

**Lena Zentner (Hrsg.)
10. Kolloquium Getriebetechnik
Ilmenau 2013**

Berichte der Ilmenauer Mechanismentechnik (BIMT)

Herausgegeben von

Prof. Lena Zentner

Fachgebiet Mechanismentechnik an der TU Ilmenau

Band 2

10. Kolloquium Getriebetechnik

Technische Universität Ilmenau
11. - 13. September 2013

Herausgegeben von
Lena Zentner



Universitätsverlag Ilmenau
2013

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Lektorat

Für den Inhalt der Beiträge zeichnen die Autoren selbst verantwortlich.

Design der Cover-Bilder

Stefan Griebel, Sebastian Linß

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

Universitätsverlag Ilmenau

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag

Herstellung und Auslieferung

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

www.mv-verlag.de

ISSN 2194-9476 (Druckausgabe)

ISBN 978-3-86360-065-5 (Druckausgabe)

URN urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033

Herrn Prof. em. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Gerhard Bögelsack gewidmet

INHALT

<i>L. Zentner</i>	Vorwort	1
<i>K.-H. Modler, K. Becker</i>	10. Kolloquium Getriebetechnik – eine Erfolgsgeschichte	3
<i>H. Kerle</i>	Mit GeoGebra Getriebelehre neu entdecken und besser verstehen	21
<i>I. Prause, S. Kurtenbach, C. Weigel, M. Hüsing, B. Corves</i>	Vergleich von dynamisch-interaktiver Geometriesoftware für die Maßsynthese von ebenen Getrieben	39
<i>T. Brix, U. Döring, S. Falke, V. Henkel</i>	Die Digitale Mechanismen- und Getriebebibliothek eröffnet neue Möglichkeiten für den Anwender	57
<i>S. Gössner</i>	Ein Riemen – zwei Freiheitsgrade	75
<i>U. Bäsel</i>	Globale Eigenschaften der geschlossenen Relativbewegung von zwei Ebenen	93
<i>D. Denninger, A. Heine, M. Berger</i>	Verschleißarme Handhabung von Flechtmaterialien durch optimalen Fadenlängenausgleich	109

<i>C. Teichgräber, M. Berger, J. Müglitz</i>	Justierbare Getriebeglieder durch integrierte Parallelstruktur	125
<i>T. Thümmel, M. Roßner, J. Rutzmoser, S. Zenz</i>	Reibung in Drehgelenken schnelllaufender Mechanismen	143
<i>J.-H. Schwabe</i>	Planetenmischer mit dynamisch getriebenen Mischarmen	161
<i>R. Lichtenheldt, B. Schäfer</i>	Hammering beneath the surface of Mars – Modellbildung und Optimierung des HP3-Mole	169
<i>M. Döring, J.-P. Majschak</i>	Berechnung von Bewegungsvorgaben unter Beachtung der Prozessdynamik am Beispiel des schnelllaufenden Transports von kleinformatigen Stückgütern	187
<i>C. Ahl, T. Scherer, W. Lohr, R. Lohe</i>	Dynamisch assoziative CAD-Parametrik für die Synthese von Mechanismen für Bahnkurven	201
<i>F. Irlinger, W. Büscher</i>	Automatisierung der Lagenscharsynthese als Verfahren der Maßsynthese für Viergelenke bei gegebenen Koppelkurven	217
<i>F. Ebert, M. Berger</i>	Statischer Kraftausgleich mit Bandgetrieben und Federn	231

<i>R. Bartkowiak, C. Woernle</i>	Numerische Synthese überbestimmter Mechanismen	249
<i>T. C. Lüth, F. Irlinger</i>	Berechnete Erzeugung von dreidimensionalen Oberflächenmodellen im STL-Format aus der Beschreibung planarer Mechanismen für die generative Fertigung durch selektives Lasersintern	267
<i>T. Kölling, J. Paris, M. Hüsing, B. Corves</i>	Optimierung des Entwicklungsprozesses von handbetätigten Bewegungseinheiten durch Simulation digitaler Prototypen in einem universellen haptischen Feedbacksystem	285
<i>A. Bílkovský, O. Marek</i>	Suitable motors for mechanism with electronic cams	303
<i>O. Marek, A. Bílkovský</i>	Dynamic Model of Weaving Machine CAMEL Including Drives	313
<i>O. Medúna</i>	Effect of boundary conditions on the stress results of flexible part of the mechanism	321
<i>M. Steinbach</i>	Prinzipien zweidimensionaler Mechanismen für Präzisionsgeräte	329
<i>N. T. Pavlović, N. D. Pavlović</i>	Fixed Centrode of the Compliant Isosceles Slider-Crank Mechanism	341
<i>S. Linß, L. Zentner</i>	Einfluss der Festkörpergelenkkontur auf die Bewegungsgenauigkeit und die Gestaltfestigkeit nachgiebiger Koppelmechanismen	355

<i>L. Hartmann, M. Feierabend, L. Zentner</i>	Über die Wirkung einer mechanischen Vorspannung auf die Deformation eines asymmetrischen Federbügel-Mechanismus	373
<i>S. Griebel, M. Feierabend, A. Bojtos, L. Zentner</i>	Kennlinien eines nachgiebigen fluidmechanischen Antriebes zur Erzeugung einer schraubenförmigen Bewegung – Vergleich Simulation und Messaufbau	391
<i>D. Petković, N. D. Pavlović</i>	Compliant multi-fingered adaptive robotic gripper	409
<i>A. Chaykina, S. Griebel, L. Zentner</i>	Nachgiebiges Sensorsystem zur Ermittlung von Scherkräften	419
<i>M. Feierabend, L. Zentner</i>	Konzeption eines Mechanotherapie-Systems zur Rehabilitation der Handfunktionalität für den Einsatz in der medizinischen Trainingstherapie	437

VORWORT

Das 10. Kolloquium Getriebetechnik wird im Jahr 2013 erstmalig in Ilmenau durchgeführt. Ein Grundstein wurde 1995 in Dresden von Herrn Prof. Modler gelegt. Die Ziele dabei waren, eine gemeinsame fachliche Sprache sowie thematische Berührungspunkte im Bereich Getriebetechnik unter Kollegen aus Ost- und West-Deutschland zu finden, um dann zusammen die Fachrichtung Getriebetechnik in Forschung und Lehre zu stärken und weiter zu entwickeln. Ein historischer Überblick über alle Kolloquien der letzten 18 Jahre, im Beitrag von Herrn Prof. Modler, bereichert diesen Tagungsband.

Dieses zehnte Treffen der Fachkollegen, ein Jubiläum, regt zum Nachdenken an: Wie lassen sich die Ziele erreichen? Wie entwickelt sich Getriebetechnik? Ein Blick in das Inhaltsverzeichnis dieses Tagungsbandes reicht aus, um festzustellen, dass die Getriebetechnik zunehmend interdisziplinär wird. Dafür sorgen neben den Aufgabenstellungen aus anderen Fachbereichen, wie Medizintechnik, Antriebstechnik und Präzisionstechnik, auch neue Möglichkeiten bei der Auswahl von Materialien sowie neue Technologien bei der Herstellung mechanischer Teilsysteme.

Eine weitere Betrachtung der Beitragsinhalte dieses Bandes lässt folgenden Schluss zu: Die Entwicklung der Fachrichtung Getriebetechnik schreitet kontinuierlich voran. Deutsche und ausländische Fachkollegen, die im Rahmen dieser Kolloquienreihe bereits eine gemeinsame Sprache gefunden haben, tragen dazu permanent bei. Die Beiträge dieses Bandes schlagen eine Brücke zwischen den geistreichen Entwicklungen zur Analyse und Synthese klassischer Mechanismen und den Neuentwicklungen im Bereich nachgiebiger Mechanismen mit multifunktionellen Eigenschaften. Die Tatsache, dass dieses Treffen der Fachkollegen erstmalig unter der Fahne der IFToMM (International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science) durchgeführt wird, unterstreicht die Bedeutung des Kolloquiums Getriebetechnik.

Es ist sehr bedauerlich, dass unser hochverehrter Kollege, Herr Prof. Bögelsack, dieses Kolloquium nicht erleben kann. Er prägte die Entwicklung der Getriebetechnik sowohl national als auch international. In Erwartung der erstmaligen Durchführung dieses Kolloquiums in Ilmenau war er voller Stolz und Freude. Dieser Band sei Ihm in Dankbarkeit und Verehrung gewidmet.

Für die Vorbereitung dieses Kolloquiums möchte ich mich bei den Mitgliedern des Organisationskomitees bedanken. Insbesondere gilt mein Dank Herrn Sebastian Linß für das Zusammenstellen und Formatieren der Beiträge in diesem Band sowie Herrn Stefan Griebel und dem Team von Herrn Dr. Torsten Brix für die Unterstützung bei der Organisation des Rahmenprogramms. Im Anschluss möchte ich allen Teilnehmern dieses dreitägigen Zusammenseins für Ihr Engagement herzlich danken und eine interessante und fruchtbare gemeinsame Zeit wünschen.

Ilmenau, September 2013

Lena Zentner

10. KOLLOQUIUM GETRIEBETECHNIK – EINE ERFOLGSGESCHICHTE

Karl-Heinz Modler, Kerstin Becker

TU Dresden, Fakultät Maschinenwesen, Institut für Festkörpermechanik,
karl-heinz.modler@tu-dresden.de, kerstin.becker@tu-dresden.de

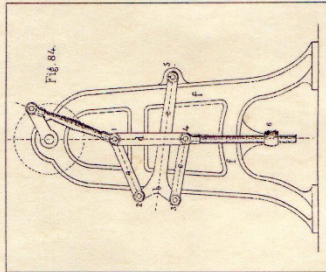
1 So fing alles an

Zur VDI-Getriebetagung 1994 in Bad Nauheim wurde die Idee geboren, ein Treffen der Lehrstühle Getriebetechnik/Getriebelehre zu veranstalten, um sich gegenseitig besser kennenzulernen, über Lehrinhalte, Forschungsarbeiten (auch unausgereifte) und vieles mehr zwanglos zu diskutieren. Dieses Treffen sollte in einem Ferienheim der TU Dresden stattfinden und ich (Karl-Heinz Modler) hatte mich bereit erklärt, es zu organisieren.

Zu diesem Zeitpunkt existierten noch die Ferienheime der TU Dresden und mein Kollege Landgraf war Rektor unserer Universität, so dass ich keine Probleme bei der Vorbereitung sah. Aber es kam natürlich ganz anders als gedacht. Die TU-Ferienheime wurden geschlossen bzw. verkauft; keine Hotelkapazität in Dresden (Leihbeamte, Treuhand, Neugierige, ...). Zum Glück wurde in meinem Heimatort Oelsa/Rabenau ein neues Hotel eröffnet. Hofnarr Fröhlich, ein ehemaliger Mitarbeiter an unserer Sektion Grundlagen des Maschinenwesens, organisierte Karten für Lohengrin in der Semperoper, die Führung durch den historischen Stadtkern von Dresden und die Besichtigung des Jagdschlusses Moritzburg. Da Oelsa/Rabenau das Zentrum der Sitzmöbelindustrie der DDR war, konnte ich selbst einen kleinen Beitrag mit unserem Stuhlbaumuseum bieten.

Im fachlichen Teil stellte Prof. Luck die Entwicklung der Getriebelehre an der TU Dresden vor. Über Einbindung, Umfang und Inhalt des Lehrfaches an ihren Universitäten referierten: Prof. Modler (Dresden), Prof. Braune (Hannover), Prof. Dittrich (Aachen), Prof. Schönherr (Chemnitz), Prof. Christen (Ilmenau), Dr. Kerle (Braunschweig), Prof. Funk (Hamburg), Dr. Irlinger (München) und Prof. Woernle (Rostock).

REULEAUX-MODELL "UMGEKEHRTER DREIECKSLENKER"
ORIGINALSTÜCK AUS DER ZEIT UM 1880



Franz Reuleaux wirkte von 1864 bis 1899 als Professor für Maschinenbaukunde am Königl. Gewerbeinstitut in Berlin, aus dem die spätere Königl. Technische Hochschule und heutige Technische Universität Berlin hervorging. Reuleaux gilt als einer der Begründer der wissenschaftlichen Getriebelehre und baute eine damals weltberühmte Sammlung von über 800 kinematischen Modellen auf, die später als "Reuleaux-Sammlung" nach ihm benannt wurde. Die meisten dieser Modelle wurden als Originalstücke unter der Leitung von Reuleaux an seinem eigenen Institut hergestellt. Durch eine Modellbaufrma erfolgten Nachbauten für verschiedene Universitäten, wie z.B. die McGill University, Montreal, die Cornell University, Ithaca und die Universität Petersberg, sowie für das Deutsche Museum, München. Die Original Sammlung bestand bis 1945 in Berlin, bevor sie durch Kriegseinwirkung nahezu vollständig zerstört wurde.

Das Modell "Umgekehrter Dreieckslenker" wurde zusammen mit anderen 1994 an der Universität Hannover in einem Abstellraum aufgefunden. Es ist unbekannt, wann und wie diese Modelle nach Hannover gelangt sind, aber aus bestimmten Indizien ist zu schließen, daß es sich dabei nicht um Nachbauten, sondern um Originalstücke aus der ursprünglichen Reuleaux-Sammlung in Berlin handelt.

In dankbarer Anerkennung für die hervorragende Ausrichtung des
Getriebetechnikertreffen 1995 in Rabenau bei Dresden
der Professor für Getriebelehre der Technischen Universität Dresden

Institut für Getriebelehre und Maschinendynamik
Rhein-Westf. Techn. Hochschule Aachen

J. J. J.
Lehrstuhl für Getriebelehre
Technische Universität Chemnitz

Gastgeber
Professur für Getriebelehre
Technische Universität Dresden

H. J.
Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik
Universität der Bundeswehr Hamburg
W. J.
Lehrstuhl für Fertigerichtbau und Getriebelehre
Technische Universität München

Institut für Fertigungsautom. und Handhabungstechnik
Technische Universität Braunschweig

H. J.
Institut für Getriebelehre
Universität Hannover

R. B.
Institut für Allgemeinen Maschinennbau
Universität Koblenz

W. J.

C. W.

Zum Abschluss des Treffens beschlossen die Teilnehmer, diese Veranstaltung im Zweijahresrhythmus zwischen den VDI-Getriebetagungen als Kolloquium Getriebetechnik durchzuführen. Das obige Bild soll an dieses historische Ereignis erinnern.

Das Dresdner Treffen 1995 wurde erst im Nachhinein als 1. Getriebetechnik-Kolloquium definiert. Deshalb gibt es keinen Tagungsband. Die sechs Fachvorträge gaben Einblicke in das Forschungsspektrum der Teilnehmer:

- H. Kerle: Über einige strukturelle und kinematische Probleme bei Parallelrobotern – Versuch einer Systematik,
- C. Woernle: Regelung von Robotern mit redundanten Freiheitsgraden,
- G. Christen: Zur Flexibilität der Koppelpunktbahnen fünfgliedriger Mechanismen,
- R. Braune: GENESYS – Architektur und Kernrealisierung eines Softwaresystems zur Entwicklung ungleichmäßig übersetzender Getriebe,
- G. Dittrich: Überblick über Forschungsarbeiten am Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen,
- W. Funk: Überblick über Forschungsarbeiten am Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik der Universität der Bundeswehr Hamburg.

2 Getriebetechnik-Kolloquium in Rostock 1997

Das 2. Kolloquium Getriebetechnik, das vom 8. bis 10. September 1997 in Warnemünde bei Rostock stattfand, knüpfte an das Treffen von Hochschullehrern für Getriebetechnik im September 1995 in Rabenau bei Dresden an. Eingeladen hatten die Kollegen Prof. Woernle und Prof. Hirschmann. Mit diesem Kolloquium sollte auch die Tradition der früheren Fachtagungen Getriebetechnik in Warnemünde, die in den Jahren 1977 und 1987 von Herrn Prof. Müller vorbereitet und durchgeführt worden sind, wieder aufgenommen und eine Grundlage für eine regelmäßige Weiterführung geschaffen werden.

Die Teilnehmer des Kolloquiums Getriebetechnik in Warnemünde widmeten den vorliegenden Tagungsband Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Jörg Müller, der im Jahr 1997 seinen 70. Geburtstag begangen hätte. Prof. Müller hat den Lehrstuhl für Getriebetechnik an der Universität Rostock aufgebaut und bis



zu seiner Emeritierung 1995 erfolgreich geführt. Als langjähriger Vorsitzender der KdT-Arbeitsgruppe „Kurvengertriebe“ und durch die Veranstaltung und Leitung von IFToMM-Symposien erwarb sich Prof. Müller große Verdienste über den Rahmen der Universität hinaus.

Prof. Dr.-Ing. habil. Jörg Müller

Das wissenschaftliche Programm umfasste die folgenden 21 Vorträge:

- C. Adomeit: GENESYS – Vom Kernsystem zur Bedienoberfläche,
- M. Berger, J. Schönherr: Minimierung der Belastung von gesteuerten Verstellantrieben in ungleichmäßig übersetzenden Getrieben durch Massenausgleich,
- R.-U. Bomhauer-Beins: Bewegungserzeugung in Verpackungsmaschinen mit Mechanismen- und Servoantriebstechnik,
- G. Bögelsack: Zur technomorphen Modellierung biologischer Gelenke,
- R. Braune: Bewegungsfehler von „Elektronischen Kurvenscheiben“,
- G. Christen, H. Kunz, H. Pfefferkorn: Stoffschlüssige Gelenke für nachgiebige Mechanismen,
- W. Funk: Riemengetriebe in Theorie und Praxis,
- U. Häussler: Zur Simulation der Wälzfräserherstellung und des Wälzfräsens,
- M. Hüsing, B. Corves: Toleranzuntersuchung an einem Mechanismus zur Hohlglaserzeugung,
- A. Kecskeméthy, S. Klein, J. Bathelt, F. Collenberg, G. Régnault: Effiziente kinematische Verarbeitung von Zusammenbauten in feature-basierten CAD-Systemen,

- H. Kerle, M. Frindt: Zur Kinematik eines biomechanischen Modells für den menschlichen Unterarm,
- J. Knoop, T. Dusch: Wissensakquisition mit Hilfe von Netzwerken,
- R. Lohe, T. Schaeffer: MKS-Simulation als effiziente Entscheidungshilfe bei komplexen dynamischen Problemen,
- T. Maier, C. Woernle: Kinematische Steuerung seilgeführter Handhabungssysteme,
- K.-H. Modler, C. Wadewitz: Zur Auslegung von Bandgetrieben,
- W. Predki, G. Polifke: Dynamische Getriebesimulation mehrstufiger Planetengetriebe,
- W. Rehwald: Grundaufgaben der Koppelgetriebe-Mechanik,
- J. Schönherr: Auslegung von Getrieben und Manipulatoren nach der Übertragungsgüte,
- D. Schwuchow, K. Riedl, U. Braun, K.-H. Hirschmann, G. Lechner: Dynamisches Verhalten ungleichförmig übersetzender Zahnradpaare für Hydraulikpumpen,
- L. Welke: Auslegung von Rollenkettengetrieben unter Berücksichtigung dynamischer Gesichtspunkte,
- M. Hiller, D. Adamski, O. Lange, C. Schuster: Simulation komplexer Systeme am Beispiel von Kraftfahrzeugen.

