – Bedeutung und Ermittlung

Ausgangspunkt einer normierten Betrachtungsweise ist die analytische Beschreibung der kinematischen Zusammenhänge im Mechanismus. Eine allgemeine mathematische Beschreibung für das hier gezeigte Getriebe ist durchaus möglich, aber aufgrund der vielen freien, kinematischen Parameter ($l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, \varphi_G, \eta$) unhandlich und unübersichtlich.

Voruntersuchungen haben gezeigt, dass eine symmetrische Gestaltung des Fünfgelenkgetriebes A_0ABCC_0 (mit $A_0 = C_0, l_2 = l_4, l_3 = l_5$) günstige Übertragungseigenschaften liefert und die analytische Berechnung des Schrittgetriebes um ein Vielfaches vereinfacht. So reduziert sich beispielsweise die Gleichung der Rollenmittelpunktbahn k_D zu

$$k_D = l_2 \cdot \begin{pmatrix} \cos(\varphi) \\ \sin(\varphi) \end{pmatrix} + l_6 \cdot \begin{pmatrix} \cos(\psi(\varphi) + \varphi_G + \eta) \\ \sin(\psi(\varphi) + \varphi_G + \eta) \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Trotz dieser Vereinfachung gelingt eine optimale Auslegung des Mechanismus nur durch eine iterative Herangehensweise, speziell bei der Dimensionierung der Kurvenrolle, welche durch den Übertragungswinkel im Kurvengelenk bzw. die Gelenkkraft und die Krümmung der Rollenmittelpunktbahn beeinflusst wird.

Die Normierung aller Gliedlängen im Getriebe sowie des Radius der Kurvenrolle r_R bezüglich des Antriebsgliedes 2 ermöglicht eine dimensionslose Betrachtung und nachfolgend eine einfache, vergleichende Bewertung verschiedener Kombinationen von Hauptabmessungen.

Die neuen, beschreibenden Größen der gezeigten Getriebebauform sind damit

$$v_a = \frac{l_3}{l_2}, v_b = \frac{l_5}{l_2} \text{ und } v_r = \frac{r_R}{l_2}.$$

Unter Vorgabe einer intermittierenden Übertragungsfunktion $\psi(\varphi)$ inkl. der Anzahl der Stationen am Abtrieb lassen sich die Koordinaten der normierten Rollenmittelpunktbahn wie folgt berechnen:

$$\overline{k_D}(\varphi, v_b, \varphi_G, \eta) = \begin{pmatrix} \cos(\varphi) \\ \sin(\varphi) \end{pmatrix} + v_b \cdot \begin{pmatrix} \cos(\psi(\varphi) + \varphi_G + \eta) \\ \sin(\psi(\varphi) + \varphi_G + \eta) \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Weiterhin ist es möglich, mit Hilfe der ersten und zweiten Ableitung von Gleichung (2) nun ebenso den Übertragungswinkel im Kurvengelenk

$$\bar{\mu}(\varphi, v_b, \varphi_G, \eta) = \operatorname{atan}\left(-\frac{\overline{k_D}'_x}{\overline{k_D}'_y}\right) - (\psi(\varphi) + \varphi_G + \eta) \quad (3)$$

und die Krümmung der normierten Rollenmittelpunktbahn

$$\overline{\rho_{k_D}}(\varphi, v_b, \varphi_G, \eta) = \frac{\sqrt{(\overline{k_D}'_x^2 + \overline{k_D}'_y^2)^3}}{\overline{k_D}'_x \cdot \overline{k_D}''_y - \overline{k_D}'_y \cdot \overline{k_D}''_x} \quad (4)$$

zu ermitteln.

Ebenso wie die o.g. kinematischen Kennwerte lassen sich auch noch weitere interessante, normierte Analysegrößen (z.B. Winkelgeschwindigkeit der Kurvenrolle, Pressung im Kurvengelenk und Baugröße) und quasi-kinetostatische Kennwerte, wie beispielsweise die normierte Kraft im Kurvengelenk $\overline{F_D}$, nach Gleichung (5) bestimmen (bei reiner Trägheitsbelastung am Abtrieb).

$$\overline{F_D}(\varphi, v_b, \varphi_G, \eta) = -\frac{\psi(\varphi)''}{v_b \cdot \sin(\mu)} \quad (5)$$

Neben den kinematischen und kinetostatischen Eigenschaften ist natürlich auch die Baugröße eines Getriebes von maßgeblicher Bedeutung und kann ebenso normiert, nach Gleichung (6) als maximaler Abstand des Punktes D von A_0 , beschrieben werden.

$$\overline{BR}(\varphi, v_b, \varphi_G, \eta) = \sqrt{\overline{k_D}'_x^2 + \overline{k_D}'_y^2} \quad (6)$$

Anhand der Gleichungen (2) bis (6) ist bereits zu erkennen, dass das Abmessungsverhältnis v_a , also das Längenverhältnis von Ab- zu Antriebsglied bzw. von Koppel 3 zu Koppel 4, auf die bereits erwähnten Parameter keinen Einfluss hat. Das heißt jedoch nicht, dass dieser Parameter vollständig zu vernachlässigen ist, da er die Kräfte in den Gelenken A , B , C und A_0 beeinflusst, was aber an dieser Stelle nicht genauer betrachtet werden soll.

2.2 Kennwertdiagramme und Eigenschaftsbewertung

Die Darstellung der beschriebenen Kenngrößen erfolgt in s.g. Kennwert-Diagrammen. Dies ermöglicht dem Entwickler einen schnellen Überblick über die Einflüsse freier Parameter auf die Eigenschaften des Getriebes.

Bild 2 zeigt ein solches Diagramm für das Kurven-Koppel-Schrittgetriebe mit folgenden Kenndaten:

- Bewegungsgesetz: Beschleunigungstrapez
- Verhältnis Rast-/Schaltphase: 1/1
- Anzahl der Stationen: 8
- Grundwinkel φ_G : $78,75^\circ$
- Gliedwinkel η : 0°

Der Grundwinkel φ_G und der Gliedwinkel η wurden bereits im Vorfeld nach dem hier gezeigten Verfahren ermittelt, mit dem Ziel eines kleinstmöglichen Getriebes mit günstigen Übertragungseigenschaften.

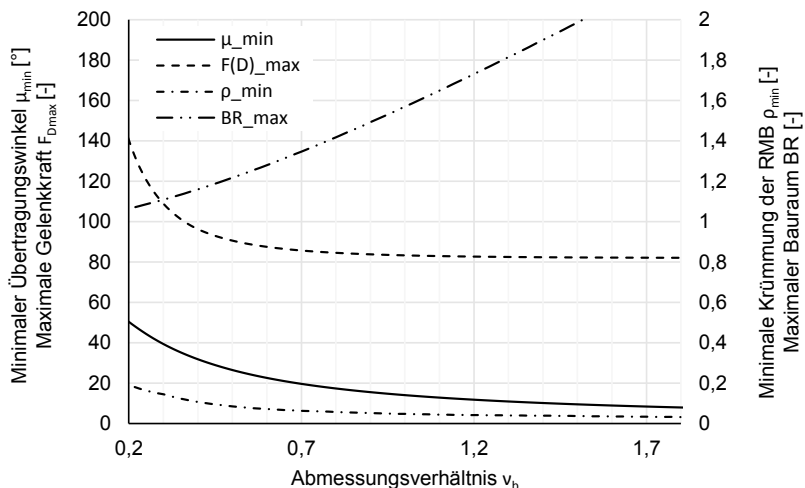


Bild 2: Kennwert-Diagramm für ein Kurven-Koppel-Schrittgetriebe nach Bild 1

Die dargestellten Kennwerte in Bild 2 dienen nun der Beurteilung der betrachteten Parameterkombinationen. Dabei ist anzumerken, dass natürlich nur die interessanten Maximal- bzw. Minimalwerte über dem Abmessungsverhältnis v_b abgetragen sind und sich somit die konträren Einflüsse deutlich herausstellen.

So ist unter anderem abzulesen, dass der minimale Übertragungswinkel μ_{min} im Kurvgelenk mit ansteigendem v_b deutlich ab- und der benötigte Bauraum BR zunimmt. Gleichzeitig sinkt jedoch die Kraft im Kurvgelenk, aber auch die minimale Krümmung der

Rollenmittelpunktbahn, was speziell bei der Dimensionierung einer Kurvenrolle eine Auswahl erschwert.

Betrachtet man nun noch weitere Kennwerte des Getriebes, so wird schnell klar, dass es keine optimale Lösung gibt. Nun ist der Entwickler gefragt, eine für seine Anwendung günstige Kombination von Parametern auszuwählen.

Zur weiteren Berechnung wird an dieser Stelle ein v_b von 0,3 gewählt, was unter Berücksichtigung des Krümmungskriteriums nach [2] die Größe des Eingriffsorgans festlegt.

$$v_R = 0,7 \cdot \overline{\rho_{kD_{min}}} = 0,7 \cdot 0,144 = 0,101 \quad (7)$$

Speziell die Festlegung des Rollenverhältnisses spielt nachfolgend für die reale Dimensionierung des gesamten Mechanismus eine entscheidende Rolle.

2.3 Überführung der Ergebnisse zur realen Dimensionierung

Die Auswahl geeigneter realer Getriebeabmessungen könnte an dieser Stelle rein intuitiv unter Beachtung der ausgewählten Abmessungsverhältnisse erfolgen. Dabei ist jedoch zu beachten bzw. zu überprüfen, dass zulässige Grenzwerte nicht überschritten werden.

Eine andere Herangehensweise der Überführung normierter Abmessungen basiert allein auf der Auslegung der Kurvenrolle als leistungsbegrenzendes Bauteil. Im vorliegenden Fall soll zusätzlich noch berücksichtigt werden, dass es sich bei dem Getriebe um ein kraftschlüssiges Kurvengetriebe handelt (zur Vermeidung eines Drehrichtungswechsels der Kurvenrolle). Dies führt zu einer Erhöhung der Gelenkkraft in dem Maße, dass mittels einer Vorspannung der Rolle der Gelenkkraftverlauf keinen Vorzeichenwechsel mehr aufweist.