Die geplante Hafenrundfahrt fiel wegen Sturm leider ins Wasser, aber der Besuch des Cafés im obersten Stock des Hotels Neptun entschädigte dafür.

3 Getriebetechnik-Kolloquium in München 1999

Nach Garching bei München hatten 1999 Prof. Heinzl und Dr. Irlinger eingeladen. Aus dem Vorwort des Tagungsbandes möchte ich die nach meiner Meinung für die Getriebetechnik wichtigen und zukunftsweisenden Sätze zitieren:

„Das Gebiet der Getriebelehre gehört zu den klassischen Disziplinen der Ingenieurausbildung und es hat bisweilen den Anschein, als wäre auf diesem schon alles erforscht. Tatsächlich aber kommen durch dezentrale Antriebe neue Aufgabenstellungen und neue Herausforderungen auf das Gebiet zu. Allein schon die Namensgebung sollte die Einbindung in die Mechatronik widerspiegeln. Die Kombination von Mehrkörpersimulationsprogrammen und CAD entwickelt sich zusehends zu einem

brauchbaren Werkzeug im Alltag des Konstrukteurs. Trotzdem können sehr viele Fragen nur durch spezielle Programmierung gelöst werden. Vielleicht lässt sich auch ein neuer Name für das Gebiet finden.

Bei der Zusammenarbeit mit Konstrukteuren ist immer wieder festzustellen, dass es zwei Arten davon gibt. Die einen haben die klassische Ausbildung in Getriebelehre mit grafischen Methoden absolviert. Sie können sich Bewegungsabläufe auch ohne Animation meist vorstellen und finden erheblich einfachere Lösungen für Bewegungsaufgaben als ihre Kollegen, die sich Mechanik auf einem abstrakteren Niveau angeeignet haben. Deshalb sollte Kinematik in der Ausbildung ihren wichtigen Platz behalten. “

Die 12 Fachvorträge waren:

- G. Dittrich: Zur Struktursynthese von Differentialgetrieben,
- K.-H. Modler, H. Strauchmann, R. Städtler: APPROX für Windows – ein Programmsystem zur Lösung getriebetechnischer Approximations- und nichtlinearer Optimierungsaufgaben,
- R. Verhoeven, M. Hiller: Singularität und Redundanz allgemeiner holonomer Manipulatoren,
- M. Hüsing: Verdeckmechanismen von Kraftfahrzeugen mit Stoffdach oder mit formstabilen Dachelementen,
- J. Heinzl: Der Schrittmotor als Antrieb für Kurvenscheiben,
- K.-H. Modler, J. Grün: Einfluss der Übertragungselemente in offenen Mechanismenkettensystemen mit hydraulischem Antrieb,
- F. Schäfer: Verstellmechanismen an CVT-Riemengetrieben,
- H. Kerle, M. Helm: Der Einsatz des Getriebeanalyse-Programms MGA in der Lehre,
- T. Thümmel: Die Schubkurbel als Mehrkörpersystem mit einseitigen Bindungen,
- J. Schönherr: Auslegung ebener miniaturisierter Mechanismen mit Festkörpergelenken,
- S. M. Ibrayev: Synthesis of Planar Adjustable Four-Bar Mechanisms with Variable Length of Two-Element Link,
- F. Irlinger, D. Hofmann: Die Krümmungen der Polbahn beim Viergelenk.

Die Besichtigung der Flugwerft Schleißheim war ein echtes Erlebnis für uns Getriebetechniker. Die Gelegenheit, einmal das Oktoberfest besuchen zu können, war besonders für uns Ostdeutsche ein besonderes Ereignis.

4 Getriebetechnik-Kolloquium in Dresden 2001

Warum schon wieder Dresden? Es gab einen besonderen Grund: Die Technische Universität Dresden würdigte anlässlich des 100. Geburtstages von Prof. Dr.-Ing. habil. Dr.-Ing. E.h. Willibald Lichtenheldt das Leben und Wirken dieses markanten Hochschullehrers mit einem Ehrenkolloquium.

Magnifizenz Mehlhorn hob in seinem Geleitwort hervor:

„Für seine überragenden Verdienste auf dem Gebiet der Lehre und Forschung wurde Willibald Lichtenheldt mit hohen staatlichen Auszeichnungen geehrt. Als besondere Bestätigung seines Lebenswerkes empfand er die Verleihung der Ehrendoktorwürde, die ihm anlässlich seines 75. Geburtstages von der Technischen Hochschule „Otto von Guericke“ Magdeburg zuteil wurde. Die hohe internationale Wertschätzung kommt unter anderem darin zum Ausdruck, dass er anlässlich der ersten Generalversammlung der IFToMM am 27. September 1969 in Zakopane/Polen zum Ehrenmitglied dieser Internationalen Föderation für die Theorie der Maschinen und Mechanismen gewählt wurde.“



Prof. Dr.-Ing. habil. Dr.-Ing. E.h. Willibald Lichtenheldt

Der große Hörsaal im Zeuner-Bau, im Volksmund wegen seiner Form „Bombentrichter“ genannt, erhielt den Namen LICHTENHELDT-Hörsaal. Zu diesem Höhepunkt durften die deutschen Getriebetechniker natürlich nicht fehlen. Deshalb wurde das Ehrenkolloquium mit dem 4. Kolloquium Getriebetechnik kombiniert.

Zum Ehrenkolloquium wurden fünf Festvorträge gehalten:

- K. Luck: Willibald Lichtenheldt – Leben und Werk,
- K. Mauersberger: Zur Geschichte der Getriebetechnik an der TH Dresden vor Lichtenheldt,
- K.-H. Modler, S. Lin: Getriebesynthese – von den einfachen Konstruktionsverfahren zur Computersimulation,
- M. Hiller: Mechatronik – ein Weg zu intelligenten Lösungen in der Mechanik am Beispiel des autonomen Schreitfahrwerkes ALDURO,
- H. Hermsdorf: Mechatronische Lösungen zur Automatisierung der Weiterverarbeitung von Produkten der graphischen Industrie.

Das Vortragsprogramm des internen Kolloquiums Getriebetechnik umfasste:

- R. Braune: Das Konzept „Bearbeitungs-Strategie“. Bemerkungen zu einem klassischen Ansatz für die Auslegung von komplexen Koppelgetrieben in einer neuen rechnergestützten Entwicklungsumgebung,
- G. Christen, H. Pfefferkorn: Zum Bewegungsverhalten nachgiebiger Mechanismen,
- B. Corves: Computergestützter Vorlesungs- und Übungsbetrieb: Grafische Analyse- und Syntheseverfahren in der Getriebetechnik,
- H. Dresig, A. Golle: Synthese sechsgliedriger Mechanismen für periodische Erregerkräfte,
- W. Funk, O. Gassner: Geräuschminderung von Schiffsgetriebenen durch konstruktive Maßnahmen,
- W. Krause: Mechanische Übertragungselemente für Kleinantriebe,
- F. Irlinger: Simulation der Kraftkopplung zwischen Schrittmotor und Kurvenscheibe,
- H. Kerle, M. Helm, S. Soetebier: Vom Bandgetriebe zur Spreizbandmechanik – die Entwicklung eines neuen Maschinenelements,
- R. Lohe, W. Lohr, S. Meindl, O. Rekowski: Einfluss der Erregung auf das Schwingungsbild von Bodenverdichtern,
- T. Maier, C. Woernle: Dynamik und Regelung seilgeführter Handhabungssysteme,
- K.-H. Modler, C. Wadewitz: Synthese von Räderkoppelgetrieben als Vorschaltgetriebe mit definierter Ungleichförmigkeit,
- W. Rehwald, K. Luck: Betrachtungen zur Zahl der Koppelgetriebetypen,
- K.-H. Modler, E.-C. Lovasz: Erweiterung und Verallgemeinerung des Satzes von Grashof.

Alle Vorträge sind unter der Überschrift „Getriebetechnik – Tradition und Moderne“ in einem Sonderheft der Wissenschaftlichen Zeitschrift der Technischen Universität Dresden (50 (2001) Heft 3) erschienen.

Neben dem Empfang für die Gäste des Ehrenkolloquiums gab es auch ein internes Rahmenprogramm: Stadtrundfahrt Dresden mit Besuch von Pfunds Molkerei, Besuch der Porzellanmanufaktur und des historischen Weinhauses Vincenz Richter in Meißen.

5 Getriebetechnik-Kolloquium in Hannover 2003

Mit dem 5. Kolloquium begann ein gewisser Wandel in der sich nun fest etablierten Veranstaltungsreihe. Prof. Braune hatte nach Hannover eingeladen und den Teilnehmerkreis auf Fachhochschulen und Industrievertreter ausgedehnt. Eine im Vorfeld des Kolloquiums gestartete Umfrage zur Erfassung der aktuellen Lehrangebote von acht einschlägig orientierten Universitätsinstituten (RWTH Aachen, TU Braunschweig, TU Chemnitz, TU Dresden, Universität Hannover, TU Ilmenau, TU München, Universität Siegen) und exemplarisch von zwei Fachhochschulen (Fachhochschule Albstadt-Sigmaringen, Fachhochschule Köln) wurde als Bestandsaufnahme in einem Extraheft zusammengefasst und auch in Form von Postern vorgestellt.

Folgende Fachvorträge wurden gehalten:

- G. Wann, R. Lohe: Kupplungskinematik bei gleisgeführten Fahrzeugen – Eine getriebetechnische Internetanwendung,
- B. Corves, J. Niemeyer: Das IGM-Getriebelexikon als Instrument der Wissensverarbeitung in der Getriebetechnik,
- T. Dusch: Ontologie: ein semantisches Modell zur effizienten Vermittlung von technischem Wissen in Rechnernetzen,
- H. Liess: Zykloidenverzahnung in der Mikrotechnik – Entwicklung und Fertigung,
- H. Kerle: Neuartiger XY-Tisch für Handhabung und Bearbeitung,
- H. Pfefferkorn, G. Christen: Nachgiebige Mechanismen für Präzisionspositioniersysteme,
- K.-H. Modler, K. Becker: Drehzahlreduzierung in Kurvengetrieben durch Vervielfachung des Kurvenprofils,
- W. Lohr, R. Lohe: Vorschaltgetriebe zur Beeinflussung der Trägheitswirkung von Unwuchterregern,

- E. Slaby: Optimierung mit evolutionären Algorithmen in der frühen Produktentwicklung,
- H. Strauchmann: Angenäherte Getriebesynthese – Eine Standardaufgabe der nichtlinearen Optimierung,
- H. Niggemann, B. Corves: Einsatz der CAD-Technik zur Maßsynthese sphärischer und räumlicher Übertragungskurvengetriebe,
- R. Nolte: Kurvenberechnung im 3D-Umfeld,
- B. Roesler: Software für die Konzeption und kinematische Auslegung von Koppel- und Kurvengetrieben,
- R. Braune: Synthese von Koppelgetrieben mit interaktiv gesteuerten Funktionsabfolgen,
- J. Bechtloff: Steuerungs- und Regelungsstrukturen zur Bewegungserzeugung,
- F. Bonsch, F. Harmeling, B. Corves: Einsatzbeispiele von Antriebs-, Regelungs- und Mechanik-Modellen für ungleichmäßig übersetzende Getriebe,
- M. Callesen: Optimierungspotenziale bei schnelllaufenden Koppelgetrieben mit gesteuertem Antrieb,
- A. Fricke: Anforderungen an die Ausbildung von Getriebeentwicklern in der Praxis,
- G. Christen: Computerunterstützte Seminararbeit am Beispiel der Synthese von Schrittgetrieben,
- R. Braune: Ergebnisse der Umfrage zur Situation der Lehre in der Getriebetechnik.

Natürlich gab es auch ein sehr interessantes Rahmenprogramm mit Altstadt-Spaziergang und einem wunderschönen Ausflug zum Kloster Wienhausen. Der Veranstaltungsort selbst, das Leibniz-Haus der Universität Hannover, war ein bleibendes Erlebnis. Ein Nachprogramm für Interessenten, die Präsentation des Programmsystems GENESYS, rundete die drei Tage in Hannover ab.

6 Getriebetechnik-Kolloquium in Aachen 2005

Das 6. Kolloquium in Aachen stand im Zeichen zweier Jubiläen. Das „kleine“ Jubiläum war die Tatsache, dass das 1. Getriebetechnik-Kolloquium 10 Jahre zuvor stattfand. Bezüglich des „großen“ Jubiläums schrieb der Veranstalter Prof. Corves in seinem Vorwort zum Tagungsband:

„Das zweite, auf einen etwas längeren Zeitraum zielende Jubiläum ergibt sich aus dem siebzigsten Geburtstag von Herrn Prof. Dittrich, der bereits am 18. Juni diesen Jahres gefeiert werden konnte. Einschließlich seiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter unter Herrn Prof. Meyer zur Capellen hat er über bisher mehr als vierzig Jahre das Gesicht der Getriebetechnik in Aachen geprägt, was ich auch in meinem Beitrag im Rahmen dieses Kolloquiums ausführlich dargelegt habe. Das Wirken von Herrn Dittrich steht nach meiner Ansicht in geradezu beispielhafter Weise für die Ausrichtung des Kolloquiums Getriebetechnik 2005. Nicht nur in den getriebetechnischen Vorlesungen an der RWTH Aachen sondern auch bei seinen vielen Vorträgen und Veröffentlichungen lag ihm insbesondere die Wissensvermittlung und der Gedankenaustausch in der Getriebetechnik am Herzen. In diesem Zusammenhang sind insbesondere die von ihm initiierten Getriebebeschreibungen und das IGM-Getriebelexikon zu erwähnen. Aber auch sein Interesse an internationalen Kontakten, nicht zuletzt dokumentiert durch seine Aktivitäten in der International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science (IFTOMM) passt zur verstärkten internationalen Beteiligung durch Teilnehmer aus China, Italien, Rumänien und Tschechien.“

Die 16 Fachvorträge waren:

- B. Corves: Wissensvermittlung in der Getriebetechnik am Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen,
- G. Dittrich: Einige Besonderheiten sphärischer Getriebe,
- J. Heinzl, F. Irlinger: Ein Beitrag zur Systematik ebener Siebengelenke mit Antrieb im Gestell,
- R. Nolte: Maßsynthese für Mechanismen,
- G. Carbone, M. Ceccarelli, H. Kerle: Ein Optimierungsverfahren für den Entwurf von Kurvenprofilen,
- F. Bonsch, B. Corves: Optimierung von Bewegungsprofilen,
- V. Čejka, P. Šidlof, M. Václavik: Method for Evaluation of Behavior of Mechanisms and Gears Using Angular-based Measurements,
- T. Brix, M. Reeßing, U. Döring: Constraint-basierte Berechnung von Kinematiken, Anwendungsbeispiele für die direkte und die iterative Konstruktion,

- F.O. Kopp: Der Hannoversche Nachbau der Vier-Spezies-Rechenmaschine nach G.-W. Leibniz,
- J. Kloppenburg, B. Corves, T. Brix, G. Höhne: Aufbau einer Internetbasierten Datenbank für Getriebemodelle – DMG-Lib,
- E.-C. Lovasz, K.-H. Modler, I. Cărbăș: Internationale Zusammenarbeit zwischen PU Timisoara und TU Dresden auf dem Gebiet der Getriebelehre,
- M. Berger, J. Matthes: Toolbox zur effizienten Lösung antriebs- und getriebetechnischer Aufgabenstellungen mit Mathcad[®],
- B. Roesler: Numerisches Verfahren zur kinetostatischen Analyse von Mechanismen,
- M. Berger: Einsatz von CAD- und BMX-Funktionalitäten zur praktischen Anwendung der bekannten grafischen Lösungsverfahren der Getriebeanalyse und -synthese,
- H. Kerle: Die Anwendung ähnlichkeitsmechanischer Modellgesetze bei der Auswahl und Auslegung von Getrieben,
- K.-H. Modler, S. Lin: Unscharfe Lagensynthese für bessere Getriebeeigenschaften.

Eine Podiumsdiskussion „Quo Vadis Getriebetechnik“ mit Prof. Berger (TU Chemnitz), Prof. Braune (Universität Hannover), Dr. Lovasz (PU Timisoara), Dipl.-Ing. Roesler (Focke & Co. Verpackungsmaschinen, Verden) und Prof. Václavík (TU Liberec) schloss den fachlichen Teil ab.

Auch in Aachen gab es ein erlebnisreiches und sogar „scharfes“ Rahmenprogramm. Eine Stadtführung in Aachen sowie die Stadtführung und Besichtigung der Senfmühle in Monschau waren echte Höhepunkte.

7 Getriebetechnik-Kolloquium in Siegen 2007

Auf ein Schloss hatte 2007 Prof. Lohe eingeladen. Tagungs- und Übernachtungsort war das Schlosshotel Friedewald in der Nähe von Siegen. Es gab alles, was ein Schloss zu bieten hat: Schlosskeller, Rittersaal, Herrenhaus (späte Renaissance) und Schlossgeister („Grüne Witwe“ und „Weiße Frau“).

Da alles an einem Ort war, herrschten ideale Bedingungen für einen regen Gedankenaustausch. Am Abschlusstag gab es eine Informationsrunde zur Getriebesynthese, die mit einem Eröffnungsvortrag von Prof. Braune eingeleitet wurde.

Das Programm umfasste 18 Fachvorträge:

- B. Roesler: Interaktive Optimierung von Mechanismus und Bewegungsdesign mittels eines umfassenden Berechnungsmodells für Kinematik und Kinetostatik,
- F. Geu Flores, A. Kecskeméthy, A. Pöttker: Workspace Analysis and Maximal Force Calculation of a Face-Shovel Excavator using Kinematical Transformers,
- B. Corves, F. Harmeling: Maßsynthese, Mehrkörpersimulation und Elastizitätsbehaftete Getriebe,
- J. Gauchel: Kurvenscheibenberechnung für Flachstößel und Flachhebel,
- H. Lederer: Einsatz höherer Ableitungen bei der Synthese von Koppel- und Kurvengetrieben,
- K.-H. Modler: Koppelgetriebe mit singularer Übertragungsgleichung,
- M. Callesen: Autonome Optimierung von Bewegungsübergängen,
- A. Vujević: Interaktive Führungskurvengestaltung in einem getriebetechnischen Softwaresystem,
- J. Wenck, T. Scherer, W. Lohr, A. Müller, T. Hillesheim, R. Lohe: Einsatz von Flachfedern als Stoffgelenke in der Getriebetechnik,
- G. Lonij, M. Hüsing, S.W. Choi, B. Corves: Entwicklung eines sphärischen Kurbelgetriebes für eine schwenkbare Anhängervorrichtung eines Personenkraftfahrzeuges,
- T. Brix, M. Reeßing, U. Döring: Ganzheitlicher Entwurf von Bewegungssystemen,
- C. Richter, M. Fischer, T. Lüth: Ein neuer Prozess zur CAE-integrierten Kinematikentwicklung,
- M. Berger, C. Hulsch: Hybrider Mechanismus versus Direktantrieb – Möglichkeiten und Grenzen von teilflexiblen Koppelgetrieben mit mehreren Antrieben,
- M. Berger, J. Matthes: Getriebesynthese unter praxisrelevanten Gesichtspunkten am Beispiel eines Hochspannungsschalters,
- W. Hahn: Auslegung eines neuartigen Bewegungssystems mit hydraulisch gesteuerten Stützwalzen für die Umsetzung von Warmband-Coils,
- S.W. Choi, M. Hoppe, B. Corves: Einsatzmöglichkeit neuer Medien in der Getriebetechnik-Lehre,

- R. Braune: Koppelgetriebe mit Servo-Antrieb in schnellen Verarbeitungsmaschinen, Nutzungspotenziale und Konzipierungsaspekte,
- R. Braune: Die klassische Genaulagen-Synthese von Getrieben mit Dreh- und Schubgelenken, Heutiger Entwicklungsstand und praktische Anwendung.

Obwohl das Schloss Friedewald an sich schon ein Rahmenprogramm war, gestalteten sich der Besuch des Siegerlandmuseums und des Schaubergwerkes am Oberen Schloss in Siegen sowie die Stadtführung durch Siegen zu einem unvergesslichen Erlebnis.

8 Getriebetechnik-Kolloquium in Aachen 2009

Im Jahr 2009 gab es wieder einen besonderen Anlass, unser Getriebetechnik-Kolloquium nochmals in Aachen durchzuführen. Das fünfzigjährige Jubiläum des Lehrstuhls für Getriebelehre der RWTH Aachen gab es zu feiern. Aus diesem Grund wurde das Kolloquium zeitlich so aufgeteilt, dass der Freitagvormittag für diejenigen Vorträge reserviert war, die von Ehemaligen des Institutes gehalten wurden, die in den unterschiedlichsten Bereichen des Ingenieurwesens tätig sind und waren. Dabei wurden die Beiträge bewusst so ausgewählt, dass thematisch gesehen ein möglichst großer Bereich abgedeckt wurde, um damit insbesondere allen anderen Ehemaligen, die wahrscheinlich in der Mehrheit nicht mehr im Zentrum der Getriebetechnik standen, die Gelegenheit zu geben, ebenfalls mit Gewinn an diesem Veranstaltungstag teilnehmen zu können. Es ist Prof. Corves gelungen, sowohl thematisch als auch bezüglich der Vortragenden einen möglichst weiten Bogen zu schlagen.

Die 23 Fachvorträge waren:

- H. Kerle, B. Corves, K. Mauersberger, K.-H. Modler: Zur Entwicklungsgeschichte der Getriebemodelle – Über die technikgeschichtliche Bedeutung der Getriebe-Prototypen,
- T. Brix, U. Döring: Erschließung historischer Lösungen für den Entwurf von Bewegungssystemen,
- M. Fischer, C. Richter, F. Irlinger, T.C. Lüth: Entwicklung einer mechatronischen Türkinematik mit zwei Freiheitsgraden,
- R. Lohe, W. Lohr, T. Scherer: Syntheseaufgaben mit kinetostatischen Besonderheiten,

- M. Verschuure, B. Demeulenaere, J. Swevers, J. De Schutter: Ein allgemeines Auslegungsverfahren für den Massenausgleich von Mechanismen,
- T. Thümmel, T. Emmert: Kinetische Wechselwirkungen zwischen Servomotor, Regler und Kurbelschwinge,
- M. Václavík, P. Jirásko: Anwendung der elektronischen Kurven in den Antrieben der Arbeitsglieder von Mechanismen,
- C. Woernle: Flachheitsbasierte Bahnfolgeregelung eines seilgeführten Handhabungssystems mit kinematisch unbestimmter Lastpositionierung,
- R. Nolte: Schrittbewegungen bei extrem niedrigen Eigenfrequenzen,
- M. Berger, A. Heine, J. Matthes, R. Schulz: Der optimale Schritt – Bewegungsdesign, Berechnung und Gestaltung von Schrittgetrieben für Rundschafttische,
- E.-C. Lovasz, K.-H. Modler, D. Perju, I. Maniu, V. Văcărescu: Untersuchung der Sonderformen von Räderkoppelgetrieben,
- S. Xia, F. Geu Flores, A. Kecskeméthy, A. Pöttker: Symbolische Generierung der kinematischen Gleichungen mehrschleifiger Mechanismen am Beispiel von Ladeschaufelbaggern,
- G. Carbone, C. Liang, M. Ceccarelli: Using parallel architectures for humanoid robots,
- L. Zentner: Nachgiebige Systeme,
- K.-H. Modler, N. Modler: Aktive textilverstärkte Nachgiebigkeitsmechanismen (A-TNM),
- B. Corves: 50⁺ - Getriebetechnik an der RWTH Aachen,
- G. Spiegelberg: Das elektrische Fahrzeug in seiner Infrastruktur „smart Grid“ – Chance oder Gefährdung?,
- G. Meyer: Hochschulkooperation im Rahmen des Kompetenzmanagements im Engineering bei Siemens Mobility Public Transit,
- R. Sievering, J. Polzer, M. Markworth: Selbsterregte Schwingungen in Walzstraßen,
- G. Dittrich: Sphärische Getriebe im Blickfeld des Instituts für Getriebetechnik und Maschinendynamik,
- A. Jahr, A. Batos: Mehrkörpermechanik-Anwendungen in der Landtechnik,
- R. Müller, B. Corves, M. Hüsing, M. Esser, M. Riedel, M. Vette: Rekonfigurierbares selbstoptimierendes Bauteilhandling,
- R. Braune: Rheinische Wurzeln der Getriebelehre?.

Eine Tour ins niederländische Südlimburg mit Besuch des ältesten Weingutes des Landes „Apostelhoeve“ und einem Spaziergang durch Maastricht waren die herausragenden Inhalte des Rahmenprogramms.

9 Getriebetechnik-Kolloquium in Chemnitz 2011

Gastgeber des 9. Kolloquiums war Chemnitz, das auf eine sechzigjährige getriebetechnische Historie zurückblicken kann. Die 2003 in Hannover begonnene Tendenz, dass dieses Kolloquium sich immer mehr zu einer kleinen Getriebetagung entwickelte, setzte Prof. Berger konsequent fort. Mit 57 Teilnehmern, davon 11 Industrievertretern, war es die bisher umfangreichste Veranstaltung. Der Tagungsband mit 418 Seiten dokumentiert ebenfalls diesen Sachverhalt. Leider war es Prof. Volmer, der die Getriebetechnik in Chemnitz ab 1962 geprägt hat, aus gesundheitlichen Gründen nicht vergönnt, am Kolloquium teilzunehmen.

Der umfangreiche Tagungsband enthält die folgenden 22 Fachvorträge:

- M. Berger: Chemnitzer Lehr- und Forschungsschwerpunkte im getriebetechnischen Umfeld,
- M. Beiteltschmidt, J. Stier, G. Zechel, A. Heghmanns: Mechatronik selbstgemacht,
- E.-C. Lovasz, D. Perju, K.-H. Modler, B. Corves, T. Brix, U. Döring, A.E. Lovasz, I. Maniu, V. Ciupe: Erfahrungen aus der Lehre und Forschung kommen in die ThinkMOTION Datenbank,
- T. Brix, U. Döring, R. Brecht, M. Reeßing: thinkMOTION – Europeanas Tor in die Welt der Getriebe,
- U. Hanke, K.-H. Modler: Pro-Kontra neuer Syntheseansätze,
- R. Braune: Maßsynthese von Koppelgetrieben,
- H. Niggemann: Bewegungsdesign für Kurvengetriebe mit Hilfe parametrisierter Bewegungsgesetze in der Mehrkörpersimulation,
- B. Corves, G. Lonij, M. Hüsing: Koppelkurvenschrittgetriebe auf der Basis eines fünfgliedrigen Kurbelgetriebes,
- K.-H. Modler, O. Schlüter: Geradfürungen mit dem Lemniskatenlenker Typ II,
- T. Scherer, C. Ahl, H. Helsper, W. Lohr, R. Lohe: Einsatzmöglichkeiten der 3D-CAD Systeme Catia V5 und Pro/Engineer Wildfire in der Getriebetechnik,

- S. Xia, H. Ding, A. Kecskeméthy: Rigid Subchain Identification of Multi-Loop Kinematic Chains with the Method of Kinematical Transformers,
- T. Thümmel, M. Roßner, J. Rutzmoser: Nutzung der Eigenbewegung zur Identifikation kinetischer Parameter in Mechanismen,
- L. Zentner: Mathematischer Formalismus zur Bildung Starrkörpermodelle für nachgiebige Mechanismen,
- G. Lonij, B. Corves, M. Razum, M. Reeßing, T. Brix: e-Kinematix: Virtuelle Forschungsumgebung zur Unterstützung der Getriebeentwicklung,
- F. Allmendinger, J. Eschweiler, K. Radermacher, B. Corves: Analyse der Knochenbewegungen in der menschlichen Handwurzel und Synthese von Ersatzgetrieben zur Lösung des invers-dynamischen Problems,
- F. Irlinger, M. Krinninger, T. Lüth: Kinematik eines Endoskopmanipulators,
- S. Linß, L. Zentner: Gestaltung von Festkörpergelenken für den gezielten Einsatz in ebenen nachgiebigen Mechanismen,
- H. Kerle: Über drei Getriebe von Karl Hoecken aus Berlin – im Nachgang betrachtet und neu berechnet,
- S. Gössner: Eine Physik-Engine zur webbasierten Mechanismensimulation – Ergebnisse einer Studie,
- M. Pfabe, C. Woernle: Mechanismen zur kinematisch ungleichförmigen Führung von Schwungmassen,
- J. Müglitz, M. Berger, E. Wegert: Roboterhandgelenke zum thermischen Schneiden,
- F. Ebert, M. Berger, S. Heinrich: Ganzheitliche Systemsimulation komplexer Antriebssysteme mit nichtlinearer Charakteristik.

Für das Rahmenprogramm hatten sich die Chemnitzer Gastgeber wieder etwas Besonderes ausgedacht. Neben der hochinteressanten Stadtführung in Chemnitz mit Turmbesteigung und Rathausrundgang war der Besuch des AUGUST HORCH Museums Zwickau ein technischer Leckerbissen.

10 Getriebetechnik-Kolloquium in Ilmenau 2013

Vor 18 Jahren begann die Erfolgsgeschichte Kolloquium Getriebetechnik und die TU Ilmenau hat die Ehre, das Jubiläum „10. Getriebetechnik-

Kolloquium“ durchzuführen. Frau Prof. Zentner und ihrer Mannschaft ist es wieder gelungen, ein interessantes Vortragsprogramm und sicher auch ein erlebnisreiches Rahmenprogramm zu organisieren. Leider ist es unserem hochverehrten Prof. Bögelsack nicht mehr vergönnt, an dieser Jubiläumsveranstaltung teilzunehmen. Er prägte die Getriebetechnik an der TU Ilmenau nachhaltig und wir werden seiner gedenken.

Die Autoren dieses Rückblicks bitten um Nachsicht, wenn nicht alle Details hundertprozentig exakt sind und eventuell etwas vergessen wurde.

Wir wünschen der Jubiläumsveranstaltung viel Erfolg und hoffen, dass dieses Kolloquium auch zukünftig weitergeführt wird.

Literatur

- [1] Getriebetechnik: Warnemünde, 8. – 10. September 1997. Universität Rostock, Institut für Allgemeinen Maschinenbau, 1997.
ISBN 3-86009-120-4
- [2] Kolloquium Getriebetechnik 1999. Technische Universität München, Lehrstuhl für Feingerätebau und Mikrotechnik, 1999.
ISBN 3-00-004984-3
- [3] Getriebetechnik – Tradition und Moderne. Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität Dresden (50 (2001) Heft 3). ISSN 0043-6925
- [4] Braune, R.: Das Fachgebiet „Getriebetechnik“ an deutschen Universitäten, Technischen Hochschulen und Fachhochschulen. Universität Hannover, Institut für Getriebetechnik, 2003.
- [5] Skriptsammlung der Vorträge zum Fachkolloquium Getriebetechnik 2003, Universität Hannover, Institut für Getriebetechnik, 2003.
- [6] 6. Kolloquium Getriebetechnik Aachen 2005. RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2005.
ISBN 3-86130-773-1
- [7] 7. Getriebetechnik- Kolloquium Siegen 2007. Universität Siegen, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik-CAD-Mechatronik, 2007.
ISBN 978-3-932604-30-0
- [8] 8. Kolloquium Getriebetechnik Aachen 2009. RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2009.
ISBN 3-86130-984-X
- [9] 9. Kolloquium Getriebetechnik Chemnitz 2011. Technische Universität Chemnitz, Professur Montage- und Handhabungstechnik. Universitätsverlag Chemnitz 2011.
ISBN 978-3-941003-40-8

MIT GEOGEBRA GETRIEBELEHRE NEU ENTDECKEN UND BESSER VERSTEHEN

*Hanfried Kerle**

* vormals TU Braunschweig, Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik,
E-Mail: h.kerle@t-online.de

Abstract

Die frei verfügbare Software GeoGebra verbindet dynamische Geometrie der Ebene mit Computeralgebra. Die Konstruktionsbausteine in GeoGebra stellen Kreise dar, wozu auch Punkte und Geraden gehören. Mit dem Programm steht ein Hilfsmittel zur Verfügung, welches die Kinematik ebener Getriebe auf die Bewegung von Kreisen und Geraden abbildet. Damit wird es möglich, den Studierenden im Fach Getriebelehre mathematisch komplizierte Zusammenhänge anschaulich und zeitlich kompakt zu erläutern. Dieses Vorgehen wird als Erfahrungsbericht über GeoGebra teilweise im Rückblick auf frühere Arbeiten angesehener Kinematiker an Beispielen von Momentanpol- und Koppelkurven der Viergelenkgetriebe beschrieben und führt u.a. zu einer „algebraischen Getriebesynthese“.

The freely available program GeoGebra combines planar interactive geometry with computer algebra. The basic elements in GeoGebra are circles, including also points and straight lines. The program enables to transform the kinematics of planar linkages into the motions of circles and straight lines. Students involved in kinematics can now learn much clearer and faster to solve mathematically complex linkage problems by following simple geometric rules. This idea is explained and developed introducing centrodes and coupler curves of four-bar linkages, for example, and gives the students some very interesting insights into the works of famous kinematicians in the past. Moreover, a new method of finding the link lengths of a four-bar for a given coupler curve is presented, the “algebraic synthesis”.

1 Einführung

Die Getriebelehre als Teil des Fachgebiets Maschinenbau hat sich an den Hochschulen und Universitäten des Landes im Laufe der letzten Jahrzehnte dem IT-Trend anpassen müssen; es gibt sie noch, in den meisten Fällen in der Kombination mit oder als Teil in anderen Fachdisziplinen wie Maschinendynamik, Konstruktionstechnik (CAD und Kinematik-Module), Mechatronik usw. Die Grundlagen der Getriebelehre als „Angewandte Mechanik“ werden noch in der Ausbildung zum Maschinenbauingenieur gebraucht, aber selten noch die mathematisch anspruchsvollen Theorien einer „Höheren Getriebelehre“. Es ist deswegen besonders wichtig und hilfreich für die Lehre des Fachs Getriebelehre, ein Programm zu verwenden, welches den Studierenden den großen Nutzen des Fachs anschaulich aufbereiteten Ergebnissen zu vermitteln und sie zu interaktiver Mitwirkung zu veranlassen vermag, ohne die mitunter schwierigen theoretischen Hintergründe erläutern zu müssen.

Die frei verfügbare Software GeoGebra (gegenwärtig in der Version 4.2 [1, 2]) ist zugegebenermaßen eines von vielen heutzutage auf dem Softwaremarkt verfügbaren Geometrieprogrammen, wie zum Beispiel Cinderella. Es gibt jedoch besondere Merkmale, die GeoGebra für den Einsatz in der Lehre von der Getriebelehre besonders geeignet erscheinen lassen. GeoGebra verbindet dynamische Geometrie mit Computeralgebra, insbesondere mit der Algebra von Kegelschnitten. GeoGebra verarbeitet sowohl Vektoren als auch komplexe Zahlen in der Doppelfunktion Geometrie und Algebra und „versteht“ ebenfalls implizite Funktionen in der Form $f(x, y) = 0$.

Im vorliegenden Beitrag zeigt der Verfasser auf, wie er das Programm GeoGebra kennenlernte und anhand von Aufgaben aus der Getriebelehre für ebene Getriebe erprobte. Dabei wurde teilweise auf Abhandlungen von Protagonisten des Fachs Getriebelehre bzw. Kinematik zurückgegriffen und somit auch technikgeschichtlich der Bogen von einigen Theorien der „Alten“ zum Nutzen der „Jungen“ mit Hilfe des als Katalysator fungierenden Programms GeoGebra geschlagen.