Unter Vorgabe eines am Abtrieb wirkenden reduzierten Massenträgheitsmoments J_{51} und einer Antriebsdrehzahl n_{21} lässt sich, in Abhängigkeit von der Kurbellänge l_2 , die reale Belastung im Kurvgelenk nach Gleichung (8) ermitteln.

$$F_D = \overline{F_D} \cdot \frac{J_{51} \cdot \omega_{21}^2}{l_2} \quad (8)$$

Substituiert man nun

$$l_2 = \frac{r_R}{v_r} \quad (9)$$

so kann eine Ungleichung für ein Ersatz-Rollenmoment der Art aufgestellt werden, dass gelten muss

$$F_D \cdot r_R \geq \overline{F_D} \cdot J_{51} \cdot \omega_{21}^2 \cdot v_r. \quad (10)$$

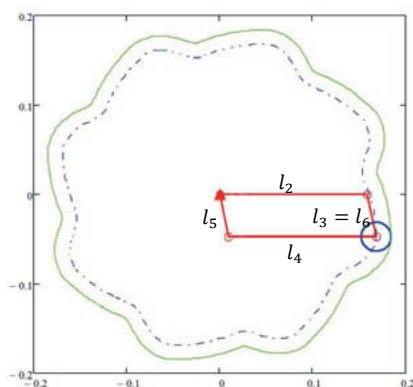
Mit Hilfe der Gleichung (10) muss nun in entsprechenden Herstellerkatalogen nach Kurvenrollen oder Stützrollen gesucht werden, welche das genannte Kriterium erfüllen. Dabei ist zu beachten, dass die Berechnung der Gelenkkräfte keinerlei zusätzliche

Belastungen durch äußere Momente, Lager- oder Rollreibung beinhaltet. Auch der Einfluss von Vorspannung im System aufgrund der Fertigung der Kurven mit Aufmaß wird nicht berücksichtigt. Es sollte somit ein entsprechender Sicherheitsfaktor einbezogen werden, um eine Mindest-Lebensdauer zu gewährleisten. Weiterhin geben Hersteller eine Mindestbelastung für ihre Kurvenrollen an, welche speziell im theoretisch lastfreien Rastbereich zu prüfen ist.

Beispielhaft wurden nun ein Massenträgheitsmoment von $J_{51} = 0,13 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ und eine Antriebsdrehzahl von $n_{21} = 62,5 \text{ min}^{-1}$ angenommen. Mit Ungleichung (10) ergab sich das erforderliche Ersatz-Rollenmoment zu $131,3 \text{ Nm}$, womit die Kurvenrolle vom Durchmesser $d_R = 32 \text{ mm}$ aus den verfügbaren Kurvenrollen aus Tabelle 1 ausgewählt wurde. Mit der dynamischen Tragzahl von $C = 14,1 \text{ kN}$ der Kurvenrolle ergab sich ein Ersatz-Rollenmoment von $225,6 \text{ Nm}$ nach Ungleichung (10) und somit ein Sicherheitsfaktor von $S = 1,72$.

Tabelle 1: Beispielhafte Leistungsdaten von Kurvenrollen

Ø Kurvenrolle d_R [mm]	Dynamische Tragzahl C [kN]	Ersatz-Rollenmoment [Nm]
16	4,5	36
24	7,8	93,6
32	14,1	225,6
40	20,9	418
62	41,5	1245



$$l_2 = l_4 = r_r / v_r \approx 159 \text{ mm}$$

$$l_3 = l_5 = v_a \cdot l_2 \approx 48 \text{ mm}$$

$$l_6 = v_b \cdot l_2 \approx 48 \text{ mm}$$

$$\mu_{D \min} = 39,4^\circ$$

$$\rho_{K_D \min} \approx 23 \text{ mm}$$

$$|F_{D \max}| \approx 8,2 \text{ kN}$$

Bild 3: Maßstäbliches Schema des Kurven-Koppel-Schrittgetriebes mit Analysewerten

Die getroffene Auswahl und die Bestimmung eines günstigen Abmessungsverhältnisses $v_a = v_b$ anhand der restlichen Gelenkkräfte ermöglicht die Berechnung der restlichen kinematischen Abmessungen und führt zu einem Getriebe nach Bild 3 mit den zugehörigen Analysewerten.

3. Hybrides Antriebssystem aus Servomotor und Kurvengetriebe

Durch die Kombination eines zwangsläufigen Kurven-(Koppel)-Getriebes mit einem Servomotor ergibt sich ein weiterer Stellparameter für die Verbesserung des Antriebssystems. Viele Anwendungen, bei denen heute noch Getriebe zur Schritterzeugung eingesetzt werden, sind bereits mit Servomotoren ausgerüstet, nutzen aber den dadurch gebotenen Gestaltungsspielraum für die anwendungsoptimierte Synthese nicht aus.

Ausgehend von der bereits ermittelten optimalen kinematischen Lösung zeigt der Beitrag, wie durch das Bewegungsdesign am Antrieb und die hybride Synthese der mechanischen Kurvenscheibe weitere Vorteile hinsichtlich des notwendigen Bauraums und der Antriebsgestaltung nutzbar gemacht werden können.

3.1 Synthese der mechanischen Kurvenscheibe

Die Berechnung der Kurvenscheibenkontur erfolgt bekanntermaßen durch die Vorgabe der An- und Abtriebsbewegungen des Kurven-Koppel-Getriebes. Mittels inverser Kinematik können somit für beliebige Verläufe der Antriebswinkelgeschwindigkeit Kurvenscheiben, welche in ihrer Kontur veränderlich sind, berechnet werden.

In diesem Beitrag wird das in [3] vorgestellte Verfahren zur Berechnung einer schwellenden Antriebsgeschwindigkeit genutzt. Dabei werden Bewegungspunkte der Antriebsfunktion 0. bis 2. Ordnung, also Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung, vorgegeben. Um aus den vorgegebenen Punkten eine Bewegungsfunktion zu erzeugen, müssen diese noch interpoliert werden. Die Funktion *spapi* in Matlab ist hierfür gut geeignet, da sie die Vorgabe von Punkten einer Funktion bis zur einer beliebigen Ableitung erlaubt und diese zu einem Spline interpoliert. Gemäß VDI-Richtlinie 2143 [4] erfolgt die Bewegungsgenerierung in einem normierten Intervall. Die Antriebsfunktion 0. Ordnung heißt dann $f(z)$ mit $z = 0 \dots 1$.

Da es vorteilhaft ist, mit nur wenigen Parametern den gewünschten Effekt einer stärker oder schwächer schwellenden Bewegung zu erzeugen, wird der Schwellfaktor $v_{0,5}$ eingeführt, der die normierte Antriebsgeschwindigkeit im Wendepunkt widerspiegelt, d.h. $f'(0.5) = v_{0,5}$. Um die durchschnittliche Antriebsgeschwindigkeit von 1 zu erreichen, wird zu Beginn der Bewegung der Kehrwert des Schwellfaktors eingesetzt, d.h. $f'(0) = 1/v_{0,5}$. Die weiteren Randbedingungen sind in Tabelle 2 verzeichnet.

Tabelle 2: Punktvorgaben für die Interpolation der Antriebsbewegung

z	0	0.5	1
$f(z)$	0	0.5	1
$f'(z)$	$\frac{1}{v_{0.5}}$	$v_{0.5}$	$\frac{1}{v_{0.5}}$
$f''(z)$	0	-	0

Die mit dem beschriebenen Ansatz berechneten Antriebsbewegungen sind für Schwellfaktoren zwischen 0,75 ... 2,0 in Bild 4 dargestellt. Für den Wert 1 entsteht ein konstanter Antrieb mit Geraden in der 0. bis 2. Ordnung der Antriebsfunktion. Je höher der Schwellfaktor gewählt wird, desto größer sind die maximalen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen, die vom Motor erfüllt werden müssen.

Interessant ist der Verlauf für den Schwellfaktor 2, da dieser neben dem gewünschten Geschwindigkeitswechsel einen zweiten, unerwünschten Wechsel kurz nach Beginn der Bewegung aufweist. Dies ist auch als zusätzlicher Nulldurchgang in der Antriebsfunktion 2ter Ordnung zu erkennen und lässt vermuten, dass hier noch Optimierungspotenzial für harmonischere Antriebsfunktionen besteht.

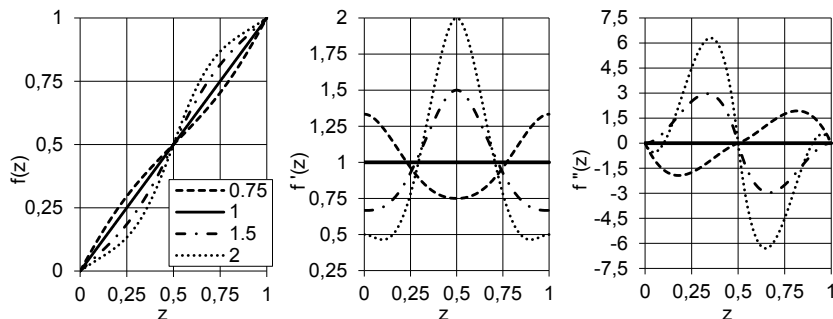


Bild 4: Antriebsbewegungen (normiert) mit Schwellfaktor 0,75 ... 2,0

3.2 Beispiel Kurven-Koppel-Schrittgetriebe

Wie der Abschnitt 2.2 gezeigt hat, kann der Radius der Kurvenrollen bei der Synthese als Parameter mit einbezogen und somit die Hauptabmessungen des Getriebes optimal gewählt werden. Damit ist die Optimierung der Kinematik zur Leistungssteigerung angereizt. Eine weitere Erhöhung der Lebensdauer durch die Verwendung größerer Kurvenrollen ist nur noch durch die Vergrößerung des Bauraums oder durch die Änderung der grundlegenden

Struktur möglich, z.B. durch die doppelte Ausführung der Kurvenrollen auf einer breiteren Kurvenscheibe.

Die weitere Leistungssteigerung mit Hilfe der hybriden Antriebsgestaltung wird nun anhand des bereits kinematisch optimierten Schrittgetriebes dargestellt. Ziel war es, unter Beibehaltung der Abtriebsbewegung und der durchschnittlichen Antriebswinkelgeschwindigkeit und ohne den Bauraum des Getriebes zu erhöhen, den Stufensprung zu einer größeren Kurvenrolle mit größerer Tragfähigkeit zu ermöglichen. Tabelle 1 zeigt die im Beispiel zur Verfügung stehenden Kurvenrollen. Im Sinne der Verfügbarkeit und des Wiederholteilegrads ist es sinnvoll, die Anzahl verschiedener Bauteile zu begrenzen. Daher wurde die Auswahl auf fünf verschiedenen Baugrößen beschränkt. Das kinematisch optimierte Getriebe verwendet Kurvenrollen mit Durchmesser $d_R = 32 \text{ mm}$. Hieraus ergab sich das Ziel, mittels der hybriden Antriebsgestaltung d_R auf 40 mm zu vergrößern.

Mit der Wahl des Schwellfaktors von $v_{0,5} = 1,7$ konnte der Stufensprung zur nächstgrößeren Kurvenrolle erfolgen. Hierzu musste außerdem die Länge der Antriebskurbel l_2 leicht verringert werden, damit die Bauraumgrenze trotz des größeren Kurvenrollen-Durchmessers eingehalten wird.

Wie aus Tabelle 5 ersichtlich, wurde der mögliche Rollendurchmesser $d_{R,max}$ von $32,1 \text{ mm}$ auf $41,9 \text{ mm}$ erhöht. Diese Werte ergaben sich aus der Erfüllung des Krümmungskriteriums in Gleichung (7). Die Bauraumgrenze d_G wurde mit $384,8 \text{ mm}$ minimal unterschritten und die Forderung nach einer größeren Kurvenrolle ohne Erhöhung des Bauraums wurde erfüllt.