2 GeoGebra trifft Getriebelehre

Der einfachste Kegelschnitt ist der Kreis mit den Mittelpunktskoordinaten $x = m$ und $y = n$ in der x - y -Ebene (Rastpolebene) und dem Radius r . Die

Strukturelemente ebener Getriebe sind generell Kreise, die fest oder beweglich über Gelenke miteinander verbunden sind. Zu den Kreisen gehören die Grenzfälle Punkt ($r = 0$) und Gerade ($r = \infty$). So lässt sich das Standardgetriebe „Kurbelschwinge“ mit dem Freiheitsgrad $F = 1$ (Kurbeldrehwinkel $\varphi = \varphi_1$) und einem Koppelpunkt C, der nicht auf der Geraden AB liegt, aus 5 Punkten, 5 Kreisen und 6 Geraden aufbauen, also insgesamt aus 16 Kreisen. Abb. 1 zeigt die Benutzeroberfläche des Programms GeoGebra mit den drei Teilfenstern Algebra, Grafik und Konstruktionsprotokoll, im Grafikfenster eingebettet ist die Kurbelschwinge A_0ABB_0 zu sehen.

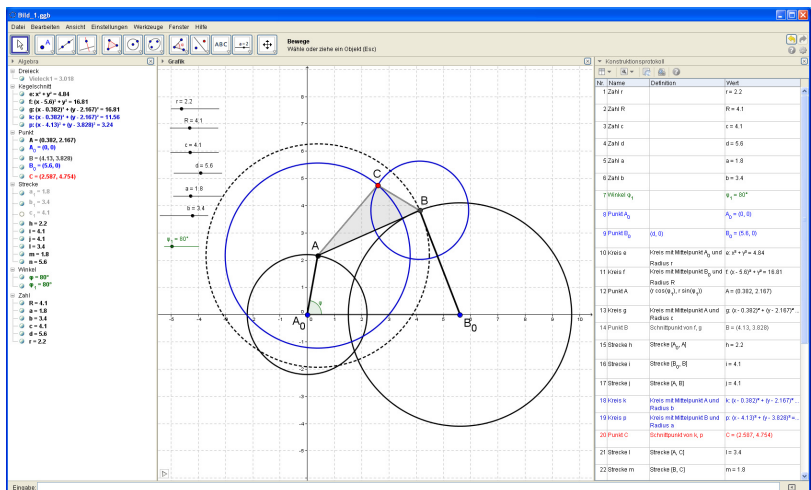


Abb. 1: Benutzeroberfläche des Programms GeoGebra mit Kurbelschwinge

Der Erfolg beim Einsatz des Programms GeoGebra auf die Lagengeometrie für Getriebe hängt wesentlich davon ab, ob es gelingt, definierte Kreisschnittpunkte zu finden, welche die Gelenke darstellen. Im Algebrafenster werden die Kreise in der Form

$$a \cdot x^2 + b \cdot x \cdot y + c \cdot y^2 + d \cdot x + e \cdot y = f \quad (2.1)$$

oder auch wahlweise

$$(x - m)^2 + (y - n)^2 = r^2 \quad (2.2)$$

geschrieben. Geraden ergeben sich dann übersichtlich in der Linearform aus Gl. (2.1) mit $a = b = c = 0$.

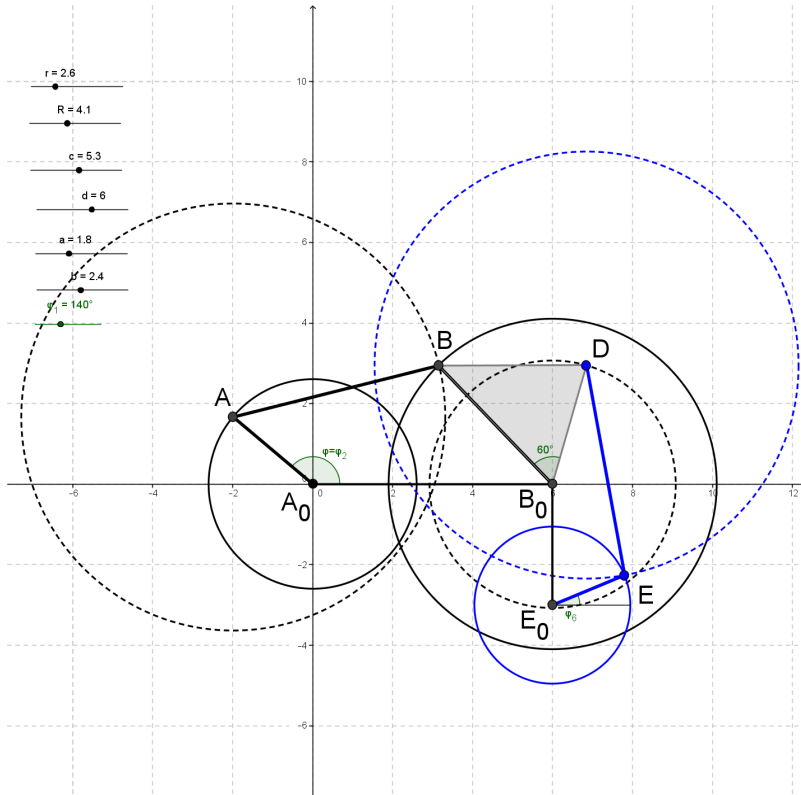


Abb. 2a: Sechsgliedriges Dreistandgetriebe

In Abb. 2a bzw. 2b sind als Ergänzung zu Abb. 1 ein sechsgliedriges Dreistandgetriebe (Watt'sche Kette) und ein Fünfgelenkgetriebe gezeigt, letzteres mit zwei Drehantrieben. Die Antriebsfunktionen sind allgemein als reine Winkel- oder Wegfunktionen φ bzw. s in Schritten $\Delta\varphi$ oder Δs oder als Zeitfunktionen definierbar und zu animieren.

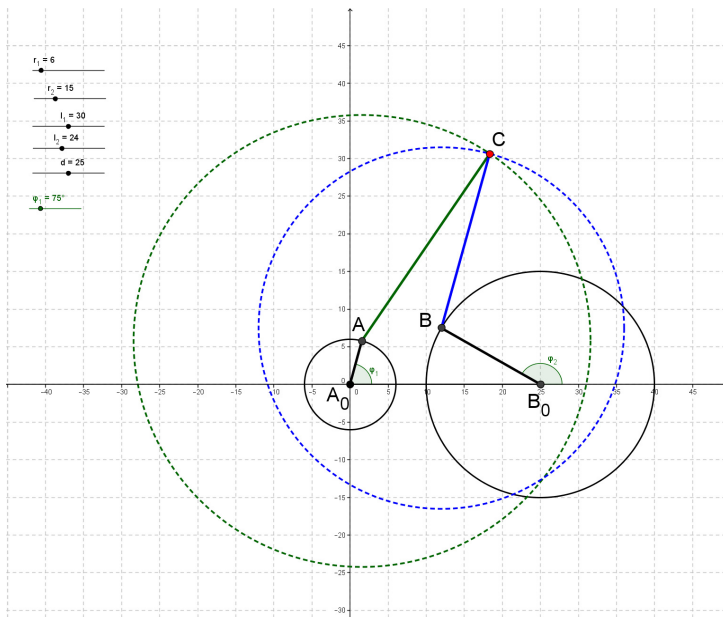


Abb. 2b: Fünfgelenkgetriebe mit zwei Drehantrieben

3 Konforme Abbildungen

3.1 Vorbemerkungen

Die konforme Abbildung ist ein Hilfsmittel der Transformation von Bildern in der x - y -Ebene in eine andere Ebene, beispielsweise in die u - v -Ebene. Das Gleichungssystem $u = u(x, y)$ und $v = v(x, y)$ definiert dann allgemein eine solche Transformation. Per Definition ist mit der konformen Abbildung die Einführung komplexer Zahlen verbunden, also gilt $z = x + i \cdot y$ [3, 4, 5]. Die Funktionen u und v werden dann Real- und Imaginärteil der analytischen Funktion $w = u + i \cdot v = f(z) = f(x + i \cdot y)$. Es ist allerdings wegen der Vollständigkeit zweckmäßig, neben z noch die spiegelbildlich zur x -Achse liegende, also die konjugiert komplexe Zahl $\bar{z} = x - i \cdot y$ einzuführen. Mit dem Übergang von kartesischen Koordinaten x, y auf die sogenannten *isotropen Koordinaten* oder *Minimalkoordinaten* z, \bar{z} wird einerseits die komplette Gaußsche Zahlenebene auch mit rein imaginären Punkten erfasst (was bei

algebraischen Kurven wichtig ist), andererseits stehen erneut implizite Kurvendarstellungen in der Form $f(z, \bar{z})$ zur Verfügung [6]. In [7] wird die ebene Getriebelehre im Wesentlichen auf der Grundlage komplexer Zahlen behandelt. In Erweiterung dieser Darstellung zielt die konforme Abbildung von Getrieben darauf ab, kinematische Gleichungen zu variieren und einen besseren Einblick in kinematische Zusammenhänge zu erhalten [8].

Aus der Fülle der möglichen konformen Abbildungen sollen hier nur beispielhaft zwei lineare Transformationen betrachtet werden: die Drehstreckung mit Schiebung $w = \alpha \cdot z + \beta$ und die sog. Stürzung $w = a/z$ mit den komplexen Konstanten α, β und der reellen Konstanten a . Allgemein gilt der Satz [4]: Jede nichtkonstante lineare konforme Abbildung ist *winkeltreu* und *kreisverwandt*. Dabei können Kreise auch in Geraden und Geraden in Kreise übergehen. Die konforme Abbildungsfunktion $w(z)$ wird auf ausgezeichnete Punkte des Getriebes angewendet, in der Regel sind das Gelenke oder Koppelpunkte.

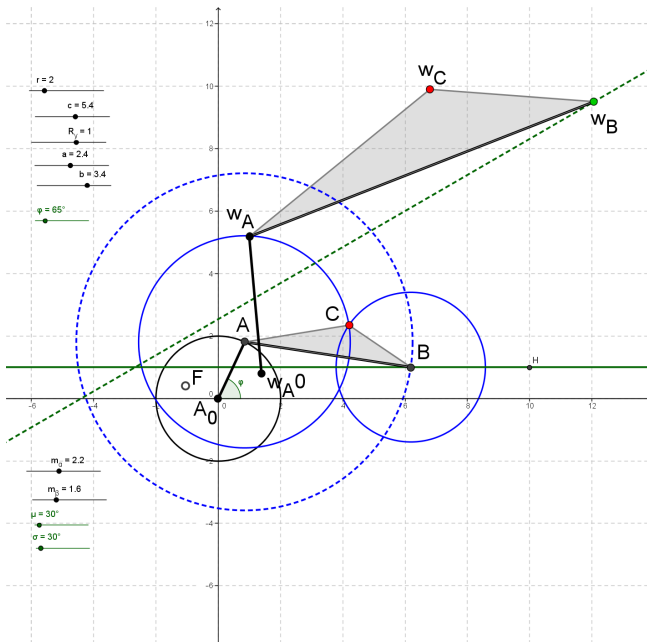


Abb. 3: Drehstreckung mit Verschiebung eines versetzten Schubkurbelgetriebes

Abb. 3 zeigt die Drehstreckung mit zusätzlicher Verschiebung für eine versetzte Schubkurbel $A_0AB(B_0^\infty)$ mit Koppelpunkt C. Bei der Drehstreckung (oder -stauchung) $\alpha = m_\alpha \cdot \exp(i \cdot \mu)$ handelt es sich um eine geometrische Ähnlichkeitstransformation mit dem Maßstab m_α und dem Drehwinkel μ , bei der Schiebung um eine Kreisparallelschiebung $\beta = m_\beta \cdot \exp(i \cdot \sigma)$ mit dem Weg m_β und dem Drehwinkel σ im Maßstab 1:1. Der Fixpunkt F dieser Abbildung liegt bei $w_F = z_F = \beta / (1 - \alpha)$, d.h. die Drehstreckung mit zusätzlicher Verschiebung kann als eine einfache Drehung um den Fixpunkt F mit dem Streckungsfaktor m_α und dem Drehwinkel μ aufgefasst werden. Die Getriebeabmessungen und die Abbildungskonstanten sind bei GeoGebra in bestimmten Grenzen per Schieberegler wählbar.

Mit Hilfe der konformen Abbildungsfunktion $w(z) = a/z$ (Stürzung) lässt sich aus Abb. 3 das „reziproke Schubkurbelgetriebe“ herleiten. Dabei entsteht kein tatsächlich verwertbares Getriebe mehr, sondern nur ein mathematisch eindeutig berechenbares Gebilde, eine „virtuelle Zweipunktführung“, bei dem die Gelenkpunkte A und B Kreise mit veränderlichen Mittelpunkten und Radien beschreiben, Abb. 4.

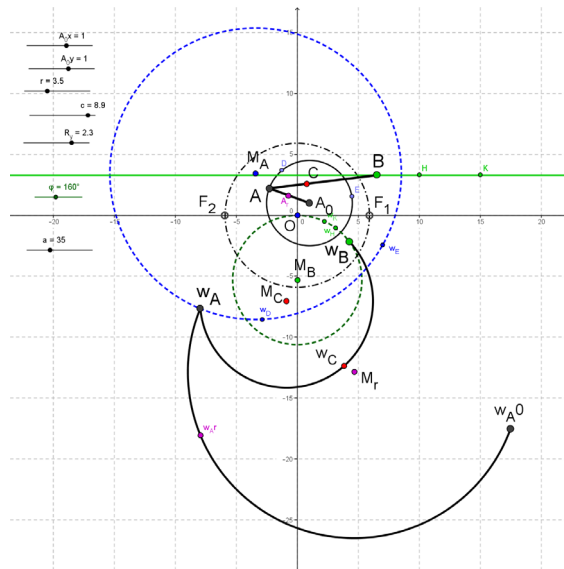


Abb. 4: „Stürzung“ des Schubkurbelgetriebes in Abb. 3 mit Hilfe der konformen Abbildungsfunktion $w(z) = a/z$

Die Fixpunkte F_1 und F_2 der Abbildungsfunktion $w(z) = a/z$ sind die reellen Schnittpunkte des Kreises um den Ursprung O mit dem Radius \sqrt{a} . Die reelle Konstante a dient vorwiegend dazu, als Schieberegler die konforme Abbildung des Getriebes unabhängig vom Originalgetriebe zu vergrößern.

3.2 Die Stürzung von Momentanpolkurven

Die Abbildungsfunktion „Stürzung“, also $w = a/z$, ist allerdings nützlich bei der Darstellung und analytischen Untersuchung der Momentanpolkurven, d.h. der Rast- und Gangpolbahn eines Getriebes. Wenn der Pol eines Getriebeglieds ins Unendliche rückt (Fernpolstellung), verschwindet dieser vom Zeichenblatt oder Bildschirm, d.h. die kartesischen Koordinaten des Pols nehmen sehr große, theoretisch unendlich große numerische Werte an, die Genauigkeit der weiteren mathematischen Behandlung einer Aufgabe mit Pol leidet. Eventuell wird neben der Abbildung auch eine Berechnung sogar ganz unmöglich.

In Abb. 5 ist eine Kurbelschwinge A_0ABB_0 in die Gaußsche Zahlenebene gelegt. Die Koordinaten der Gesteldrehpunkte A_0 und B_0 und die Längen von Kurbel A_0A und Schwinge B_0B sind per Schieberegler einstellbar, auch die Abmessungen $a = BC$, $b = AC$ und der Winkel γ in C des Koppeldreiecks ABC , letztere drei Größen bestimmen nach dem Kosinussatz die Koppellänge $c = AB$. Wenn man den Schwingenkreis mit dem Radius R um B_0 mit dem Koppelkreis um A und dem Radius c zum Schnitt bringt, liefert GeoGebra zwei Punkte B , nämlich B_1 und B_2 , also zwei Getriebe mit denselben Abmessungen, aber in unterschiedlichen Einbaulagen. Die Punkte B_1 und B_2 liegen stets symmetrisch zur Diagonalen AB_0 [9]. Die den beiden Getrieben zugeordneten Koppelpunkte C_1 und C_2 liegen auf kongruenten Dreiecken, beschreiben jedoch im Allgemeinen unterschiedliche Koppelkurven.

der Geometrie“ und früherer Inhaber der Lehrkanzel für Darstellende Geometrie an der TH/TU Wien, hat in seinem Kinematik-Buch [6] die Gleichung der Rastpolbahn für das viergliedrige Drehgelenkgetriebe A_0ABB_0 (vgl. Abb. 1, die Gestelldrehpunkte A_0 und B_0 liegen auf der x-Achse, A_0 fällt mit dem Ursprung O zusammen) in isotropen Koordinaten z, \underline{z} angegeben. Es ist eine algebraische Kurve 8. Ordnung in x und y , eine sog. Oktik. Sie lautet nach Einführung der Abkürzungen $r = A_0A$, $R = B_0B$, $c = AB$, $d = A_0B_0$, $e^2 = r^2 + R^2 - c^2 + d^2$ und $Z = z - d$ sowie $\underline{Z} = \underline{z} - d$

$$\begin{aligned} & [r^2 \cdot R^2 \cdot (z \cdot \underline{z} + Z \cdot \underline{Z})^2 + r^2 \cdot d^2 \cdot (z + \underline{z})^2 \cdot Z \cdot \underline{Z} - R^2 \cdot d^2 \cdot z \cdot \underline{z} \cdot (Z + \underline{Z})^2 - e^4 \cdot z \cdot \underline{z} \cdot Z \cdot \underline{Z}]^2 = \\ & = 4 \cdot R^2 \cdot d^2 \cdot Z \cdot \underline{Z} \cdot [r^2 \cdot (z + \underline{z}) \cdot (z \cdot \underline{z} + Z \cdot \underline{Z}) - e^2 \cdot z \cdot \underline{z} \cdot (Z + \underline{Z})]^2. \end{aligned} \quad (3.1)$$

Die Rastpolbahn ist mit ihren beiden Varianten P_1 und P_2 symmetrisch zur Gestellgeraden A_0B_0 . Die zugeordnete Gangpolbahn kann als Rastpolbahn der Umkehrbewegung aufgefasst werden, d.h. die Gerade A_0B_0 als Steg dreht sich um die jetzt feststehende Koppel AB. Auch die Gangpolbahn ist eine Oktik.

4 Mit GeoGebra Koppelkurven untersuchen

4.1 Vorbemerkungen

Die numerische Behandlung des Viergelenkgetriebes oder Gelenkvierecks auf digital arbeitenden elektronischen Rechenautomaten erfolgte beispielsweise schon 1959 an der TH Darmstadt mit Hilfe einer Rechenanlage vom Typ IBM 650 [10]. Das Programm war im Bell-Interpretiersystem mit Indexregister aufgestellt [11] und umfasste 25 Anweisungen. Die Ergebnisse wurden auf Lochkarten gestanzt und an eine Tabelliermaschine zum Ausdruck übergeben. Das Übertragen der numerischen Ergebnisse in eine Grafik musste dann manuell erfolgen.

Schon damals bemerkten die an der TH Darmstadt mit dem Problem „Koppelkurve“ beschäftigten Mathematiker, dass je nach Wahl der Getriebeabmessungen und mit Blick auf den Satz von Grashof Koppelkurven des Viergelenkgetriebes, von ihnen auch „Dreistabgetriebe“ genannt, herauskommen, die einteilig oder zweiteilig sind. Bekanntlich ergeben sich zweiteilige Koppelkurven bei den umlauffähigen Viergelenkgetrieben, also Kurbelschwingen, Doppelkurbeln und

Doppelschwingen 1. Art (mit umlaufender Koppel AB), dagegen liefern Doppelschwingen 2. Art (Totalschwingen) und durchschlagende Viergelenkgetriebe mit sog. Verzweigungslagen jeweils einteilige Koppelkurven [6].

Bei der Ermittlung der Koppelkurve eines Gelenkvierecks handelt es sich um das Problem der Zweipunktführung eines starren Getriebeglieds in der Ebene [12, 13]: Die Endpunkte von Kurbel und Schwinge, A und B, werden auf Kreisen um A_0 bzw. B_0 mit unterschiedlichen Radien r bzw. R geführt. Nach Festlegung eines dritten Punkts C in der bewegten Koppel Ebene – etwa durch einen Abstand $b = AC$ vom Punkt A und einen Winkel $\alpha = \angle BAC$ gegenüber der Koppelgeraden AB oder durch zwei Relativkoordinaten u_C und v_C gegenüber AB – entsteht das Koppeldreieck ABC mit der zu ermittelnden Bahnkurve des Punkts $C = (x_C, y_C) = C_1$, Abb. 6.

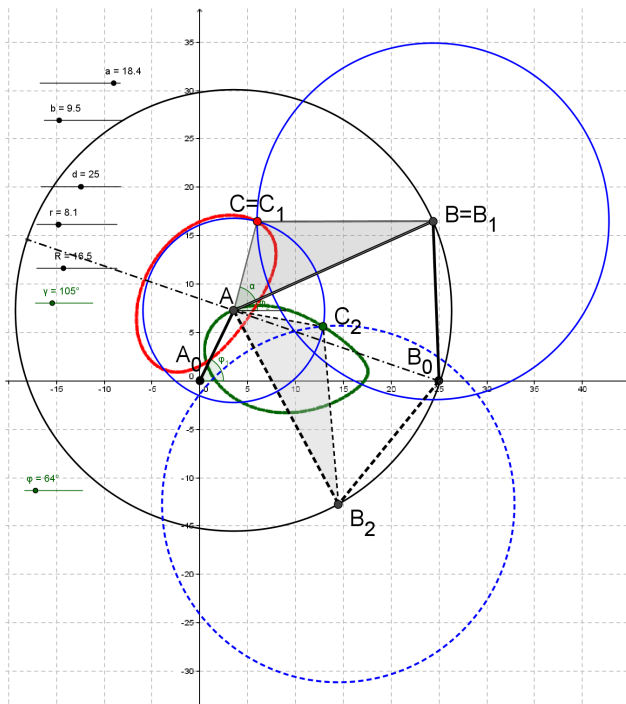


Abb. 6: Koppelkurven der Kurbelschwinge in zwei Einbaulagen: Aufzeichnen der Spurpunkte C_1 und C_2

Diese Koppelkurve kann sehr einfach aus der zwangläufigen Führung des Zweischlags A_0AC bei gegebenem Winkel $\varphi \equiv \varphi_1$ der Kurbel und dem zu berechnenden Winkel $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi)$ der Koppelstange gegenüber dem Steg A_0B_0 ermittelt werden. Die Berechnung erfolgt durch Auswertung der Geschlossenheitsbedingung $\vec{r} + \vec{c} - \vec{R} - \vec{d} = \vec{0}$ mit $c = AB$ und $d = A_0B_0$ in Vektor- oder Matrizeschreibweise [14]. Es ergibt sich dann der Winkel des zweiten Glieds AC des Zweischlags gegenüber der x -Achse zu $\varphi_C = \varphi_2 + \alpha$, und die Koppelkurve kann skizziert werden mit $x_C = r \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi_C)$ und $y_C = r \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi_C)$ (hier: im Bereich der y -Achse). In Abb. 6 ist mit $A_0AB_2B_0$ auch die zweite Einbaulage des Getriebes gezeichnet, sie ist symmetrisch zur Diagonalen B_0A (strichpunktierte Linie). Bezüglich dieser Symmetrieachse könnte man auch die zweite Einbaulage als das zur ersten Einbaulage „konjugierte Getriebe“ bezeichnen. Die zugeordnete Koppelkurve des Punkts C_2 ist ebenfalls skizziert (hier: im Bereich der x -Achse).

4.2 Algebraische Getriebesynthese

Rudolf Beyer (1892-1960) hat in seinem Buch [15] die Gleichung der Koppelkurve des Viergelenkgetriebes in analytischer Darstellung mit Bezug auf die berühmte Veröffentlichung von S. Roberts aus dem Jahre 1875 [16] angegeben. Die Gleichung setzt im Allgemeinen neun Bestimmungsstücke voraus: die Koordinaten x und y der beiden Gestelldrehpunkte A_0 und B_0 , die Abmessungen r , R und $c = AB$ der bewegten Getriebeglieder und die Längen a und b des mit c gebildeten Koppeldreiecks ABC [17, 18]. Statt c kann auch der c gegenüber liegende Winkel $\gamma = \angle ACB$ gegeben sein. Die Anzahl der Bestimmungsstücke lässt sich von neun auf sechs reduzieren, wenn der Punkt A_0 mit dem Ursprung O zusammenfällt und der Punkt B_0 auf die x -Achse zu liegen kommt, im Abstand d von A_0 . Die implizite Gleichung der Koppelkurve, nämlich

$$\begin{aligned} & a^2 \cdot [(x-d)^2 + y^2] \cdot (x^2 + y^2 + b^2 - r^2)^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot [(x^2 + y^2 - d \cdot x) \cdot \cos(\gamma) + d \cdot y \cdot \sin(\gamma)] \cdot \\ & \cdot (x^2 + y^2 + b^2 - r^2) \cdot [(x-d)^2 + y^2 + a^2 - R^2] + b^2 \cdot (x^2 + y^2) \cdot [(x-d)^2 + y^2 + a^2 - R^2]^2 - \\ & - 4 \cdot a^2 \cdot b^2 \cdot [(x^2 + y^2 - d \cdot x) \cdot \sin(\gamma) - d \cdot y \cdot \cos(\gamma)]^2 = 0, \end{aligned} \quad (4.1)$$

ist algebraisch von 6. Ordnung in x und y , eine sog. Sextik. Sie hat mit einer Geraden $f = d \cdot x + e \cdot y$ sechs Schnittpunkte, die nicht alle reell sind.

In Abb. 7 ist für eine Schar von sechs willkürlich gewählten Bestimmungsstücken (Parameter $r = A_0A$, $R = B_0B$, $a = BC$, $b = AC$, $d = A_0B_0$, $\gamma = \angle ACB$) die unter Verwendung der Gl. (4.1) berechenbare zweiteilige Koppelkurve k_C gezeichnet. Die Parameter lassen sich per Schieberegler in einstellbaren Grenzen variieren. Gleichzeitig ist – unabhängig von der Koppelkurvendarstellung – im selben GeoGebra-Grafikfenster das Viergelenkgetriebe mit den gewählten Parametern eingezeichnet. Das Getriebe ist über den Drehwinkel $\varphi \equiv \varphi_1$ animierbar. Die Koppelpunkte C_1 und C_2 müssen sich auf der Koppelkurve befinden, wenn Algebra und Geometrie übereinstimmen sollen. Nach dem Aufbau der Koppelkurve mit Hilfe der sechs gewählten Parameter sind also sogleich die Abmessungen des Viergelenkgetriebes bekannt, dessen Koppelpunkte die vorgegebene(n) Bahn(en) beschreiben. Diese Methode der Synthese eines Viergelenkgetriebes soll hier „algebraische Getriebesynthese“ genannt werden. Die Gl. (4.1) enthält sämtliche Konstruktionsparameter des Getriebes mit dem Koppelpunkt C. Die rechte Seite dieser Gleichung verschwindet nur dann, wenn die passenden Parameter gewählt wurden. Das Programm GeoGebra setzt also exakt die Gleichung der Koppelkurve in das geometrische Gebilde „Getriebe“ um (hier: Kurbelschwinge). Es lohnt sich sicherlich, die Idee der „algebraischen Getriebesynthese“ auf andere Typen von ebenen Getrieben anzuwenden.

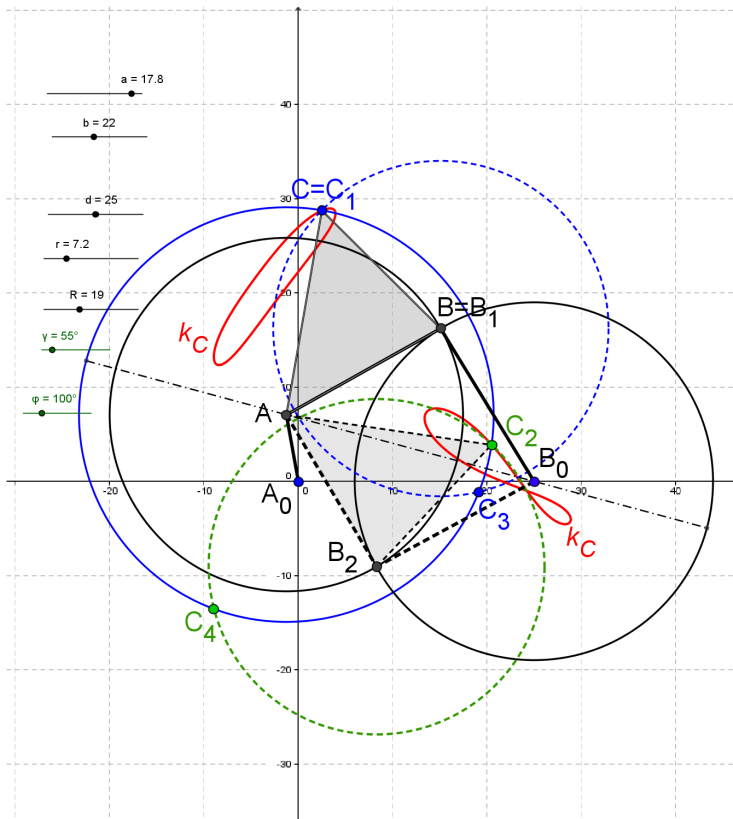


Abb. 7: Koppelkurven der Kurbelschwinge in zwei Einbautagen:
Zusammentreffen von Algebra und Geometrie

4.3 Koppelkurven konjugierter Viereckgetriebe

Ein Blick auf Abb. 7 zeigt, dass es neben $C = C_1$ als Schnittpunkt des Kreises um $B = B_1$ (Radius $a = BC$) mit dem Kreis um A (Radius $b = AC$) noch einen weiteren Schnittpunkt C_3 gibt. Dasselbe gilt für den Punkt C_2 des zur Diagonalen AB_0 „konjugierten Getriebes“: Außer C_2 gibt es noch C_4 . Mit GeoGebra werden die Gelenke eines Getriebes als Schnittpunkte von Kreisen dargestellt; es gibt entweder zwei reelle Schnittpunkte oder einen reellen Schnittpunkt als Berührungspunkt oder keine reellen bzw. nur imaginäre Schnittpunkte.

Die zusätzlichen Koppelpunkte C_3 und C_4 liegen jeweils spiegelbildlich zu den Koppelgeraden AB ($B = B_1$) bzw. AB_2 . Ihre Bahnkurven liegen konjugiert komplex, d.h. spiegelbildlich zur x -Achse zu den Bahnkurven der Punkte C_1 und C_2 mit der Zuordnung C_1/C_4 und C_2/C_3 , Abb. 8. Um auch die konjugiert komplexen Koppelkurven rechnerisch zu erfassen, sind Änderungen in der impliziten Gleichung (4.1) erforderlich. Statt a , b und $\gamma = \angle ACB$ des Koppeldreiecks werden dazu die Länge der Koppelgeraden $c = AB$ und die Relativkoordinaten des Punkts C , nämlich $u = u_C$ in Richtung AB und $v = v_C$ senkrecht dazu vorgegeben. Werte $v < 0$ führen dann auf die Spiegelpunkte C_3 und C_4 . Das Programm GeoGebra macht es möglich, den in Gl. (4.1) einzusetzenden Winkel γ direkt zu messen, d.h. die Gl. (4.1) weiterhin zu verwenden, ohne auf die mathematisch vollständige, jedoch komplizierte Form mit isotropen (komplexen) Koordinaten zurückgreifen zu müssen [6, S. 66 ff.].

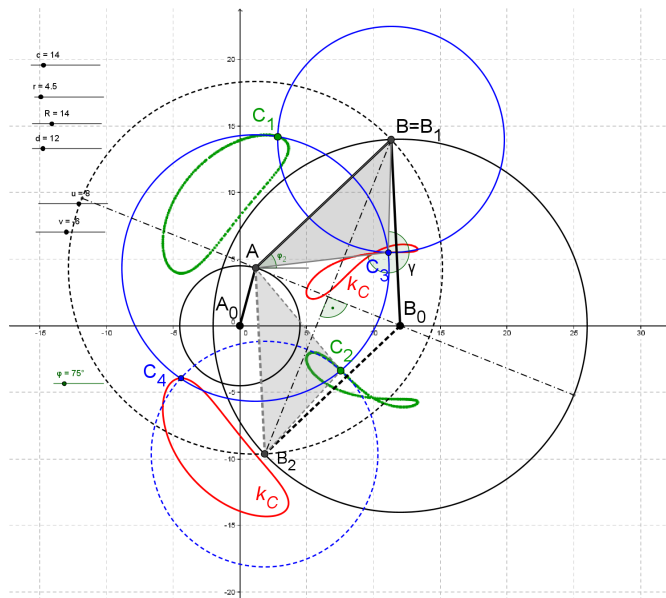


Abb. 8: Konjugierte Viergelenkgetriebe mit konjugiert komplexen Koppelkurven

Die einteiligen Koppelkurven der nicht umlauffähigen Viergelenkgetriebe bestehen bei genauerer Untersuchung ebenfalls aus zwei Teilen, die an den

Stellen ineinander übergehen, wo die Koppeldreiecke AB_1C_1 und AB_2C_2 zur Deckung kommen. Das kann nur an den sog. Doppelpunkten der einteiligen Koppelkurve passieren, bei denen sich die Koppelkurve selbst schneidet [15, 19]. Abb. 9 zeigt eine nicht umlauffähige Doppelschwinge (Totalschwinge) in beiden Einbaulagen. Ihre einteilige Koppelkurve (Koppelpunkt C des Koppeldreiecks ABC) setzt sich aus den beiden Anteilen zusammen, die der Punkt $C = C_1$ der ersten Einbaulage beschreibt und der Punkt C_2 der zweiten Einbaulage. Als Antrieb dient der Einfachheit halber weiterhin das Glied A_0A (Drehwinkel φ) für die Bewegungsbereiche der Totalschwinge. Die maximal drei reellen Doppelpunkte D_1, D_2, D_3 der einteiligen Koppelkurve liegen auch auf dem durch die sog. Fokalfunkte A_0, B_0, M_0 gehenden Kreis. Das Dreieck der Fokalfunkte ist dem Koppeldreieck ABC ähnlich. Der Punkt M_0 hat für den Satz von Roberts von der dreifachen Erzeugung einer Koppelkurve eines Viereckengetriebes Bedeutung.

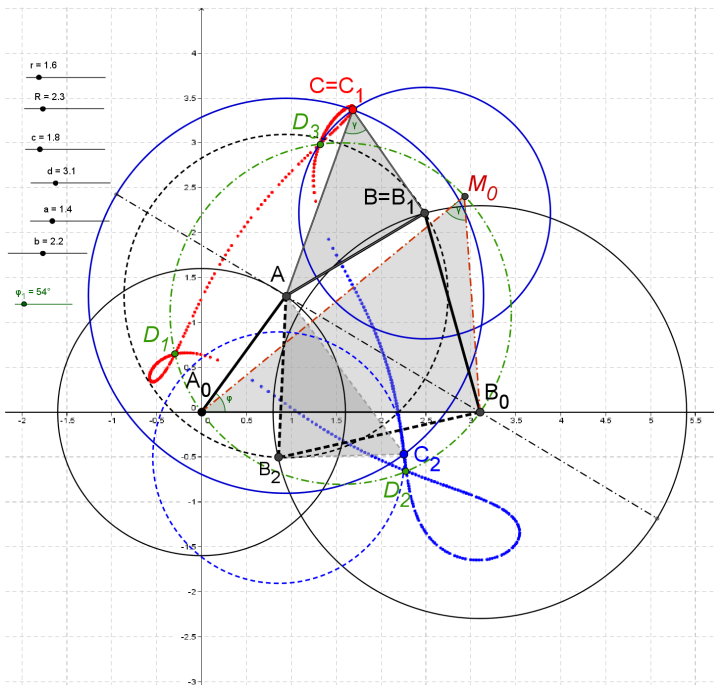


Abb. 9: Einteilige Koppelkurve (Punkt C) einer Totalschwinge mit Doppel- und Fokalfunkten

5 Zusammenfassung

Das Geometrie-Algebra-Programm GeoGebra ist für den Einsatz in der Lehre von der Getriebelehre sehr gut geeignet. Es hat einfache und auch hinsichtlich der Anzahl überschaubare Konstruktionsbausteine, die es nach kurzer Einarbeitungszeit erlauben, ein ebenes Getriebe mit Dreh- und Schubgelenken vom Typ und den Abmessungen her zu skizzieren und kinematisch zu untersuchen. Die hinter solchen Getriebeskizzen stehende mathematisch-geometrische Theorie ist anspruchsvoll, muss jedoch nicht von den Studierenden, die sich am Anfang der Beschäftigung mit Getrieben befinden, beherrscht werden. Die Ergebnisse in graphischer Form sind überzeugend und obendrein richtig. Selbst Abhandlungen bekannter und berühmter Getriebewissenschaftler von früher zu speziellen Themen werden mit GeoGebra verständlich und anschaulich und darum ein weiteres Mal für das Lernen des Studierenden nützlich.