Tabelle 5: Ergebnisvergleich konstanter und schwellender Antrieb

Rollengröße	d_R	Ø 32 mm	Ø 40 mm
Geschwindigkeitsprofil des Motors		konstant	schwellend
Länge Antriebskurbel	l_2	159 mm	158 mm
Länge Rollenelement	l_3	48 mm	48 mm
Schwellfaktor	$v_{0,5}$	1,0	1,7
Möglicher Rollendurchmesser	$d_{R,max}$	32,1 mm	41,9 mm
Maximale Kurven-Normalkraft	$F_{D,max}$	8,8 kN	7,3 kN
Minimale Kurven-Normalkraft	$F_{D,min}$	0,013 kN	0,016 kN
Maximales Motormoment	M_{max}	28,7 Nm	19,1 Nm
Drehmoment quadratisches Mittel	M_{eff}	11,94 Nm	8,99 Nm
Bauraum-Durchmesser	d_G	384,9 mm	384,8 mm

Die Mehrkörpersimulation mittels Matlab/Simulink und dem Modul Simscape Multibody zeigt Bild 5. Die Abtriebsträgheit wurde durch eine Scheibe modelliert, während die Kurvengelenke durch Punkt-Auf-Kurve-Kontakte repräsentiert wurden. Im Bild 5 links fehlt die Darstellung einer Feder, welche das Rollenelement radial nach außen drückte um eine minimale Anpresskraft an die Kurvenkontur zu gewährleisten. Die Vorspannung der Feder wurde nach kinematischen Änderungen oder Änderung der Taktzeit verändert und damit an das Drehmoment, welches durch die Abtriebsträgheit erzeugt wird, angepasst. Sie wurde so eingestellt, dass das Minimum der Kurven-Normalkraft im Bereich 0,01 ... 0,02 kN lag.

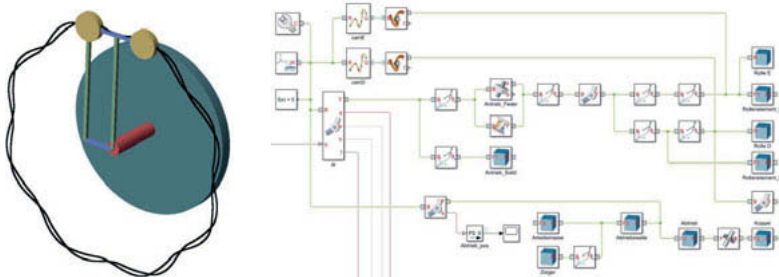


Bild 5: MKS-Modell in Matlab/Simulink

Tabelle 5 ist zu entnehmen, dass der Maximalwert des Motormoments von 28,7 Nm auf 19,1 Nm sank. Weniger deutlich war die Auswirkung auf die Kraft im Kurvengelenk, dargestellt in Bild 6. Anhand der verringerten maximalen Kurven-Normalkraft ist zu erkennen, dass die Übertragungseigenschaften des Koppel-Kurvengetriebes bei der hybriden Antriebsgestaltung in diesem Beispiel verbessert wurden. Die geringe Abweichung der Kurven-Normalkraft in der Rastphase ist durch die abweichende Vorspannung zu erklären.

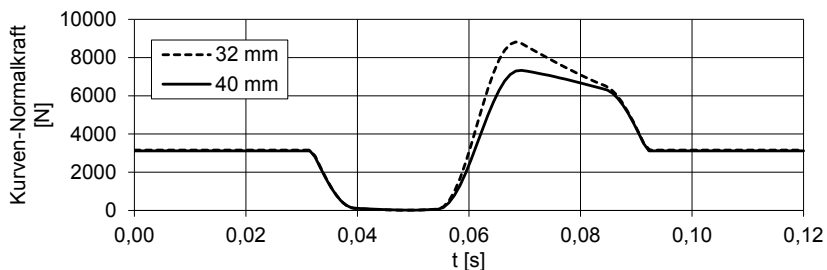


Bild 6: Kurven-Normalkräfte der zwei Antriebsvarianten

Interessant ist die Auswirkung des schwellenden Antriebs auf die Auswahl des Servomotors und des Planetengetriebes. Die schwellende Bewegung der Motor-Antriebswelle und des Planetengetriebes bzw. eines anderen Untersetzungsgetriebes, welches zwischen Motor und Schrittgetriebe positioniert ist, stellt eine Verschlechterung gegenüber dem konstanten Antrieb dar, denn diese Trägheiten müssen zusätzlich bei jeder Schrittbewegung beschleunigt und verzögert werden.

Um dies zu untersuchen, wurden dem Modell die Trägheiten von Motor und Planetengetriebe hinzugefügt. Als Referenz diente ein Servomotor Beckhoff AM8052-wJyz mit der Trägheit $J_M = 4,74 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$ und ein Planetengetriebe Neugart PLE120 mit der Übersetzung $i = 16$ und der Trägheit $J_G = 1,747 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$. Im MKS-Modell wurden diese Trägheiten zu einer Dummy-Scheibe zusammengefasst.

Bild 7 zeigt die Drehmoment-Anteile von Antriebsseite (Motor und Planetengetriebe) und Abtriebsseite (Schrittgetriebe) bezogen auf die Motorwelle. Es ist zu erkennen, dass die Trägheiten auf der Antriebsseite aufgrund des schwellenden Antriebs einen sichtbaren Einfluss auf das vom Motor zu bewältigende Drehmoment nehmen. Bei der gewählten Übersetzung von $i = 16$ zeigt sich jedoch, dass dieser Nachteil aufgewogen wird durch ein in Summe geringeres Motormoment gegenüber dem konstant umlaufenden Antrieb.

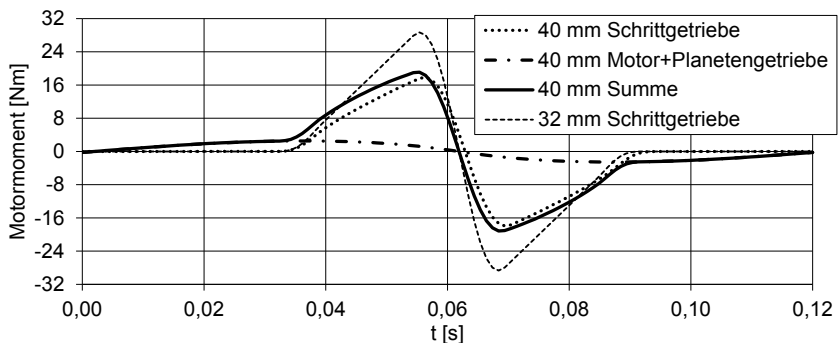


Bild 7: Zusammensetzung des Motormoments beim schwellenden Antrieb; Motormoment bei konstantem Antrieb

Der insbesondere für die Auswahl des Motors wichtige quadratische Mittelwert des Motormoments ergab sich zu $M_{eff,const} = 11,9 \text{ Nm}$ und $M_{eff,schwell} = 9 \text{ Nm}$. Demnach ist anzunehmen, dass der schwellende Antrieb des Schrittgetriebes vorteilhaft ist, indem es die Wahl eines kompakteren Servomotors erlaubt.

4 Zusammenfassung

Die Erzeugung von Taktbewegungen mit geringen Zykluszeiten und speziellen Anforderungen an die Bauform gelingt durch den Einsatz von ebenen Kurven-Koppelschrittgetrieben auf eine mechanisch einfache und zuverlässige Weise. Während die Berechnung der Kurvenscheibe und der kinematischen sowie kinetostatischen Eigenschaften bei gegebenen Hauptabmessungen und vorgegebener Übertragungsfunktion in der Literatur umfassend beschrieben ist, erweist sich die Ermittlung günstiger Hauptabmessungen speziell für Sonderbauformen als schwierig. Nach dem Prinzip der „Synthese durch iterative Analyse“ wird versucht, allen Anforderungen und Randbedingungen gerecht zu werden.

Der vorliegende Beitrag zeigt einen neuen, einfachen und übersichtlichen Entwurfsprozess für ebene Kurvenschrittgetriebe unter Verwendung von bekannten und neuen normierten Kennwerten. Der vorgestellte Lösungsansatz zur Ermittlung dieser Bezugsgrößen berücksichtigt die Zusammenhänge zwischen den Hauptabmessungen, der Dimensionierung der Eingriffsorgane und den Getriebeeigenschaften. Durch den Einsatz normierter Kenngrößen-Diagramme erhält der Anwender einen schnellen Überblick zu günstigen kinematischen Parameterkombinationen, wie am Beispiel demonstriert. Dadurch ist es möglich, schnell zu einer anwendungsspezifisch optimalen Lösung zu gelangen.

Die Entwicklung hybrider Antriebssysteme ist eine Möglichkeit, die Leistung klassischer Kurvenschrittgetriebe weiter zu erhöhen, ohne die Vorteile der mechanischen Bewegungserzeugung zu verlieren. Durch die Nutzung des oftmals vorhandenen Servoantriebs können diese Vorteile allein durch das gezielte Bewegungsdesign am Antrieb nutzbar gemacht werden, ohne Investitionen in spezielle Antriebs- oder Messtechnik zu benötigen. Neben dem verbesserten Übertragungsverhalten und der hierdurch verringerten Kraft im Kurvengelenk ergeben sich Vorteile bei der Dimensionierung des elektrischen Antriebssystems.

Zukünftig ist nicht nur die Frage nach dem optimalen hybriden Antriebssystem, welches die Grenze bei der Minimierung von Gelenkkräften, Bauraum und Antriebsmoment darstellt, von Bedeutung. Auch die normierte Betrachtung von An- und Abtriebsbewegung gemeinsam mit den kinematischen Parametern wird bei dieser Optimierung hilfreich sein.

Quellen

- [1] Heine, A.: Ein Beitrag zur kennwertorientierten Entwicklung kurvengesteuerter, ebener Schrittgetriebe., Dissertation, Technische Universität Chemnitz 2015
ISBN 978-3-944640-51-8
- [2] Volmer, J. (Hrsg.): Getriebetechnik – Kurvengetriebe. Berlin: VEB Verlag Technik 1989
- [3] Schulze, S.; Berger, M.: Bidirektionale Kurvenkontur-Optimierung durch Variation der Antriebsgeschwindigkeit mittels Motion-Control-System. VVD 2018 -
Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik (Tagungsband S. 31-44), Dresden,
15.-16.03.2018
- [4] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Richtlinie 2143 - Bewegungsgesetze für
Kurvengetriebe. Düsseldorf: VDI-Verlag 1980

Geräte zum perkutanen Zugang und zur Gewebeprobe-entnahme bei der Stanzbiopsie

Prof. Dr.-Ing. habil. **A. Fricke**, HTWsaar, Saarbrücken;
M. Sc. **K. Hauschild**, HTWsaar, Saarbrücken;
Prof. Dr.-Ing. **M. Berger**, TU Chemnitz, Chemnitz;
M. Eng. **T. Speicher**, TU Chemnitz, Chemnitz;
Dipl.-Ing. (FH) **T. Heske**, BIP Biomed. Instrumente & Produkte GmbH,
Türkenfeld

Kurzfassung

Die Stanzbiopsie ist ein etabliertes minimalinvasives Verfahren im Rahmen der interventionellen Diagnostik, bei der Proben menschlichen Gewebes für histologische Untersuchungen zur Erkennung bzw. zum Nachweis u. a. karzinogener Gewebe entnommen werden. Gängige Geräte zur Durchführung einer Stanzbiopsie besitzen ein zweiteiliges Nadelsystem, das in das Zielgewebe eingeschossen wird. Bei einer genaueren Analyse des Verfahrens sowie der Geräte hinsichtlich ihrer funktionalen, aber auch ihrer Gebrauchseigenschaften ergaben sich Ansatzpunkte für eine Weiterentwicklung sowohl im Sinne des Patienten als auch im Sinne des die Biopsie durchführenden Arztes und unter Beachtung der wirtschaftlichen Zwänge im Praxis- und Klinikumfeld.