Literatur

- [1] Hohenwarter, J.; Hohenwarter, M.: *Einführung in GeoGebra 4.2*, 2012, <http://www.geogebra.org>
- [2] Kaenders, R; Schmidt, R. (Hrsg.): *Mit GeoGebra mehr Mathematik verstehen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011, ISBN 978-3-8348-1757-0
- [3] Betz, A.: *Konforme Abbildung*. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag, 1948
- [4] Bieberbach, L.: *Einführung in die Funktionentheorie*, 3. Aufl. Stuttgart: Verlag B. G. Teubner, 1959
- [5] Spiegel, M. R.: *Komplexe Variablen – Theorie und Anwendung*. Düsseldorf: McGraw-Hill Book Company, 1977, ISBN 0-07-092016-8 (Schaum's Outline Series)
- [6] Wunderlich, W.: *Ebene Kinematik*. Mannheim/Wien/Zürich: Bibliographisches Institut AG, 1970 (BI-Hochschultaschenbuch Nr. 447/447a*)
- [7] Luck, K.; Modler, K.-H.: *Getriebetechnik – Analyse, Synthese, Optimierung*, 2. Aufl. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 1995, ISBN 3-540-57001-2
- [8] Beyer, R.: Getriebelehre und konforme Abbildung. In: *Reuleaux-Mitteilungen – Archiv für Getriebetechnik* 6 (1938), Nr. 5, S. 258

- [9] Hain, K.: *Getriebetechnik – Kinematik für AOS- und UPN-Rechner*. Braunschweig/Wiesbaden: Verlag Friedr. Vieweg & Sohn, 1981, ISBN 3-528-04193-5
- [10] Walther, A.; Schappert, H.: Numerische Behandlung des Gelenkvierecks. In: *Numerische Mathematik* 1 (1959), Nr. 2, S. 110-120
- [11] Walther, A.: Moderne Rechenanlagen – Hilfe und Vorbild für den Konstrukteur. In: *VDI-Zeitschrift* 100 (1958), Nr. 24, S. 1143-1157
- [12] Meyer zur Capellen, W.: Über die Koppelkurven des Zwillingkurbeltriebes. In: *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik (ZAMP)* 2 (1951), Nr. 3, S. 189-207
- [13] Meyer zur Capellen, W.: Ermittlung und Anwendung symmetrischer Koppelkurven mit sechspunktig berührendem Krümmungskreis. In: *Industrie-Anzeiger* 89 (1967), Nr. 17, S. 320-323
- [14] Luck, K.: Kinematische Analyse ebener Grundgetriebe in Matrizenschreibweise. In: *Wiss. Zeitschrift der TU Dresden* 19 (1970), Nr. 6, S. 1467-1474
- [15] Beyer, R.: *Technische Kinematik*. Leipzig: Verlag Johann A. Barth, 1931
- [16] Roberts, S.: On three-bar motion in plane space. In: *Proc. London Mathematical Society* 7 (1875), S. 14-23
- [17] Volmer, J.: Ein Beitrag zur Erzeugung von Koppelkurven. In: *Wiss. Zeitschrift der TH Dresden* 6 (1956/57), Nr. 3, S. 491-510
- [18] Hunt, K. H.: *Kinematic Geometry of Mechanisms*. Oxford: Clarendon Press, 1978, ISBN 0-19-856124-5
- [19] Eckhart, L.: Konstruktion der Doppelpunkte einer Koppelkurve. In: *Reuleaux-Mitteilungen – Archiv für Getriebetechnik* 4 (1936), Nr. 12, S. 697-698

VERGLEICH VON DYNAMISCH-INTERAKTIVER GEOMETRIESOFTWARE FÜR DIE MASSSYNTHESE VON EBENEN GETRIEBEN

Isabel Prause, Stefan Kurtenbach*, Chantal Weigel*,
Mathias Hüsing*, Burkhard Corves**

* Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen,
Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik (IGM)

Abstract

Die Nutzung von dynamisch-interaktiver Geometriesoftware im Rahmen der Getriebeentwicklung ist noch nicht fester Bestandteil der Konstruktors-Praxis, obwohl solche Programme bereits in einem sehr frühen Stadium der Entwicklung eingesetzt werden können. Da es eine Vielzahl von Geometrie-Programmen mit großen Unterschieden bezüglich der Verwendung von Syntheseverfahren, der grafischen Benutzeroberflächen oder auch der Benutzerfreundlichkeit gibt, wird in diesem Beitrag ein objektiver Vergleich von Getriebesoftware vorgestellt. Schlussendlich wird eine Empfehlung gegeben, welche Getriebesoftware effizient für die Lösung einer bestimmten Syntheseaufgabe im Rahmen der Getriebeentwicklung genutzt werden kann.

Using dynamic-interactive geometry software within the process of mechanism development has not become common practice, although this software can be applied in an early stage of mechanism development. Available nowadays is a huge number of software differing from the implementable dimensional synthesis procedure, the graphic user interface and the user-friendliness. Thus, an impartial comparison of dynamic-interactive geometry software can be carried out. Finally, a recommendation linking software with a certain synthesis procedure is published.

1 Einführung

Dynamische Geometriesoftware bietet vielfältige Möglichkeiten für die Synthese und Analyse von Getrieben und Mechanismen. Sie stellt eine effiziente Alternative zu analytischen und numerischen Berechnungsverfahren dar. Zudem eröffnen sich Möglichkeiten, die sich bei der Synthese auf Papier nicht ergeben. Dementsprechend verschieden sind auch die jeweils zur Verfügung stehenden Funktionen. Allen Programmen ist dabei gemein, dass sie einen hohen Abstraktionsgrad für Getriebe und Mechanismen aufweisen.

Im Stand der Technik (Kapitel 2) werden Programme in verschiedene Gruppen eingeteilt und vorgestellt. Die Unterschiede und Gemeinsamkeiten werden hier herausgearbeitet und gegenübergestellt. Berücksichtigung finden dabei auch verschiedene Getriebearten, welche mit Hilfe der jeweiligen Software synthetisiert werden können. Es werden spezifische Eigenschaften verschiedener Programme aufgezählt, welche sie von anderen Programmen unterscheiden.

Anhand des Vergleichs im Stand der Technik werden Programmgruppen ausgewählt, die sich besonders zur Synthese von Getrieben und Mechanismen eignen. Hierbei spielen die Anwenderfreundlichkeit und das Betriebssystem eine Rolle. Die Auswahlkriterien und die ausgewählten Programmgruppen werden vorgestellt und näher beschrieben. Zu Vergleichszwecken wird den Geometrieprogrammen ein Getriebeanalyseprogramm gegenüber gestellt

Anschließend werden verschiedene Syntheseverfahren [1, 2] vorgestellt und erläutert (Kapitel 3). Diese Verfahren werden im Folgenden zur Bewertung der Geometrieprogramme verwendet, so dass Möglichkeiten und Grenzen hinsichtlich der Getriebesynthese bestimmt werden können (Kapitel 4). Im Einzelnen werden gängige Syntheseverfahren der Getriebetechnik in dem ausgewählten Programm umgesetzt, um Vor- und Nachteile aufzeigen zu können. An dieser Stelle ergeben sich ebenfalls Erkenntnisse hinsichtlich der Verwendbarkeit der verschiedenen Software für unterschiedliche Getriebearten.

Abschließend wird ein Vergleich der untersuchten Programme durchgeführt (Kapitel 5), indem die Ergebnisse der Untersuchungen tabellarisch ausgewertet werden. Daraus ergeben sich Empfehlungen für die Nutzung von Programmen, um beispielsweise bisher schwierig oder nicht geometrisch-

dynamisch synthetisierbare Getriebearten mit Hilfe von Software für Studenten in der Lehre zugänglich zu machen.

Ziel dieses Beitrags ist daher die Analyse und Bewertung von Geometriesoftware zur Synthese von Mechanismen und Getrieben. Als eine Referenz wird hierzu die derzeit am IGM genutzte dynamische Geometriesoftware *Cinderella* genutzt. Momentan sind beispielsweise Kurven- und Rädergetriebe mit dynamischer Geometriesoftware nicht oder nur teilweise synthetisierbar. Auch sorgen manche Eigenheiten spezieller Programme für Probleme im Lösungsprozess. Es soll aufgezeigt werden, welche Programme weniger fehleranfällig sind bzw. ob es Programme gibt, bei denen anfängliche Fehler unter Umständen im Nachhinein korrigiert werden können, um den Lösungsprozess weniger zeitaufwändig gestalten zu können. Damit werden Optimierungspotentiale hinsichtlich Funktionalität, Benutzerfreundlichkeit und allgemeiner Anwendbarkeit herausgestellt.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel wird ein Überblick über derzeit verfügbare, dynamische Geometriesoftware gegeben. Die meisten Programme bieten eine interaktive Modellaktualisierung, mit deren Hilfe die Auswirkungen von Veränderungen einer Konstruktion analysiert werden können. So können die vorgestellten Programme bereits in den frühen Phasen der Produktentwicklung, insbesondere bei der Konzeptfindung, äußerst hilfreich sein. Hierzu wird eine Einteilung in verschiedene Gruppen, wie in Abb. 1 dargestellt, vorgenommen. Generell gibt es mittlerweile neben den 2D-Programmen bereits 3D-Programme sowie CAD-Systeme, mit denen ebenfalls Getriebe synthetisiert werden können [3, 4]. Dieses Paper beschränkt sich allerdings auf die Analyse von ebenen Getrieben mit Hilfe der 2D-Programme, die an unterschiedliche Zielgruppen gerichtet sind und zahlreiche Entwurfsmöglichkeiten bieten.

Gruppe A – Schulgeometriesoftware:

Eine recht große Anzahl der verfügbaren dynamischen Geometriesoftware wurde für den Gebrauch im Bereich der Schulmathematik entwickelt. Ziel dieser Software ist ursprünglich, Schülern und auch Studenten einen anderen Zugang zu Geometrie zu verschaffen als es der Umgang mit Papier, Zirkel und Lineal erlaubt. Parameter können verändert und deren Auswirkungen auf die Konstruktion direkt erfahren, Elemente einer Konstruktion mit

der Maus angefasst und bewegt, sowie Geometrieanimationen durchgeführt werden.

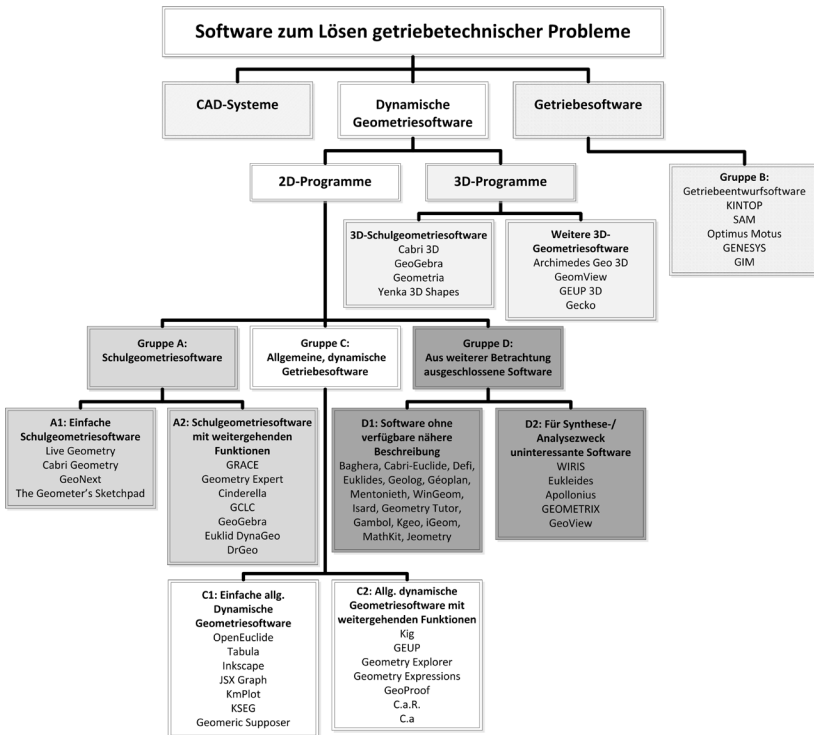


Abb. 1: Einteilung der Getriebesoftware in unterschiedliche Gruppen

Die verschiedenen Programme werden als Möglichkeit beworben, ein tiefergehendes Verständnis für Geometrie zu eröffnen. Die Benutzeroberfläche wird überwiegend als intuitiv und einfach zu bedienen beschrieben.

Gruppe A1 – Einfache Schulgeometriesoftware:

Diese Software bietet die Möglichkeit, interaktive und dynamische Zirkel- und Linealkonstruktionen zu erstellen und anschließend mit diesen zu experimentieren. Geometrische Figuren aktiv und interaktiv konstruieren und manipulieren zu können (zum Beispiel durch Transformationen und vielfältige nachträgliche Variation und dynamische Veränderung), ermöglicht es, geometrische Probleme zu visualisieren und zu lösen. Es wird ebenfalls

Wert auf eine intuitiv benutzbare Oberfläche gelegt. Abb. 2 zeigt das Beispielprogramm dieser Gruppe.

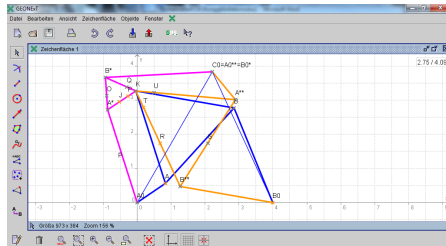


Abb. 2: Beispielprogramm der Gruppe A1 (GEONExT [5])

Gruppe A2 – Schulgeometriesoftware mit weitergehenden Funktionen:

Die an dieser Stelle vorgestellte Software besitzt Funktionen, welche über bloße Zirkel- und Linealkonstruktionen hinausgehen.

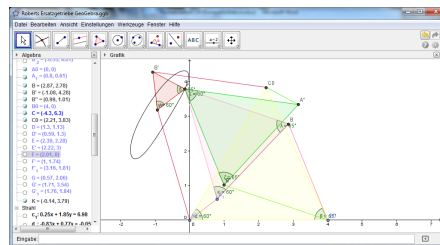


Abb. 3: Beispielprogramm der Gruppe A2 (GeoGebra [6])

Verschiedenste geometrische Konstruktionen wie z.B. **Ersatzgetriebe nach ROBERTS** und eine anschließende interaktive Manipulation können durchgeführt werden. Diese Möglichkeit des interaktiven Arbeitens lässt den Benutzer Experimente mit mathematischen Prinzipien der Schulgeometrie durchführen. Die Verwendung von Farben wird von den meisten Programmen ermöglicht, was eine höhere Übersichtlichkeit, insbesondere von komplexeren Konstruktionen, gewährleistet.

Gruppe B – Getriebeentwurfsoftware:

Getriebeentwurfsoftware wurde im Gegensatz zu den Geometrieprogrammen gezielt für den Getriebeentwurf entwickelt und bietet dementsprechend starke Analysefunktionen aber auch Synthesemöglichkeiten, wie beispielsweise den in Abb. 4 dargestellten Wizard zur Drei-Lagen-Synthese im Beispielprogramm SAM, welches im folgenden Programmvergleich aufgeführt

wird. Die Durchführung des Satzes von Roberts, wie beispielhaft in Abb. 2 und 3 für zwei Programme dargestellt, ist mit SAM nicht möglich. Eine besonders interessante und flexible Vorgehensweise bietet das Programm Genesis anhand der Methodik Bearbeitungsstrategie [7]. Da die Gruppe der Getriebeentwurfsoftware in Bezug auf die Synthese vergleichsweise speziell zugeschnittene Verfahren anbietet, wird diese Gruppe wie in Abb. 1 dargestellt gesondert betrachtet.

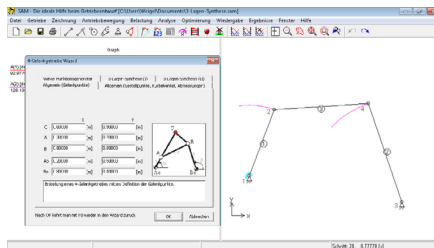


Abb. 4: Beispielprogramm der Gruppe B (SAM [8])

Im Vergleich zu der Software der vorangegangenen Gruppen gibt es keine Geometriewerkzeuge sondern Getriebegliedwerkzeuge oder Lagerwerkzeuge zur Auswahl von Festlagern oder Schiebern.

Gruppe C – Allgemeine dynamische Geometriesoftware:

In dieser Gruppe finden sich Programme, die - im Gegensatz zur Schulgeometriesoftware (Gruppe A) - keine spezifische Zielgruppe als Entwicklungshintergrund aufweisen. Dennoch lassen sich gewisse Parallelen zu Programmen der Gruppe A feststellen. Das Grundprinzip der dynamisch erlebaren Geometrie liegt allen Programmen zugrunde. Auch in dieser Gruppe ist die Einteilung in einfache Geometriesoftware und solche mit weitergehenden Funktionen sinnvoll.

Gruppe C1 – Einfache allgemeine dynamische Geometriesoftware:

Die dieser Gruppe zuzuordnende Software hat Ähnlichkeiten mit der Gruppe A1 und bietet Grundfunktionen zur Erstellung geometrischer Funktionen, welche jedoch grundlegender und zum Teil einfacher sind als die anderer Gruppen. Ein Screenshot der dieser Gruppe zugehörigen Beispielssoftware *OpenEuclide* ist in Abb. 5 dargestellt.