Im Rahmen eines öffentlich geförderten Projekts wurden Lösungen zur Optimierung des Verfahrens erarbeitet, die auf die Schaffung eines perkutanen Zugangs für das Nadelsystem bis zum Zielgewebe bei reduzierter Eindringkraft, die Verbesserung der Treffsicherheit des Nadelsystems sowie die Reduzierung entstehender Gewebetraumata ausgerichtet sind. Eingesetzt wurden dabei experimentelle Methoden an Gewebephantomen unter Nutzung einer High-Speed-Kamera sowie ein mit Hilfe der MKS-Software RECURDYN entwickeltes Gewebe-Nadel-Simulationsmodell.

Abstract

Punch biopsy is an established procedure in minimally invasive medicine extracting human tissue samples for histological examinations to diagnose the presence or extent of carcinogenic tissue. Commonly used devices for performing punch biopsy consist of a two-part needle system which is injected into the target area at high speed. A detailed analysis of the procedure itself as well as the device with respect to its functional characteristics showed a high potential for improvement in terms of the benefits for the patient, the handling by the

practicing surgeon and the economic constraints in the medical environment. In the framework of a publicly funded project, solutions were developed to optimize the procedure with regard to the accuracy of the needle system, the reduction in tissue trauma and the implementation of percutaneous access at reduced penetration force. Experiments with phantom tissues using a high-speed camera were conducted and a tissue needle simulation model using the MBD software RECURDYN were developed.

1. Verfahren der Stanzbiopsie und Problemstellen

Handelsübliche Geräte zur Stanzbiopsie besitzen ein zweiteiliges Nadelsystem, bestehend aus einer äußeren Hohlneedle (Kanüle) und einem im Inneren der Hohlneedle geführten Mandrin (Bild 1). Sie können als Einweg- oder Mehrweggeräte ausgeführt sein.

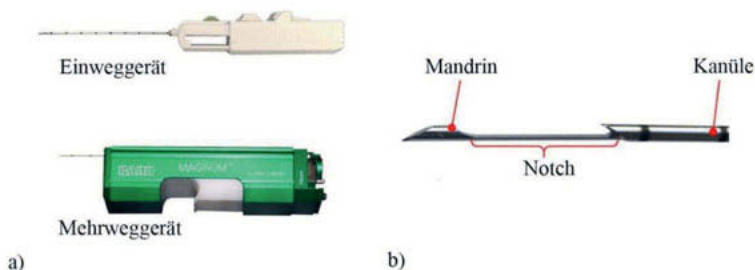


Bild 1: Biopsiegeräte (a), Nadelsystem (b)

Die Stanzbiopsie läuft in 6 Schritten ab, die im Bild 2 verdeutlicht werden. Das aus Kanüle und Mandrin bestehende Nadelsystem wird zunächst vom Arzt perkutan unter Zuhilfenahme bildgebender Verfahren, wie die Sonografie, an den zu untersuchenden Gewebebereich herangeführt (Bild 2a). Im nächsten Schritt wird das Mandrin in das Zielgewebe geschossen (Bild 2b). Es lagern sich Teilchen des Zielgewebes in die Aussparung des Mandrins, die sogenannte Notch, ein (Bilder 2c, d). Durch das impulsartige Verschieben der Kanüle über den Mandrin hinweg erfolgt das Abtrennen der eingelagerten Gewebeprobe, wobei die Notch gleichzeitig verschlossen wird (Bild 2e). Nun wird das Nadelsystem entfernt (Bild 2f), die Gewebeprobe lässt sich aus der Notch entnehmen und kann einer histologischen Untersuchung unterzogen werden.

Bei einer genaueren Betrachtung des Schussvorgangs, der sich nur über wenige Millisekunden erstreckt, zeigte sich, dass eine Entnahme der Proben aus dem anvisierten Bereich nicht grundsätzlich sichergestellt werden kann. Zur Identifikation der Ursachen sowie

zur Verbesserung des Nadelsystems wurde eine Testeinrichtung (Bild 3) aufgebaut, in der Schussversuche unter Beobachtung mit einer High-Speed-Kamera durchführbar waren.

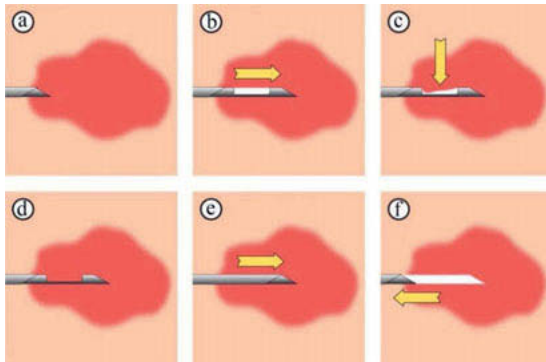


Bild 2: Biopsie-Vorgang [1]

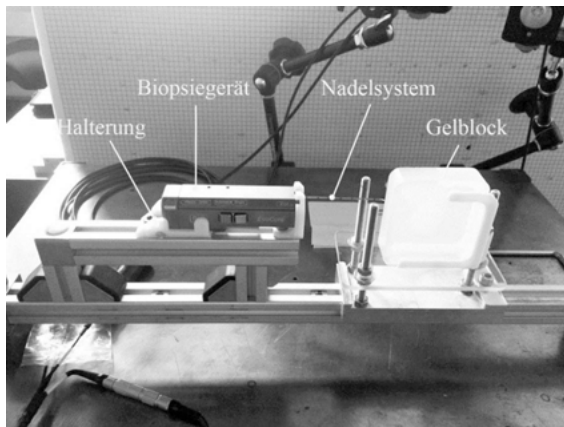


Bild 3: Testeinrichtung zur Gewebeprobenentnahme

Aus ethischen Gründen sind jedoch einer Verwendung menschlicher oder tierischer Gewebe Grenzen gesetzt. Deshalb wurde auf synthetisch hergestellte Ersatzmaterialien (Gewebephantome) auf der Basis von Agarose-Gelen mit möglichst realitätsnahen Eigenschaften zurückgegriffen. Dabei kam entgegen, dass

- durch eine Variation des Agaroseanteils die Konsistenz des Gels an verschiedene menschliche Gewebe angepasst werden kann,

- die Herstellung vergleichsweise kostengünstig realisierbar und nicht gesundheitsschädlich ist,
- Agarosegele durchsichtig sind und
- nachgewiesener Weise bei entsprechender Lagerung kaum Alterserscheinungen unterliegen und unproblematisch entsorgt werden können.

Neben homogenem Material wurden auch Komposite entwickelt und getestet.

2. Versuche mit Gewebephantomen

Es wurden umfangreiche Versuchsreihen unter Variation des Nadelsystemdurchmessers (übliche Werte liegen zwischen 0,9 mm und 2,6 mm) und der Gelfestigkeit durchgeführt. Getestet wurde zunächst ein Nadelsystem mit gängiger Schliffform an der Mandrinspitze. Dieser sogenannte Oberschliff wird als eine zur Nadellängsachse geneigte Schnittfläche an der Mandrinspitze gefertigt (Bild 4). Aufnahmen mit der High-Speed-Kamera machten es möglich, die Bewegung des Nadelsystems während der beiden Schüsse exakt zu beobachten und zu quantifizieren. Bewertet wurden außerdem die gewonnene Probenmenge und die Probenqualität.



Bild 4: Nadelssystem mit Oberschliff
in

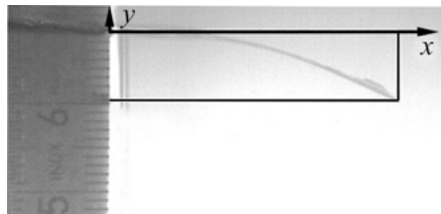


Bild 5: Abbiegung des Mandrins mit Oberschliff
3%igem Agarosegel

Erste Tests zeigten eine deutliche, mehrere Millimeter betragende Abbiegung des Mandrins, was mit zunehmender Gewebefestigkeit die Treffsicherheit maßgeblich beeinträchtigt (Bild 5). Beim Schuss in ein mittelfestes Gewebephantom bog sich der Mandrin infolge seines unsymmetrischen Querschnitts über die Längsachse hinweg um ca. 8 mm ab. In den Videoaufnahmen war ebenfalls erkennbar, dass es während des nachfolgenden impulsartigen Darüberschiebens der biegesteiferen Kanüle zu einem Zurückbiegen des Mandrins kommt und diese Aufrichtbewegung zu Läsionen im darunterliegenden Gewebebereich führt.

Weiterhin wurde deutlich, dass sich die Ablenkung des Mandrins erwartungsgemäß mit zunehmender Gelfestigkeit vergrößert, während der Durchmesser des Nadelsystems keinen signifikanten Einfluss hat.

Als effiziente Maßnahme, die Ablenkung zu reduzieren, erschien somit eine geschickt gewählte Schliffform der Mandrinspitze. So entstand in mehreren Entwicklungs- und Testschritten der Trokarschliff, der in mittelfesten Gewebephantomen zu einer Reduzierung der Abbiegung auf 4 mm führte (Bilder 6, 7).



Bild 6: Nadelsystem mit Trokarschliff

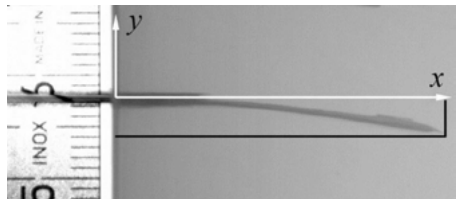


Bild 7: Abbiegung des Mandrins mit Trokarschliff in 3%igem Agarosegel

3. Simulation des Biopsievorgangs

Um die Optimierung der Mandrinspitze zu effektivieren und wirtschaftlicher zu gestalten, wurde für den Eindringvorgang des Nadelsystems mit Hilfe der MKS-Software RECURDYN ein MFBD-Simulationsmodell (**M**ulti **F**lexible **B**ody **D**ynamics) aufgebaut. Unter Zugrundelegen der zeitabhängigen Bahn k_s der Nadelspitze und dem Ablenkwinkel des Mandrins aus den High-Speed-Aufnahmen wurden folgende Prozessphasen nachgebildet (Bild 8):

- Phase a stellt die Ausgangslage des Nadelsystems vor der Interaktion mit dem Gewebe dar.
- Während der Phase b wird das Nadelsystem in das Gewebe eingeführt, wobei sich bei einer geradlinigen Führung und der vergleichsweise hohen Biegesteifigkeit des Nadelsystems die Mandrinspitze S auf einer geradlinigen Bahn k_s bewegt. Das oberhalb des Mandrins liegende Gewebe wird ausgehend vom Schnittpunkt S nach oben gedrückt. Die sich dabei entsprechend der Schliffkontur ausbildende Gewebekompression kann bei zweidimensionaler Betrachtung als ansteigende Linienlast auf den Mandrin abgebildet werden.

- Beim Einschießen des Mandrins (Phase c) biegen die oberen Gewebe-Normalkräfte den Mandrin infolge seiner unsymmetrischen Spitzenform und seiner Nachgiebigkeit ab, was wiederum zu einer Kompression des unteren Gewebebereichs führt.

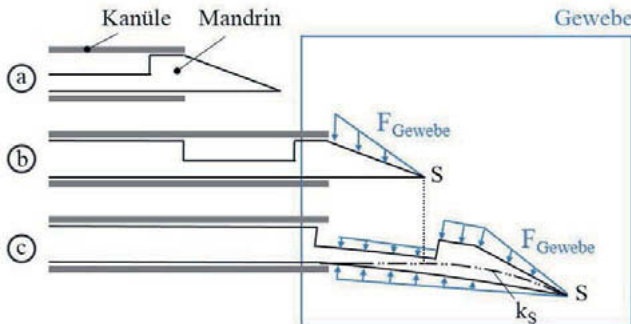


Bild 8: Phasen beim Eindringen des Nadelsystems

Auf diesen Erkenntnissen aufbauend wurden mehrere Knotenpaare definiert, die über diskrete Feder-Dämpfer-Elemente mit dem ungestörten Gewebe (frame) verbunden sind (Abb. 9). Das jeweilige Knotenpaar befindet sich vor dem Kontakt mit der Mandrinspitze im kraftfreien Zustand und wird erst danach abhängig von der Mandringengeometrie gespreizt und somit verspannt. Da jedes Knotenpaar zum Zeitpunkt des Kontaktbeginns senkrecht zur Spitzen-Mittellinie A ausgerichtet ist, kann ein tangenciales Einlaufen der Mandrinunterseite in das Knotenpaar garantiert werden. Die zwischen der Mandrin-Geometrie und den Knoten definierten Kontakte übertragen Normal- sowie Tangentialkräfte, wobei die Tangentialkräfte als Reibungskräfte aufzufassen sind. Hier wird zwischen den oberen Kräften ($F_{o,n}$ und $F_{o,t}$) und den unteren Kräften ($F_{u,n}$ und $F_{u,t}$) differenziert.

Dieser zweidimensionale Ansatz erfordert allerdings bei einer dreidimensionalen Anordnung der Schliffflächen die Berücksichtigung der auftretenden räumlichen Effekte. Relevant sind dabei die sich ausbildenden Kontaktkräfte auf den Mandrin infolge des Gewebedrucks. Durch die Einführung eines Geometriefaktors, der die auf die $\xi\eta$ -Ebene des Mandrins projizierte Kontaktfläche jedes Knotens abbildet, kann die dritte Dimension eliminiert werden, wenn die Schliffflächen symmetrisch zur xy -Ebene des Systems angeordnet werden. Im Bild 10 sind beispielhaft die projizierten Kontaktflächen A_{proj} der Knoten i und n für den Ober- bzw. den Trokarschliff hervorgehoben. Die Breite $\Delta\xi_k$ der Flächenelemente entspricht dem Abstand zweier benachbarter Knoten.

Die relative Position der Knoten im Koordinatensystem des Mandrins wird durch die zeitabhängigen Positionen $\xi_i(t)$, $\xi_k(t)$, $\xi_n(t)$, ... $\xi_n(t)$ beschrieben. Somit skaliert der Geometriefaktor die auf den jeweiligen Knoten wirkenden Kräfte in Abhängigkeit von der relativen Lage zum Mandrin. Er stellt eine Funktion dar, die die projizierte diskretisierte Kontaktfläche entlang der Nadelachse verkörpert, welche auf die projizierte Fläche des idealen Zylinders normiert ist und von der Schliffgeometrie abhängt (Bild 11). Die Nachbildung des deformierbaren Mandrins wurde durch die Zerlegung in diskrete, gekoppelte Balkenelemente (lumped mass model) erreicht. Zur Erfassung der herstellungsbedingten Materialeigenschaften wurden eigens Zugversuche durchgeführt.

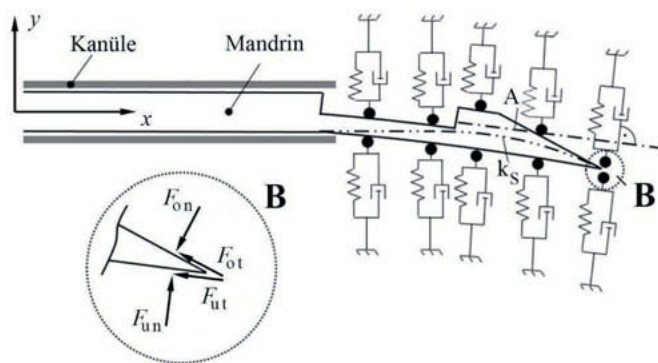


Bild 9: Schema des Simulationsmodells

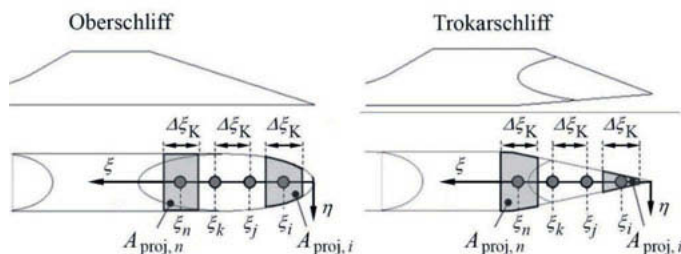


Bild 10: Projizierte Kontaktflächen ausgewählter Mandrinschliffe

Das poro-visko-elastische Materialverhalten des Agarosegels beim Mandrineindringen konnte über die Steifigkeitsparameter der Knoten in das Simulationsmodell implementiert werden. Mit

Hilfe vergleichender Simulationen für verschiedene Schliffvarianten wurden degressive Kraft-Verschiebungs-Kennlinien der Knoten für verschiedene Gelfestigkeiten empirisch erstellt und so die Anpassung der Mandrinverformung an den realen Fall erreicht (Bild 12).

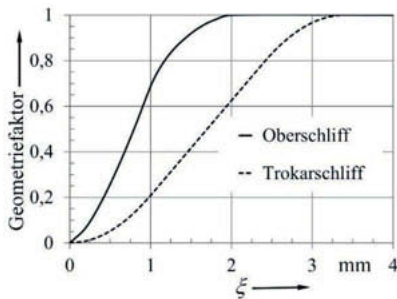


Bild 11: Geometriefaktoren ausgewählter Mandrinschliffe

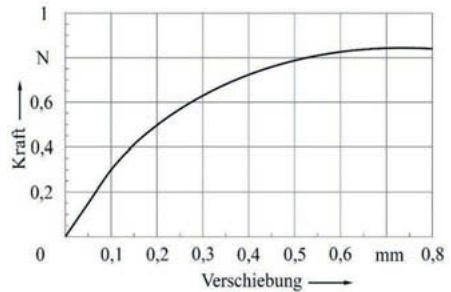


Bild 12: Kraft-Verformungs-Kennlinie eines Knotens

Unter Nutzung des Simulationsmodells war es nun auf virtuellem Wege möglich, Schliffformen der Mandrinspitze zu finden, die eine geringe Abbiegung provozieren. Bild 13 zeigt das Ergebnis der Optimierung für den Vier-Flächen-Schliff der Simulation und der nachfolgenden experimentellen Tests im Vergleich zum Ober- und zum Trokarschliff. Die Abbiegung des Mandrins verschwindet nahezu für relevante Gelfestigkeiten.

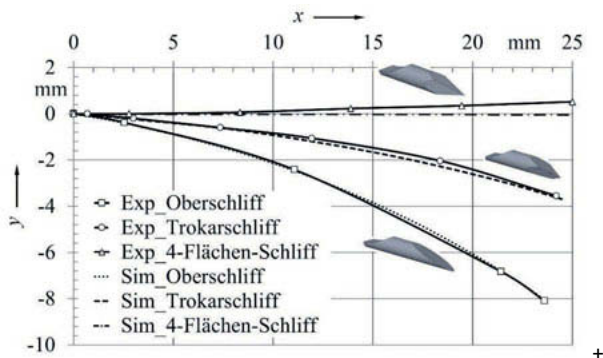


Bild 13: Mandrinablenkungen verschiedener Schliffformen in 3%igem Agarosegel

4. Perkutaner Zugang

Biopsien und andere minimalinvasive Anwendungen in Praxis und Klinik erfordern nicht selten die Eröffnung vergleichsweise größerer Zugänge, z. B. für Führungstrokare, durch die Instrumente einmalig bzw. mehrmalig zugeführt werden können. Ziel des dafür entwickelten Distaloszillators war es, einen effizienten, patientenschonenden Eingriff zu gewähren, der die auftretenden Gewebeerstörungen, Blutungen und Schmerzen minimieren sowie die Kraft zum Einführen reduzieren kann.

Der Lösungsansatz beruht auf der Überlegung, eine Nadel durch die Überlagerung der durch den Arzt händisch ausgeführten Vorschubbewegung mit einer hochfrequenten Zusatzbewegung kleiner Amplitude an den Zielbereich heranzuführen. In Untersuchungen wurde nachgewiesen, dass sich hierfür eine translatorische Oszillation eignet [2, 3].

Als maßgebliche Auslegungsparameter für ein derartiges Gerät erschienen neben der Schliffform der Nadelspitze die Frequenz und der Hub der Zusatzbewegung. Die Kenntnis der optimalen Parameterkombination ist eine wesentliche Voraussetzung für die Wahl des Gerätekonzepts und dessen konstruktive Umsetzung.

Zu diesem Zweck entstand die im Bild 14 gezeigte Versuchseinrichtung. Die freiprogrammierbare, vertikal wirkende Lineareinheit bewegt einen Schlitten, der die gleichmäßige Vorschubbewegung der Nadel beim Einführen durch den Arzt nachbildet. Am Schlitten ist ein Kraftsensor angebracht, an dem wiederum das Gewebephantom befestigt ist. Unter dem Gewebephantom wird ein oszillierendes Element (Shaker) platziert, das in einem Bohrfutter die einzuführende Nadel trägt. Somit kann die Nadel unter der oszillierenden

Translation des Shakers bei gleichzeitig aktivierter Abwärtsbewegung des Schlittens in das Gewebephantom eindringen. Der Kraftsensor bestimmt während dieses Vorgangs die Eindringkraft der Nadel, deren typischer Verlauf im Bild 15 dargestellt ist.