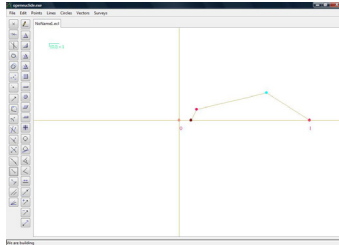


Abb. 5: Beispielprogramm der Gruppe C1 (*OpenEuclid* [9])

Gruppe C2 – Allgemeine dynamische Geometriesoftware mit weitergehenden Funktionen:

Die Grundfunktionen dieser Gruppe sind denen der Gruppe A2 ähnlich. Objektattribute wie Farbe, Stil, Breite oder Sichtbarkeit können beispielsweise zur Erhöhung der Übersichtlichkeit verändert werden. Die Zoomfunktion ermöglicht es, Details näher zu betrachten, während unbegrenztes Wiederholen bzw. Rückgängig machen zur Benutzerfreundlichkeit beiträgt. Auch die Verwendung von Makros kann komplexere Konstruktionen wesentlich vereinfachen. Die Möglichkeit der visuellen Modifizierung von Konstruktionen direkt auf dem Bildschirm bietet die gewünschte Interaktivität. Die Abb. 6 zeigt hierzu die Umsetzung des Verfahrens nach ROBERTS in dem dieser Gruppe zugehörigen Beispielprogramm *Zirkel und Lineal*.

Gruppe D – Aus weiterer Betrachtung ausgeschlossene Software:

In diesem Kapitel sind dynamische Geometrieprogramme zusammengestellt, welche für die weitere Betrachtung im Rahmen dieses Beitrags uninteressant sind. Die Gründe hierfür liegen zum einen darin, dass wenig bis gar keine Informationen zu diesen Programmen zur Verfügung stehen (Gruppe D1), zum anderen an der Ausrichtung der Programme (Gruppe D2, beispielsweise Rechenprogramm bzw. Formeleditor oder primär pädagogische Vorgehensweise), welche sie für die Benutzung zur Getriebe- und Mechanismenanalyse bzw. –synthese uninteressant macht.

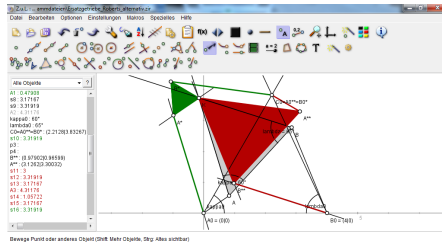


Abb. 6: Beispielprogramm der Gruppe C2 (*Zirkel und Lineal*) [10]

Tab. 1 zeigt einen Vergleich der zur näheren Untersuchung ausgewählten Programme der Gruppen A, B und C. Dabei werden grundsätzliche Eigenschaften und Funktionen der Programme gegenübergestellt. Ein „-“ bedeutet, dass zu diesem Punkt keine Informationen vorliegen. Die Verfügbarkeit des Quellcodes für ein Programm macht dieses einfach erweiterbar und eröffnet so weitere Anwendungsmöglichkeiten.

Tab. 1: Vergleich der Referenzprogramme hinsichtlich der Funktionen

Programm	Zugmodus	Messungen	Koppelkurven	Animationen	Farbvariation	Beschriftungen	Inkl. Quellcode	Importmög.	Exportmög.	Betriebssystem
A1: <i>GEONExT</i>	+	+	+	+	+	+	k.A.	*.geo	*.html	Alle
A2: <i>GeoGebra</i>	+	+	+	+	+	+	+	*.ggb	*.html	Alle
B: <i>SAM</i>	+	+	+	+	+	+	k.A.	*.sam, *.dxf, *.txt	*.sam, *.dxf, *.txt	Windows
C1: <i>OpenEuclide</i>	-	-	-	-	-	-	k.A.	k.A.	*.png	Windows GNU
C2: <i>Zirkel und Lineal</i>	+	-	+	+	+	+	+	*.zir, *.job, *.zirz, *.jobz	*.html, *.png, *.eps, *.pdf, *.svg, *.fig	Java
<i>Cinderella</i> (A2) [11]	+	+	+	+	+	+	0	*.cdr	*.html, *.jpeg, *.png, *.pdf	Alle

3 Beschreibung relevanter Syntheseverfahren

Die Beschreibung der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Syntheseverfahren kann nach der Getriebeart in diejenigen für Kurbelgetriebe, für Kurvengetriebe und für Rädergetriebe unterteilt werden.

Kurbelgetriebe

Als erste Getriebeart wird hier das Kurbelgetriebe behandelt, für welches zugleich die größte Anzahl an Syntheseverfahren zur Verfügung steht.

In manchen Programmen ist es möglich, **Koppelkurven** oder **Krümmungsmittelpunkte** direkt anzeigen zu lassen. In anderen Programmen ist eine manuelle Konstruktion durchzuführen, deren Aufwand unterschiedlich hoch sein kann.

Die **Drei-Lagen-Synthese** ermöglicht es, Getriebe zu synthetisieren, welche drei definierte Lagen durchfahren sollen. Dies kann für verschiedene Anwendungen von Nöten sein. Daher muss überprüft werden, ob die verschiedenen Programme die für die Drei-Lagen-Synthese notwendigen Werkzeuge enthalten und wie hoch der mit der Durchführung der Synthese verbundene Aufwand ist.

Der **Satz von ROBERTS** ermöglicht die Konstruktion zweier Ersatzgetriebe für ein viergliedriges Kurbelgetriebe, welche die gleiche Koppelkurve zu erzeugen vermögen. Um die Synthese dieser ROBERTS'schen Ersatzgetriebe mit Hilfe dynamischer Geometriesoftware realisieren zu können, bedarf es einer Möglichkeit, Winkel zu übertragen sowie Parallelen zu ziehen.

Wenn ein Getriebe sich in einer Totlage befindet, kehrt sich die Bewegung des Abtriebsgliedes um, während sich das Antriebsglied stetig weiterbewegt. Die Ermittlung der kinematischen Parameter unter Beachtung gewisser Randbedingungen ist mit Hilfe der **klassischen Totlagensynthese** oder der **ALT'schen Totlagensynthese** möglich. Beide Verfahren eignen sich jeweils für bestimmte Kombinationen bekannter bzw. unbekannter Größen. Als benötigte Konstruktionselemente sind für die Totlagensynthese insbesondere Winkelwerkzeuge zum Abtragen fester Winkel nötig, außerdem muss die Möglichkeit zur Konstruktion von Mittelsenkrechten gegeben sein. Außerdem müssen Schnittpunkte erstellt und Kreise sowie Geraden durch Punkte erzeugt werden können.

Kurvengetriebe

Aus dem Bereich der Kurvengetriebe wird die Ermittlung der **Führungs- und Arbeitskurve** vorgestellt. Dieses Verfahren dient der Synthese der Kurvenscheibenkontur zur Realisierung der Übertragungsfunktion eines Kurvengetriebes.

Rädergetriebe

Die letzte an dieser Stelle behandelte Getriebeart ist das Rädergetriebe. Das hierzu zur Verfügung stehende Syntheseverfahren dient der Erzeugung von Ersatzrädergetrieben. Aus verschiedenen Gründen kann es erforderlich sein, dass zu einem vorhandenen Rädergetriebe ein **Ersatzrädergetriebe** benötigt wird, welches die Erzeugung der gleichen Zykloide ermöglicht. Hierzu gibt es die Möglichkeit, zwei verschiedene viergliedrige Ersatzrädergetriebe zu synthetisieren. Grundlage hierfür ist die Bestimmung von Relativpolen sowie die Erzeugung von Parallelen, Kreisen und Geraden durch bestimmte Punkte und Schnittpunkte.

4 Analyse der Referenzprogramme

Die Anwendbarkeit verschiedener Syntheseverfahren der Getriebetechnik mit Hilfe der ausgewählten dynamischen Geometriesoftware (siehe Tab. 1) sowie des Programms SAM soll nun analysiert werden. Die zuvor erwähnten Syntheseverfahren werden beispielhaft anhand von *GeoGebra* dargestellt. Dabei wird jeweils ein Vergleich zu den anderen Programmen gezogen.

Krümmungsmittelpunkte lassen sich in *GeoGebra* nicht automatisch erzeugen. Allerdings kann die Konstruktion mit Hilfe des **Satzes von BOBILLIER** zügig und problemlos, wie in Abb. 7 dargestellt, durchgeführt werden.

Als klassisches Getriebeanalyseprogramm bietet das Programm SAM die automatische Berechnung von Krümmungsmittelpunkten bzw. Krümmungsmittelpunktbahnen. Die Konstruktion von Krümmungsmittelpunkten ist in *GEONExT* und *Cinderella* aufwändiger als in *GeoGebra*, in *Zirkel und Lineal* etwa gleich gut durchführbar wie in *GeoGebra* und in *OpenEuclide* nicht umsetzbar. Als Gründe dafür sind eine fehlende Maus-integrierte Zoom und Pan-Funktion, sowie eine aufwändigere Winkelübertragung zu nennen (insbesondere bei *Cinderella*, *GEONExT*).

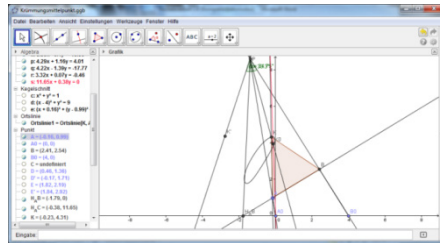


Abb. 7: Krümmungsmittelpunktkeonstruktion in *GeoGebra*

Die **Drei-Lagen-Synthese** (hier beispielhaft für drei Punkte einer Übertragungsfunktion) lässt sich in *GeoGebra* schnell und einfach umsetzen. Einmal ausgemessene Winkel können unter Angabe des Winkelnamens erneut abgetragen werden. Dies verringert die Fehleranfälligkeit und beschleunigt die Arbeit. Außerdem gibt es ein Werkzeug zur Erstellung von Mittelsenkrechten, sodass die Konstruktionsschritte der Verbindung zweier Punkte und der Bestimmung des Mittelpunktes vor der Erstellung der Senkrechten im Mittelpunkt entfallen. Dadurch sind weniger Konstruktionselemente nötig, wie in Abb. 8 zu sehen, wodurch die Übersichtlichkeit verbessert wird.

In *GEONExT*, *Zirkel und Lineal* sowie *Cinderella* ist die Drei-Lagen-Synthese mit mehr Aufwand verbunden als in *GeoGebra*, da dort hilfreiche Konstruktionswerkzeuge nicht zur Verfügung stehen (in *GEONExT* und *Cinderella* existiert keine in die Maus integrierte Zoom und Pan-Funktion, in *Zirkel und Lineal* ist die Winkelübertragung aufwendig). Je nach Aufgabenstellung bietet *SAM* eine automatische Drei-Lagen-Synthese. In einigen Fällen können Probleme der Drei-Lagen-Synthese in *SAM* jedoch leider nicht gelöst werden. Lösbar sind alle Probleme, bei denen für drei Lagen die exakten Koordinaten gegeben sind (entweder Gestell- oder Koppelgelenke). Sind allerdings nur Winkelvorgaben für die Lagen eines der Glieder vorhanden, so kann die Aufgabe mit *SAM* nicht gelöst werden. *OpenEuclide* bietet keine sinnvolle Möglichkeit zur Drei-Lagen-Synthese.

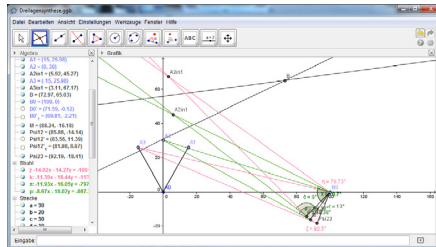


Abb. 8: Drei-Lagen-Synthese für drei Punkte einer Übertragungsfunktion in *GeoGebra*

Die Konstruktion beider **Ersatzgetriebe nach ROBERTS** lässt sich in *GeoGebra* im Vergleich zu *GEONExT* zügiger umsetzen und ist ebenso vollständig möglich. Auch die Variation von Farben und Liniendicken ist hier möglich.

Im linken Teil der Benutzeroberfläche von *GeoGebra*, siehe Abb. 3, sind sämtliche für die Konstruktion benutzten geometrischen Elemente, sortiert nach ihrer Art, aufgeführt. In dieser Aufzählung sind auch die abgetragenen Winkel κ und λ inklusive ihrer zahlenmäßigen Werte in Grad dargestellt, sodass sich ein Nachmessen der Winkel erübrigt. Dies beschleunigt die Konstruktion der Ersatzgetriebe und vermindert die Fehleranfälligkeit gegenüber manuellem Übertragen der jeweiligen Winkelgrößen.

GEONExT liegt in der Konstruktion der Ersatzgetriebe nach ROBERTS gleichauf mit *GeoGebra*, in *Zirkel und Lineal* ist die Konstruktion mit etwas mehr Aufwand (hinsichtlich Winkelübertragung, Abmessung der Winkel) als bei den vorherigen Programmen verbunden. *SAM*, *OpenEuclide* und *Cinderella* bieten keine oder nur sehr mäßige Eignung für dieses Verfahren, da hilfreiche Konstruktionselemente fehlen.

Die **ALT'sche Totlagensynthese**, wie das Beispiel in Abb. 9 zeigt, lässt sich in *GeoGebra* recht schnell und einfach durchführen. Die Winkel können als φ_H bzw. ψ_H bezeichnet werden, jedoch ohne den benötigten Faktor $\frac{1}{2}$ davor, die Winkelbezeichnungen können also keine Zahlen enthalten. Dieses Problem kann durch Ausschreiben der nötigen Zahlen gelöst werden, jedoch werden dadurch Winkelbezeichnungen in der Zeichnung sehr groß. Sämtliche andere Konstruktionselemente können frei so bezeichnet werden, wie es dem Benutzer beliebt.

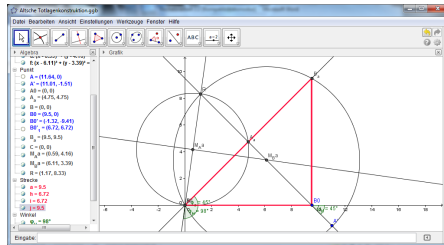


Abb. 9: Alt'sche Totlagenkonstruktion in GeoGebra

Die **klassische Totlagensynthese**, wie beispielhaft in Abb. 10 dargestellt, kann in *GeoGebra* ebenfalls ohne Probleme durchgeführt werden. Auch die Möglichkeit des schnellen Ein- und Ausblendens von Konstruktionselementen mit Hilfe der linken Spalte des Fensters gestaltet die Konstruktion übersichtlicher.

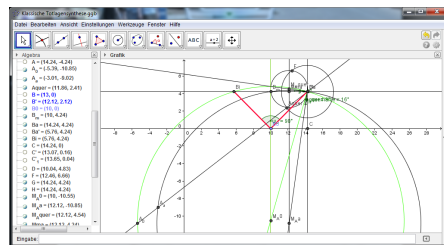


Abb. 10: Klassische Totlagenkonstruktion in GeoGebra

In der Durchführung der Totlagensynthese lassen sich sowohl *GeoGebra*, als auch *Zirkel und Lineal* als besonders gut geeignet nennen. Prinzipiell möglich, aber mit etwas mehr Aufwand verbunden ist die Durchführung der Verfahren in *GEONExT* und *Cinderella* (keine Mausfunktion für Zoom/Pan), während *SAM* und *OpenEuclide* vollkommen ungeeignet sind, da zum einen derartige Konstruktionen nicht vorgesehen sind und zum anderen auch die entsprechenden Konstruktionswerkzeuge fehlen.

Die Erstellung der **Führungs- und Arbeitskurve** bereitet den meisten Programmen Probleme, da keines der Programme speziell für die Entwicklung von Kurvengetrieben ausgelegt ist. Lediglich in *GeoGebra* ist eine solche Konstruktion auf Basis der Definition der Übertragungsfunktion möglich.

GeoGebra ermöglicht eine zügige und problemlose Konstruktion beider **Ersatzrädernetze**, wie das Beispiel in Abb. 11 zeigt. Dabei wird bei der

Konstruktion der Ersatzradergetriebe zunächst von einer variablen Übersetzung ausgegangen.

Zirkel und Lineal sowie *GeoGebra* bieten eine zügige und einfache Konstruktion der Ersatzradergetriebe, jedoch ist nur bei *GeoGebra* ein variables Übersetzungsverhältnis realisierbar. Mit Mehraufwand ist diese in *GEONExT*, *SAM* und *Cinderella* aufgrund der bereits erwähnten Schwachstellen bei der Bedienung verbunden. Lediglich *OpenEuclide* bietet keinerlei Möglichkeit zur Konstruktion von Ersatzradergetrieben, da die notwendigen Konstruktionselemente fehlen (z.B. Kreis mit festem Radius, Vektorpfeile).

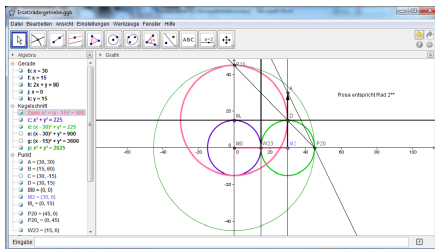


Abb. 11: Ersatzradergetriebe in GeoGebra

5 Auswertung

Insgesamt zeigt sich, dass für die Anwendung getriebetechnischer Syntheseverfahren mit dynamischer Geometriesoftware einige Funktionen Voraussetzung für die grundsätzliche Eignung sind, während weitere eine herausragend gute Eignung oder Benutzerfreundlichkeit mit sich bringen.

So ist es beispielsweise sinnvoll, wenn Koordinaten bestimmter Punkte bzw. Strecken zwischen Punkten möglichst einfach ausgelesen bzw. ausgemessen werden können. Selbstverständlich werden auch Geraden- und Kreiswerkzeuge, sowie Werkzeuge zur Erstellung von Parallelen und Senkrechten benötigt. Beispielsweise ist es zur Totlagensynthese nötig, definierte Winkel ausmessen und abtragen bzw. übertragen zu können.