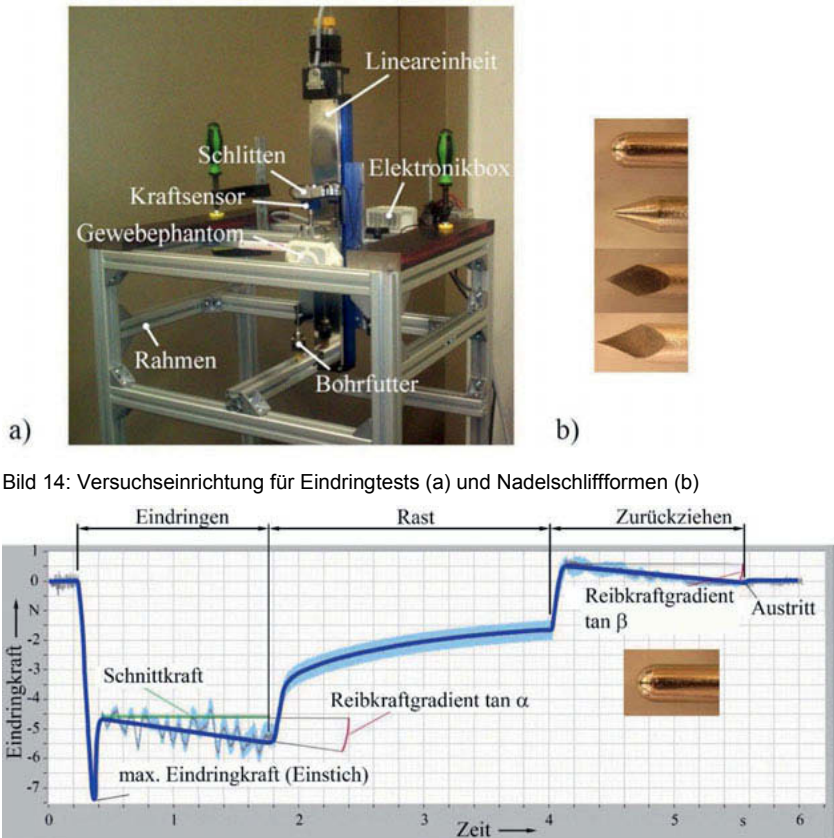


Bild 14: Versuchseinrichtung für Eindringtests (a) und Nadelschliffformen (b)

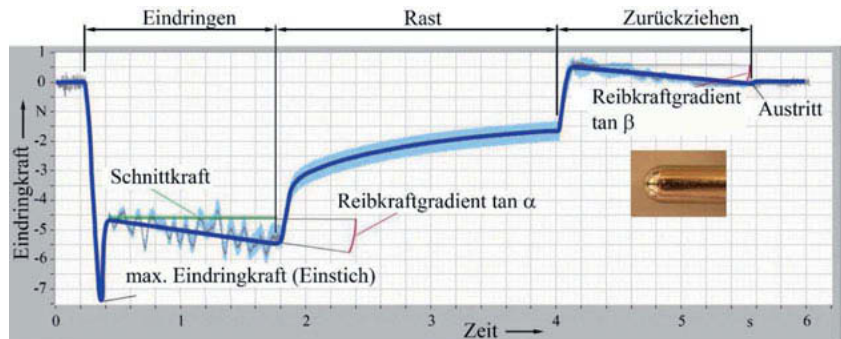


Bild 15: Verlauf der Eindringkraft für Rundkopfschliff in 5%iges Agarosegel

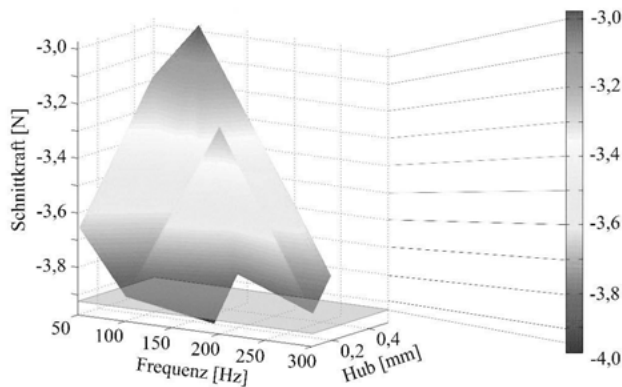


Bild 16: Schnittkraft für Rundkopfschliff in 5%iges Agarosegel

Zur effizienten Durchführung und Analyse der Versuchsreihen wurde ein LabView-Programm erstellt, das die Steuerung der Lineareinheit übernimmt sowie den Messablauf und die Auswertung weitgehend automatisiert. Um bei der Beurteilung des Schnittverhaltens Nebeneffekte auszuschließen, wurden Nadeln mit einer Länge von 100 mm benutzt. Dabei fanden auch verschiedene Spitzenschliffformen Einsatz, um deren Einfluss auf die benötigte Eindringkraft und die entstehenden „Wundbilder“ beurteilen zu können. Unter Ausnutzung der Leistungsparameter des zur Verfügung stehenden Shakers konnte ein Prüfbereich definiert werden, der Frequenzen bis 600 Hz und Hübe bis 0,5 mm zuließ.

Die Versuchsreihen wurden hinsichtlich der charakteristischen Kraftgrößen maximale Eindringkraft und Schnittkraft ausgewertet und diagrammatisch zusammengefasst. Bild 16 zeigt exemplarisch die Abhängigkeit der Schnittkraft von den Bewegungsparametern der oszillierenden Zusatzbewegung für eine Rundkopf-Nadel mit dem Durchmesser von 2 mm in 5%igem Agarosegel. Die minimale Schnittkraft von 3 N tritt bei Frequenzen um 100 Hz und Hüben um 0,5 mm auf, was einem Wert von 4,7 N ohne Oszillieren gegenübersteht.

Auf der Grundlage dieser Erkenntnisse war ein Funktionsmuster zu entwickeln, das leistungstechnisch auf diesen Bewegungsparametern basiert. Für das Antriebssystem standen konzeptionell ein Piezoaktor, ein Voice Coil-Aktor und ein bürstenloser Gleichstrommotor (BLDC) mit nachgeschaltetem ungleichmäßig übersetzenden Getriebe zur Diskussion. Insbesondere aus wirtschaftlichen Gründen für ein künftiges Serienprodukt fiel die Wahl auf den BLDC, der eine Drehbewegung mit konstanter Drehzahl erzeugt, die schließlich

in eine oszillierende translatorische Bewegung mit Hilfe einer Kreuzschubkurbel umgewandelt wird. Jene besitzt eine geringe Anzahl von Bauteilen und ist auch für geringe Gelenkspiele im Hinblick auf Form- und Lagetoleranzen vergleichsweise unempfindlich. Das Funktionsmuster des Distaloszillators wurde in die Versuchseinrichtung integriert (Bild 17). Interessierende Parameterbereiche der oszillierenden Translation wurden nachgefahren, wobei sich die oben beschriebenen Ergebnisse bestätigten.

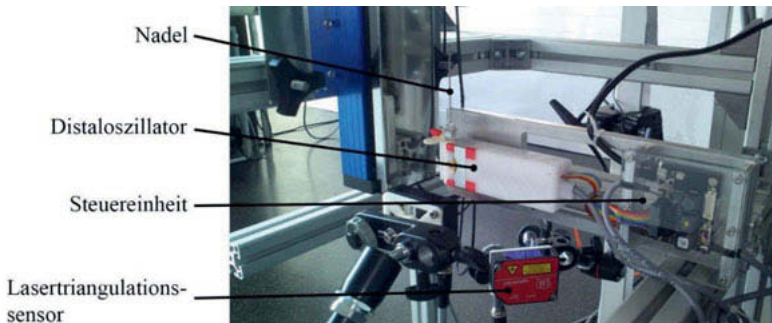


Bild 17: Distaloszillator in der Versuchseinrichtung

5. Integration der Teilprozesse

Für zukünftige kostengünstige Serienprodukte, mit denen perkutane Zugänge geschaffen und minimalinvasive Eingriffe oder Gewebeentnahmen durchführbar sind, ist ein Zusammenspiel der Geräte nach Bild 18 vorstellbar.

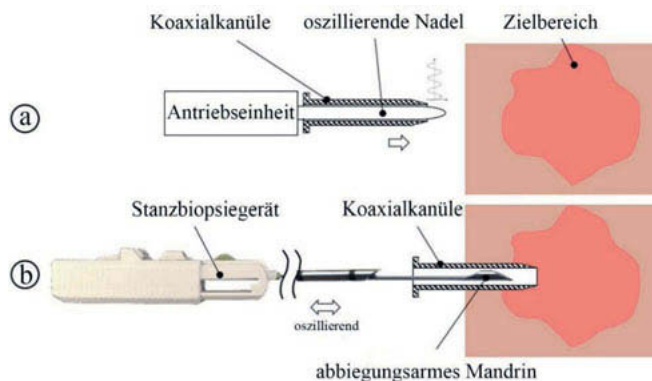


Bild 18: Konzept zur Integration der Teilprozesse

Nach der Eröffnung des perkutanen Zugangs und dem gleichzeitigen Einführen einer Führungskanüle (Bild 18a) kann mittels Einweg-Biopsiegerät eine mehrmalige Gewebeentnahme erfolgen, ohne erneute Zugänge schaffen zu müssen (Bild 18b). Das Einführen anderer medizinischer Instrumente ist ebenfalls möglich. Damit reduzieren sich die notwendigen Läsionen sowie die Gefahr von Infektionen. Die Integration beider Teilprozesse in einem Handgerät erscheint aus wirtschaftlichen und hygienischen Gesichtspunkten als nicht sinnvoll. Eine Weiterentwicklung des Distaloszillators ist geplant, da die Projektergebnisse auf hohen Patientennutzen hoffen lassen und neue Produkte zur Erleichterung des Eindringens jeglicher Nadeln in den menschlichen Körper ermöglichen.

6. Literaturangaben

- [1] Kohl, Manuel: Modellgestützte mechanische Optimierung einer Vorrichtung zur Stanzbiopsie. Bachelor-Thesis. htwsaar, Saarbrücken 2013
- [2] Khalaji, I. et al.: Analysis of Needle-Tissue Friction during Vibration-Assisted Needle Insertion. IEEE/RSJ Int. Conference on Intelligent Robots and Systems. 2013, S. 4099-4104
- [3] Tsumura, R. et al.: Histological Evaluation of Tissue Damage Caused by Rotational Needle Insertion. IEEE Annual Int. Conference of the Engineering in Medicine and Biology Society. 2016, S 5120 – 5123

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Entwicklung eines Laufmusters und Entwurf einer weichen Laufmaschine nach biologischem Vorbild

L. Schiller, M.Sc.; Dr.-Ing. A. Seibel;
Technische Universität Hamburg (TUHH)

Kurzfassung

Dieser Beitrag präsentiert die theoretische Grundlage für den geradlinigen Gang einer weichen Laufmaschine. Abgeleitet ist dieses Laufmuster von der Bewegung eines Geckos. Weiterhin wird vorgestellt, wie das entwickelte Laufmuster in einem weichen Roboter verwirklicht werden kann.

Abstract

This paper presents the theoretical basis for the linear gait of a soft robot. This gait pattern is derived from the movement of a gecko. Furthermore, it is illustrated how the developed gait pattern can be realized in a soft machine.

1. Einleitung

Die weiche Robotik (engl. *soft robotics*), als ein sehr junges Teilgebiet der Robotik, beschäftigt sich mit der Konstruktion, Herstellung und Regelung von Robotern, die aus weichen Materialien, wie z. B. Silikon, bestehen oder ein weiches Materialverhalten aufweisen. Oft, aber nicht notwendigerweise, ist das Design weicher Roboter vom biologischen Vorbild inspiriert. Beispiele hierfür sind die Nachbildung der Schwanzflosse eines Fisches oder des Tentakels eines Oktopus [1].

Aufgrund ihrer Flexibilität besitzen weiche Roboter viele Vorteile gegenüber konventionellen Robotern. Verformbare Strukturen spielen in Anwendungen mit großen Unsicherheiten eine wichtige Rolle, beispielsweise bei Bewegungen in unwegsamer und unbekannter Umgebung oder beim Greifen von unbekannten Objekten. Ein weiterer Vorteil ist der Sicherheitsaspekt. Die Weichheit erlaubt einen sicheren Kontakt des Roboters mit Lebewesen ohne potentielle Verletzungsgefahr. Auch ist ein Einsatz in explosionsgefährdeten Räumen möglich, da weiche Roboter pneumatisch oder hydraulisch angetrieben werden. Zusätzlich sind verformbare Strukturen und Materialien potentiell in der Lage, Energie zu speichern und wieder abzugeben, eine Eigenschaft, die für energieeffiziente Bewegung sehr vorteilhaft ist. Darüber hinaus sind die verwendeten Materialien sehr viel günstiger als ihre harten Gegenspieler.

In diesem Beitrag wird ein Laufmuster nach biologischem Vorbild eines Geckos entwickelt und darauf basierend eine weiche Laufmaschine entworfen, mit dem Ziel, die Fortbewegung auf horizontalen sowie schiefen bis hin zu vertikalen Oberflächen zu realisieren.

2. Entwicklung des Laufmusters

Die Idee, den Gang eines Geckos als Grundlage für den Entwurf einer weichen Laufmaschine zu verwenden, legt nahe, erst einmal das biologische Vorbild zu studieren. In diesem Zusammenhang haben Autumn et al. [2] sich ausführlich mit der Dynamik eines laufenden Geckos beschäftigt. Im vordergründigen Interesse dieser Arbeit liegt das bloße Laufmuster, wie es in Bild 1 zu sehen ist. Dabei ist folgendes festzustellen:

- Ein Gecko besteht schematisch aus sieben Gliedern: vier Beine, ein Torso, ein Kopf und ein Schwanz.
- Die Bewegung der Beine und des Torso ist achsensymmetrisch, wobei die Symmetrieachse horizontal durch die Mitte des Torso verläuft.
- Es haften stets jeweils die diagonal gegenüberliegenden Füße am Untergrund.
- Der Vorschub kommt zum Großteil aus dem Torso.
- Der Schwanz dient zur Kompensation von Querkraften bei schnellen Bewegungen.

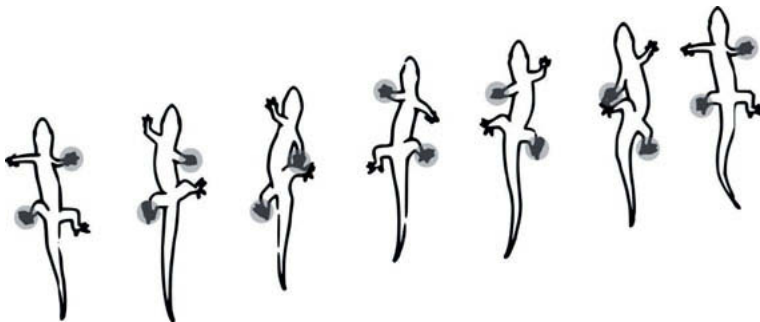


Bild 1: Laufmuster eines Geckos (nach [2])

Entsprechend des Laufmusters aus Bild 1 soll die Laufmaschine möglichst mit Biegeaktuatoren betrieben werden. Eine mögliche konstruktive Ausführung eines weichen Biegeaktuators ist in Bild 2 dargestellt. Auf eine nicht dehnbare (aber biegsame) Schicht sind hintereinander mehrere Kammern platziert, die durch einen Luftkanal miteinander verbunden sind. Wird der Aktuator aufgeblasen, dehnen sich die Kammern aus, stoßen gegeneinander und verstärken so den Effekt der Biegung [3].

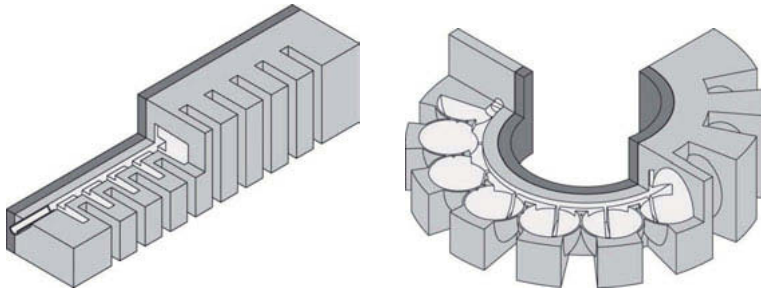


Bild 2: Weicher Biegeaktuator (nach [4]); links: Ausgangszustand, rechts: aktuierter Zustand

Werden die oben stehenden Beobachtungen in einem Roboterdesign vereint, könnte das in Bild 3 dargestellte Konzept ein mögliches Resultat sein. Dabei ist zu beachten, dass weder Schwanz noch Kopf vorhanden sind. Ein Kopf wird nicht benötigt, da die Steuerung des Roboters zusammen mit der Druckluftquelle ausgelagert werden. Auf einen Schwanz wird verzichtet, da keine hochfrequenten Dynamiken zu erwarten sind und daher auch keine Kompensation von Querkraften nötig ist.

Es verbleiben also vier gleichteilige Gliedmaßen und ein Torso mit jeweils einem Freiheitsgrad. In Summe ergeben sich somit fünf Freiheitsgrade entsprechend Bild 3: α_1 , α_2 , β_1 , β_2 , γ . Im Folgenden soll untersucht werden, wie sich mit Hilfe von zusätzlichen Randbedingungen ein geradliniger Gang der Laufmaschine realisieren lässt.

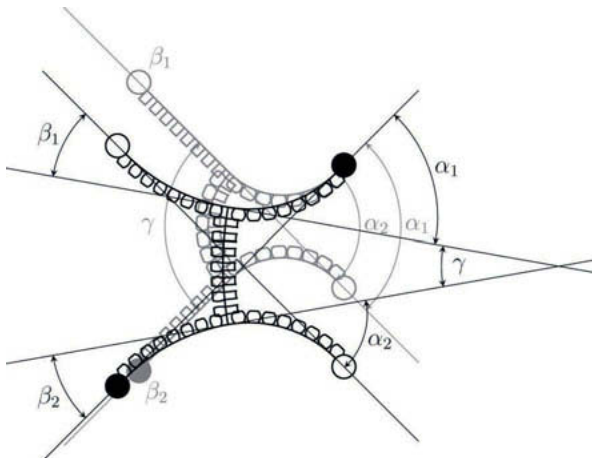


Bild 3: Konzept der Laufmaschine und Darstellung ihrer Freiheitsgrade

Fixierung der Füße: Da der Roboter ohne Fußgelenke auskommen soll, müssen Orientierung und Position der fixierten Füße stets konstant sein. In Bild 3 grau angedeutet ist die Extremposition des Roboters. Es ist zu erkennen, dass die Orientierung der fixierten Füße sich nicht verändert hat. (Auf den erkennbaren Offset des linken unteren Fußes wird weiter unten im Text näher eingegangen.) Aus dieser Forderung ergeben sich zwei Randbedingungen, wobei $C_{1,i}$ und $C_{2,i}$ konstante Werte darstellen:

$$\alpha_i - \frac{\gamma}{2} = C_{1,i},$$

$$\beta_i + \frac{\gamma}{2} = C_{2,i}.$$

Achsensymmetrie: Um eine Achsensymmetrie wie beim biologischen Vorbild zu realisieren, müssen die Orientierungswinkel der Füße einer Seite betragsmäßig gleich sein. Damit ergeben sich wiederum zwei Randbedingungen:

$$\alpha_1 = \alpha_2,$$

$$\beta_1 = \beta_2.$$

Gleicher Orientierungswinkel diagonal gegenüberliegender Gliedmaßen: Diese Forderung ist eher eine Vereinfachung als eine Randbedingung. Formell ausgedrückt lautet sie:

$$C_{1,i} = C_{2,i} = C.$$

Nur positive Winkel: Eine vernünftige Annahme für den technisch realisierbaren Wertebereich des Torsowinkels ist $\gamma \in [-90^\circ, 90^\circ]$. Außerdem ist es technisch nicht möglich, negative Werte für die Winkel der Gliedmaßen zu erhalten: $\alpha, \beta \geq 0^\circ$. Um den gesamten Wertebereich von γ auszufahren und gleichzeitig die Randbedingungen einzuhalten, muss die Konstante C folgenden Wert besitzen:

$$C = 45^\circ.$$

Aus den Gleichungen ergeben sich nun die folgenden Zwangsbedingungen für α und β :

$$\alpha(\gamma) = 45^\circ + \frac{\gamma}{2},$$

$$\beta(\gamma) = 45^\circ - \frac{\gamma}{2}.$$

Damit verbleibt nur ein einzelner Freiheitsgrad γ zur Beschreibung eines geradlinigen Bewegungsablaufs des Roboters.

Weiter oben im Text wurde bereits angesprochen, dass der in Bild 3 grau eingefärbte (also in Extremposition befindliche) linke untere Fuß nicht dieselbe Position besitzt wie der schwarz eingefärbte Fuß in Ruhelage. Dies stellt ein wesentliches Manko des beschriebenen Bewegungsablaufs dar. Deshalb wird im Folgenden untersucht, wie sich dieser Offset vermeiden bzw. minimieren lässt.

Der Aufbau der Laufmaschine besteht lediglich aus vier gleichteiligen Gliedmaßen und dem Torso. All diese Teile besitzen nur einen einzigen Designparameter: ihre Länge. Zwar könnten mit einigem Aufwand auch noch andere Designparameter hinzugefügt werden, z. B. durch das Einbetten verschieden geformter nicht dehnbarer Schichten über die Länge der Aktuatoren, aber auf solche Maßnahmen wird in diesem Beitrag aus Gründen der Einfachheit verzichtet. Im Folgenden soll untersucht werden, wie sich der Offset der vermeintlich fixierten Gliedmaßen zwischen Ruhelage und Extremposition verhält, wenn das Verhältnis von Torsolänge ℓ_T zu Beinlänge ℓ_B variiert wird. Bild 4 zeigt das Ergebnis dieser Studie.

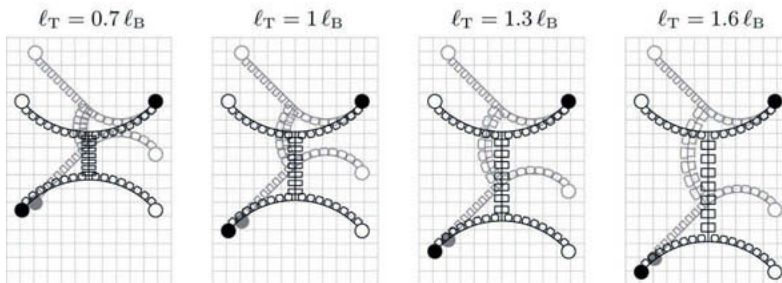


Bild 4: Variation des Verhältnisses von Torsolänge zu Beinlänge

Es ist zu beobachten, dass sich der Offset mit zunehmenden Verhältnis von Torso- zu Beinlänge vergrößert. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass je kürzer der Torso im Verhältnis zu den Beinen ist, desto geringer ist der Offset der vermeintlich fixierten Gliedmaßen. Demnach ist ein möglichst kurzer Torso wünschenswert. Gleichzeitig soll ein großer Wertebereich für γ realisiert werden. Dafür ist allerdings eine gewisse Torsolänge notwendig. Die Wahl gleicher Längen bietet sich hier an, da sie gleich mehrere Vorteile bringt:

- Es ergibt sich ein vergleichsweise moderater Offset. Zwar ist immer noch ein bemerkenswerter Offset vorhanden, aber es ist vertretbar anzunehmen, dass der Fuß dennoch fixiert bleibt. Der Roboter ist gänzlich aus elastischem Material geformt. Die beiden fixierten Gliedmaßen liegen diagonal gegenüber, in ihrer Länge die betragsmäßig größtmögliche Strecke. Ist die Fixierung kräftig genug, so ist es wahrscheinlich, dass sich die Elemente über die Strecke dehnen werden. So könnte das Laufmuster trotz theoretischer Schwäche in der Praxis dennoch gut funktionieren.
- Haben Torso und Gliedmaßen die gleiche Länge, erhöht sich der Anteil an Gleichteilen. So können gleiche Gussformen verwendet werden, und Ersatzteile sind leichter zu beschaffen.

Mit diesen Vorüberlegungen ist die Grundlage für das Design des Bewegungsapparates des Roboters gelegt. Bild 5 zeigt das komplette Laufmuster. Mit jeder Zeile der tabellarisch angeordneten Einzelbilder wechselt auch die Fixierung der Gliedmaßen. Im Bild ist dies durch gefüllte Endpunkte dargestellt. Dunkel gefüllt bedeutet fixiert, weiß gefüllt deutet eine frei bewegliche Extremität an.

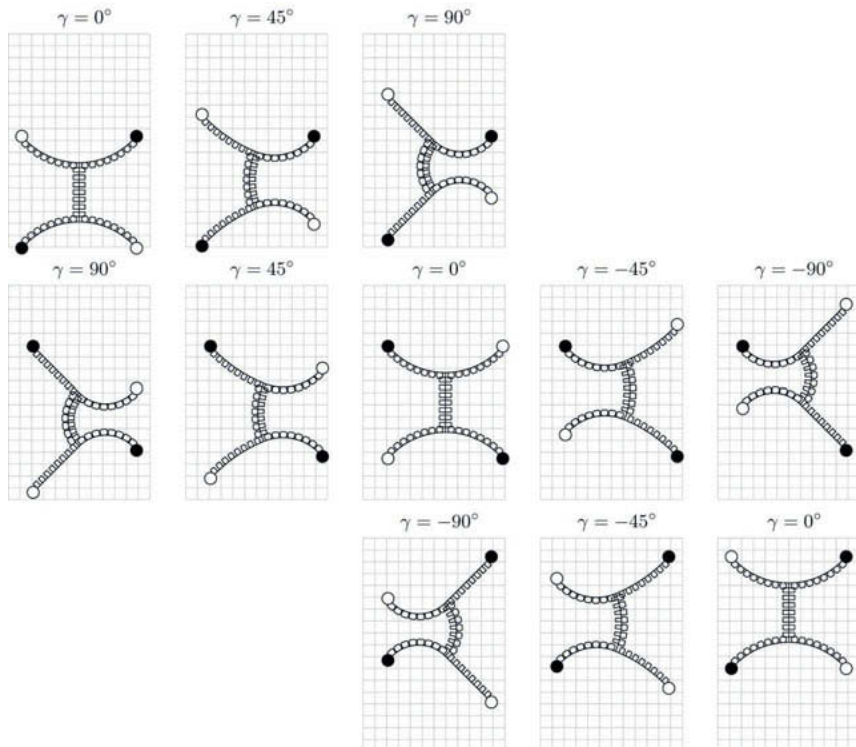


Bild 5: Laufmuster der weichen Laufmaschine

3. Entwurf der weichen Laufmaschine

Erklärtes Ziel ist ein Laufen des Roboters auf vertikalen Oberflächen. Eine Schlüsselfunktion zur Fortbewegung an steilen Flächen stellen hierbei die Füße dar. Nur wenn die Füße ausreichend am Untergrund haften, ist eine Bewegung möglich. Aus diesem Grund werden die Füße der Laufmaschine als Saugnäpfe ausgeführt, die von außen durch Aufbringen eines Unter-

drucks angesteuert werden können. Für die verwendeten Biegeaktuatoren werden die Dimensionen aus [5] gewählt. Um eine Rückführung aller Aktuatoren in ihre Ruhelage zu gewährleisten, werden die Biegeaktuatoren für die Beine mit versteifenden Seitenwänden versehen. Die Luftschläuche für die Betätigung der Saugnäpfe werden in das Design integriert und fungieren als nicht dehnbare Schichten der einzelnen Biegeaktuatoren. Als Material der Struktur wird Elastosil® verwendet. Der gefertigte Prototyp der Laufmaschine mit seinen Außenabmaßen ist in Bild 6 dargestellt. Die Höhe des Roboters beträgt 20 mm und das Gewicht 200 Gramm.

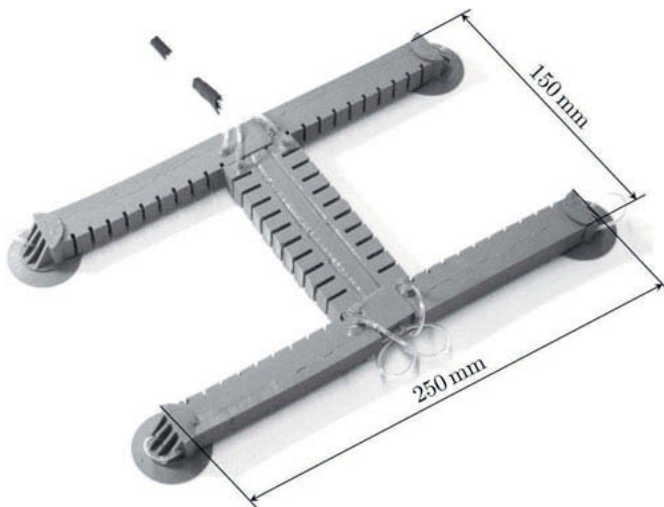


Bild 6: Prototyp der entwickelten Laufmaschine

4. Erprobung des Prototyps/Laufmusters

Aufgrund unterschiedlicher Belastungen der einzelnen Biegeaktuatoren während des Gangs sowie fertigungstechnischen Unterschieden entspricht die gleiche Position der Biegeaktoren nicht notwendigerweise dem gleichen Druckniveau. Aus diesem Grund wird der Druck jedes Biegeaktuators durch ein Proportional-Wegeventil individuell geregelt, wobei die Ventile parallel zu einer konstanten Überdruckquelle geschaltet sind. Da die Saugnäpfe nur zwei Zustände annehmen können, nämlich Vakuum ein und Vakuum aus, werden für ihre Ansteuerung diskrete Magnetventile verwendet, die parallel mit einer konstanten Unterdruckquelle verbunden sind. Um Informationen über den aktuellen Druckzustand in den Biegeaktoren zu erhalten,

werden an die Ausgänge der Proportional-Wegeventile digitale Drucksensoren angeschlossen, die von einer Steuereinheit ausgelesen werden.

Bild 7 zeigt die Realisierung des Laufmusters mit der weichen Laufmaschine in einer flachen Ebene. Es ist zu erkennen, dass pro Laufzyklus ein Vorschub von ca. 1.5 Kästchen erreicht wird, was ca. 12 cm entspricht. Die Abweichung zum theoretischen Vorschub von ca. 16 cm aus der Simulation ergibt sich vornehmlich aus der Reibung zwischen dem Untergrund und den mitgeschleiften Extremitäten sowie dem elastischen Ausgleich des in Abschn. 2 diskutierten Offsets. Darüber hinaus beeinflusst das Mitziehen der Versorgungsschläuche ebenfalls das Laufverhalten des Roboters

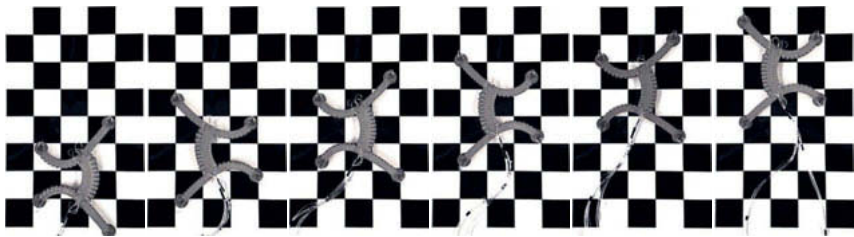


Bild 7: Realisierung des Laufmusters in einer flachen Ebene (Kästchenbreite = 8 cm)

5. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein Laufmuster nach dem Vorbild eines Geckos für den geradlinigen Gang entwickelt und in einer weichen Laufmaschine realisiert. Experimente konnten zeigen, dass das reale Verhalten des Roboters in der Ebene annähernd der Simulation entspricht. In zukünftigen Untersuchungen sollen weitere Gangarten, wie z. B. das Laufen einer Kurve, erforscht und in dem Prototypen implementiert werden.

Literatur

- [1] Rus, D., Tolley, M.T.: Design, fabrication and control of soft robots. *Nature* **521**(7553), 467–475 (2015)
- [2] Autumn, K., Hsieh, S.T., Dudek, D.M., Chen, J., Chitaphan, C., Full, R.J.: Dynamics of geckos running vertically. *Journal of Experimental Biology* **209**(2), 260–272 (2006)
- [3] Mosadegh, B., Polygerinos, P., Keplinger, C., Wennstedt, S., Shepherd, R.F., Gupta, U., Shim, J., Bertoldi, K., Walsh, C.J., Whitesides, G.M.: Pneumatic networks for soft robotics that actuate rapidly. *Advanced Functional Materials* **24**(15), 2163–2170 (2014)

- [4] Marchese, A.D., Katzschmann, R.K., Rus, D.: A recipe for soft fluidic elastomer robots. *Soft Robotics* **2**(1), 7–25 (2015)
- [5] Soft Robotics Toolkit. <https://softroboticstoolkit.com> (01.07.2018)