Das Ausblenden zur weiteren Konstruktion nicht mehr benötigter Konstruktionselemente trägt zur Übersichtlichkeit während der Konstruktion bei, ebenso wie eine möglichst freie Benennung der Konstruktionselemente. Neben dem Ausblenden nicht benötigter geometrischer Elemente hilft auch die Auswahl verschiedener Farben und Liniendicken bei der Übersichtlichkeit von Konstruktionen. Besonders angenehm wird die Benutzung von dynamischen

scher Geometriesoftware, wenn sowohl Zoom- als auch Pan-Funktionen direkt mit der Maus durchgeführt werden können. Von Vorteil ist ebenfalls eine Rückgängig-Funktion, mit deren Hilfe Fehler schnell revidiert werden können.

Zusammenfassend sind die beschriebenen und für die Getriebesynthese wichtigen Programmfunktionen in Tab. 2 aufgelistet.

Tab. 2: Wichtige Programmfunktionen

Programm	Auslesen von Koordinaten	Geraden-/Kreiswerkzeug	Parall. + Senkr.	Ausblendungsfunktion	Variation von Farben	Beschriftungen	Variation von Linienstärken	Zoomfunktion (mit Maus)	Panfunktion (mit Maus)	Rückgängigfunktion	Winkelübertragung ⁴⁾	Mittelsenkrechtenkonstr	Erstellung von Ortskurven
A1: GEONExT	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+	-	-	+
A2: GeoGebra	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
B: SAM	+	-	-	-	+	+	-	+	-	+	-	-	+
C1: OpenEuclide	+ ¹⁾	+	+ ¹⁾	-	-	-	+	- ²⁾	- ²⁾	- ³⁾	-	-	-
C2: Z.u.L.	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+	+
Cinderella (A2)	+	+	+	+	+	+	+	-	-	+	-	-	+

1) nach Extrakonstruktion

2) überhaupt keine Zoom- oder Panfunktion vorhanden

3) theoretisch ja, aber es funktioniert nicht

4) direktes Abtragen von einmal erstellten Winkeln unter Benutzung des Winkelnamens

Im Folgenden soll nun ein Vergleich der Programme der verschiedenen Gruppen gezogen werden. Zur Veranschaulichung dient die Tab. 3, in welcher die jeweiligen Beispielprogramme der verschiedenen Gruppen aufgeführt sind, sowie die mit dem jeweiligen Programm möglichen Synthese- und Analyseverfahren. Dabei bedeutet „+“ eine besonders gute Eignung, „0“ steht dafür, dass das Verfahren möglich ist, aber nicht besonders einfach und „-“ steht für keine bzw. äußerst schlechte Eignung.

Die erste **Gruppe A1** (GEONExT) eignet sich prinzipiell für beinahe alle Verfahren, jedoch ausschließlich für die Ersatzgetriebe nach ROBERTS besonders gut. Die Eignung ist bei den übrigen Verfahren nicht außerordentlich gut, sondern eher normal bzw. mit erhöhtem Aufwand verbunden. Im Ver-

gleich zu *Cinderella* können die Programme als in etwa gleich gut geeignet bezeichnet werden.

Tab. 3: Vergleich dynamischer Geometrieprogramme und SAM

Programm	DREI-LAGEN-SYNTHESE	Ersatzgetriebe nach ROBERTS	Klassische/ALT'sche Totlagensynthese	Ermittlung der Führungs- und Arbeitskurve	Ersatzrädernetriebe
A1: <i>GEONExT</i>	0	+	0/0	-	0
A2: <i>GeoGebra</i>	+	+	+/+	+	+
B: <i>SAM</i>	+	-	-/-	-	0
C1: <i>OpenEuclide</i>	-	-	-/-	-	-
C2: <i>Zirkel und Lineal</i>	0	0	+/+	-	0
<i>Cinderella</i> (A2)	0	-	0/0	-	0

Gruppe A2 (*GeoGebra*) zeigt eine besonders gute Eignung für die beschriebenen Syntheseverfahren. Im Vergleich zu *Cinderella* ist *GeoGebra* sogar besser für getriebetechnische Zwecke geeignet.

Gruppe B (*SAM*) zeigt bei gewissen Verfahren starke Vorteile, während es bei anderen Verfahren nicht zum Einsatz kommen kann. Die Drei-Lagen-Synthese ist im Programm implementiert und lässt sich äußerst zügig und einfach umsetzen. Dem gegenüber sind die Synthese von Ersatzgetrieben nach ROBERTS, die klassische sowie die ALT'sche Totlagensynthese, sowie das Verfahren nach FLOCKE mit Hilfe dieser Software nicht umsetzbar, da nicht programmiert. Auch die Synthese von Ersatzrädernetrieben ist zwar teilweise einfach, jedoch nicht vollständig möglich. Alles in allem lässt sich zusammenfassend sagen, dass diese Gruppe sinnvolle Programme zur Analyse und weniger zur Synthese bereitstellt. Dementsprechend übertrifft diese Programmgruppe *Cinderella* in allen hier behandelten Analyseverfahren, während einige Syntheseverfahren wiederum mit Hilfe von *Cinderella* besser bzw. überhaupt erst durchgeführt werden können.

Die mit Abstand am schlechtesten abschneidende Gruppe ist **Gruppe C1** (*OpenEuclide*). Sämtliche Syntheseverfahren sind nicht innerhalb sinnvoller Zeit durchzuführen. Daher ist diese Gruppe für getriebetechnische Zwecke vollkommen ungeeignet. Sie schneidet also wesentlich schlechter als *Cinderella* ab.

Ein besonderer Vorteil der **Gruppe C2** (*Zirkel und Lineal*) ist die besonders intuitive Bedienbarkeit. Die klassische sowie ALT'sche Totlagensynthese,

das Verfahren nach FLOCKE und die Konstruktion von Ersatzradergetrieben lassen sich besonders gut umsetzen. Mit mittelmäßigem Aufwand sind die DREI-LAGEN-SYNTHESE und die Ersatzgetriebe nach ROBERTS umzusetzen. Der Vergleich mit *Cinderella* zeigt auf beiden Seiten Stärken und Schwächen. So bietet *Zirkel und Lineal* eine einfachere und intuitivere Oberfläche, während *Cinderella* ein umfassenderes Spektrum an Synthesemöglichkeiten bereitstellt. Je nach Anwendungsfall wäre also *Zirkel und Lineal* vorzuziehen.

Cinderella sticht nicht als besonders geeignetes Programm heraus, obgleich es der empfehlenswerten **Gruppe A2** angehört. Abgesehen von wenigen Ausnahmen sind andere Programme für die Umsetzung der verschiedenen Verfahren besser geeignet. DREI-LAGEN-SYNTHESE, klassische und ALT'sche Totlagensynthese, sowie die Synthese von Ersatzradergetrieben sind umsetzbar, jedoch nicht besonders einfach durchzuführen. Ersatzgetriebe nach ROBERTS stechen in *Cinderella* als besonders schwer umzusetzen heraus, da die Winkelübertragung recht aufwendig ist. Es wäre dementsprechend sinnvoll, *Cinderella* in der Lehre durch andere kostenlose Programme zu ergänzen oder teilweise zu ersetzen.

Zusammenfassend kann also die **Gruppe A2** als besonders empfehlenswert eingestuft werden. Hierbei fällt auf, dass ein Grosteil der Programme der **Gruppe A2** kostenlos ist.

6 Zusammenfassung

Der vorgestellte Beitrag zeigt einen Vergleich von dynamischer Geometrie-software auf Basis umgesetzter Syntheseverfahren aus der Getriebetechnik. Dabei wurden zunächst relevante Programme identifiziert, voruntersucht und anschließend in Gruppen gleicher Funktionalitäten und Eigenschaften zusammengefasst. Jeweils ein Programm als Stellvertreter jeder Gruppe wurde ausgewählt, um im Detail verschiedene Syntheseverfahren (Lagensynthese, Totlagensynthese, etc.) zur Eignungsanalyse durchzuführen. Die Betrachtung weiterer Programme aus den jeweiligen Gruppen wird die allgemeinen Tendenzen nicht ändern, im spezifischen Anwendungsfall kann die Beurteilung jedoch anders ausfallen.

In der vorliegenden Untersuchung werden bei einfachen Aufgabenstellungen deutliche Zeitunterschiede in der Bearbeitung einer Aufgabe sowie große

Diskrepanzen in Fehleranfälligkeit und Benutzerfreundlichkeit bei der Anwendung von unterschiedlichen Geometrieprogrammen festgestellt.

Ergebnis der Untersuchung ist die Feststellung der besonderen Eignung insbesondere einer Gruppe, deren Stellvertreter das Geometrieprogramm GeoGebra ist. Diese Gruppe hat sämtliche Anforderungen erfüllt und kann daher ohne Einschränkungen für die Synthese von Koppel-, Kurven- und Rädergetriebe empfohlen werden.

Literatur

- [1] Luck, K.; Modler, K.-H.: Getriebetechnik: Analyse, Synthese, Optimierung, 2. Aufl.; Springer, Berlin; ISBN: 9783540570011
- [2] Kerle, H., Corves, B. Hüsing, M.: " Getriebetechnik: Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe" Teubner Verlag, 4., bearb. und erg. Aufl. 2011
- [3] Lonij, Guido; Hüsing, Mathias; Choi, Sung-Won; Corves, Burkhard: Development of a spherical linkage mechanism with the aid of the dynamic spatial geometry program GECKO, In: Proceedings of the 2nd European Conference on Mechanism Science / Hrsg. Marco G. Ceccarelli. -Berlin: Springer, 2009.- ISBN: 978-1-4020-8914-5, 978-1-4020-8915-2.
- [4] Lonij, Guido; Choi, Sung-Won; Corves, Burkhard: Interactive design of a robotic gripper system with the geometry program GECKO, In: Computational kinematics: Proceedings of the 5th International Workshop on Computational Kinematics / Andrés Kecskeméthy and Andreas Müller (ed.). [IFTtoMM]. -Berlin [u.a.]: Springer, 2009.- ISBN: 978-3-642-01946-3., S./Art.: 225-232
- [5] <http://geonext.uni-bayreuth.de/index.php?id=2394>, Zugriff am 22.06.2013
- [6] <http://www.geogebra.org/cms/de/info>, Zugriff am 22.06.2013
- [7] Braune, R.: Maßsynthese von Koppelgetrieben mit interaktiv gesteuerten Funktionsabfolgen - Ein Beispiel zur rechnerunterstützten Umsetzung des Konzeptes "Bearbeitungsstrategie" im Programmsystem GENESYS. Vortrag zum Fachkolloquium Getriebetechnik, Hannover 2003. Universität Hannover, Institut für Getriebetechnik, 2003.
- [8] <http://www.artas.nl/de/sam/sam-fur-spezialisten>, Zugriff am 22.06.2013
- [9] <http://coulon.publi.free.fr/openeuclide/>, Zugriff am 22.06.2013
- [10] http://zirkel.sourceforge.net/doc_de/Informationen.html, Zugriff am 22.06.2013
- [11] <http://www.cinderella.de/tiki-index.php>, Zugriff am 22.06.2013

DIE DIGITALE MECHANISMEN- UND GETRIEBBIBLIOTHEK ERÖFFNET NEUE MÖGLICHKEITEN FÜR DEN ANWENDER

T. Brix, U. Döring, S. Falke, V. Henkel

Technische Universität Ilmenau, torsten.brix@tu-ilmenau.de

Abstract

Der Artikel präsentiert neue Möglichkeiten der Nutzung der Digitalen Mechanismen- und Getriebebibliothek (DMG-Lib), die insbesondere im Rahmen eines EU-Projektes mit dem Namen thinkMOTION entstanden sind. Dabei stehen die Unterstützung von Ingenieuren bei der Lösung von Konstruktionsaufgaben, die Hilfen für einen mehrsprachigen Zugang zu getriebe-technischen Informationen sowie die Pflege und Erweiterung der DMG-Lib durch Anwender im Vordergrund. Darüber hinaus informiert der Beitrag über den derzeitigen Datenbestand, der durch die DMG-Lib verwaltet wird.

The paper presents new ways of using the Digital Mechanism and Gear Library (DMG-Lib) that are especially developed in the framework of an EU project called thinkMOTION. Focus is on the support of engineers in solving design problems, the support for multilingual access to technical content in all areas of the mechanism theory, as well as the maintenance and expansion of the DMG-Lib by users. In addition, the paper informs about the current number and composition of the DMG-Lib items.

1 Einführung

Bewegungseinrichtungen sind wichtige Bestandteile einer Vielzahl technischer Produkte, die oftmals Getriebe in unterschiedlichster Ausprägung enthalten. Die Aneignung und Nutzung von Wissen auf dem Gebiet der Getriebe und ihr zugrunde liegenden Mechanismen ist für jeden, der Bewegungseinrichtungen verstehen, konzipieren und auslegen will, unentbehrlich.

Um einen möglichst umfassenden und leichten Zugang zu getriebetechnischen Informationsquellen zu ermöglichen, wurde im Jahre 2004 die Digitale Mechanismen- und Getriebebibliothek (DMG-Lib) ins Leben gerufen [1,2]. Als internet-basierte Bibliothek (www.dmg-lib.org) verfolgt sie das Ziel, Informationen auf dem Gebiet der Bewegungstechnik zu sammeln, gegebenenfalls zu digitalisieren, zu archivieren, zu systematisieren und online zu präsentieren. Als Informationsquellen dienen alle denkbaren Speicherformen für Wissen, wie Bücher, Zeichnungen, gegenständliche Modelle, CAx-Modelle, Videos etc.

Mittlerweile bietet die DMG-Lib dem Anwender eine Vielzahl von Möglichkeiten für den Abruf der Informationsquellen und Medien, die umfangreich nachbearbeitet, vernetzt, multimedial aufbereitet und zum Teil mit zusätzlichen Informationen angereichert sind. Unterstützt durch eine semantische Information-Retrieval-Umgebung, bietet die DMG-Lib einen effizienten Informationszugang nicht nur für Ingenieure, sondern auch für Studenten, Lehrer, Historiker oder andere technisch interessierte Personenkreise.

Durch das EU-Projekt thinkMOTION, dessen Laufzeit von Mitte 2010 bis Mitte 2013 war, konnte der Datenbestand der DMG-Lib erheblich erweitert und internationalisiert werden. Neben der TU Ilmenau und der RWTH Aachen beteiligten sich die Baskische Universität Bilbao (Spanien), die Polytechnische Universität Timisoara (Rumänien), das Französische Institute für Höhere Mechanik in Clermont-Ferrand (Frankreich) und die Universität Cassino (Italien) an den Arbeiten. Durch die Aktivitäten auf europäischer Ebene ergaben sich neue Herausforderungen insbesondere in Bezug auf die Unterstützung der Mehrsprachigkeit, der Beachtung nationaler Besonderheiten (z. B. hinsichtlich der Rechtklärung) und der Koordinierung eines webbasierten, verteilten Arbeitens von mehr als 100 Personen. Diese führten zu Lösungsideen und Umsetzungen, die auch neue Möglichkeiten für den Anwender der DMG-Lib eröffnen.

In den nachfolgenden Abschnitten, beginnend mit einem Überblick über den derzeitigen Bibliotheksbestand, wird aus Sicht des Anwenders speziell die Unterstützung von Konstrukteurstätigkeiten, die Umsetzung eines mehrsprachigen Bibliothekszugangs sowie Pflege und Erweiterung der DMG-Lib mittels studentischer Arbeiten betrachtet.

2 Entwicklung des Bestandes

Die in der DMG-Lib gesammelten Informationsquellen sind sehr heterogen und umfassen nahezu alle Formen der Wissensspeicherung wie Fachbücher, Konferenzbeiträge, Bilder/Fotos, Zeichnungen, Filme/Videos, CAX-Modelle, gegenständliche Objekte etc. Allein schon durch die Berücksichtigung all dieser Speicherformen hebt sich die DMG-Lib weltweit von allen anderen Projekten zur Sammlung getriebetechnischen Wissens ab.

In Abb. 1 ist die Entwicklung des Datenbestandes der DMG-Lib über die letzten Jahre zu sehen. Deutlich erkennbar ist, dass es speziell in den letzten anderthalb Jahren zu einem deutlichen Zuwachs gekommen ist, der mit Hilfe des EU-Projektes thinkMOTION realisiert werden konnte [3].

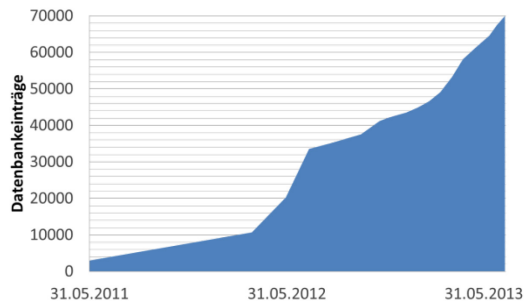


Abb. 1: Entwicklung des Datenbestandes der DMG-Lib

Derzeitig existieren über 70.000 Datenbankeinträge. Davon sind ca. 25.000 sogenannte Literatureinträge, die Fachbücher, Forschungsberichte, Lehrmaterialien, Konferenzbeiträge, Patentschriften und andere Textdokumente umfassen. Mit 36.000 Einträgen stellt die Rubrik Bilder eine große Fundgrube von Fotos, Zeichnungen, Skizzen, Grafiken etc. rund um die Getriebetechnik dar. Die Anzahl an detaillierten Beschreibungen von getriebetechnischen Lösungen liegt mittlerweile bei 1.600. Zum leichteren Verstehen kinematischer Zusammenhänge wurden ca. 2.500 interaktive Animationen erstellt. Zudem wurden Biografien von über 700 Personen, die einen Bezug zur Getriebetechnik haben, angefertigt (Abb. 2).

Seit Kurzem steht auch eine erste E-Learning-Reihe im Videoformat zur Verfügung, die durch Prof. i. R. Dr.-Ing. Reinhard Braune inhaltlich bearbeitet wurde und präsentiert wird. Im Mittelpunkt stehen dabei ungleichmäßig

übersetzende Getriebe. Sie zeigt beispielhaft, wie langjährige Lehr- und Forschungserfahrungen gepaart mit den modernen Möglichkeiten der Informationsverarbeitung dazu beitragen, qualitativ hochwertige und zugleich neuartige Materialien für das Selbststudium bereitzustellen.

The screenshot shows the DMG-Lib website homepage. At the top, there are navigation tabs: STARTSEITE, AKTUELLES, BÜCHERN, SICHER, DMG-LIB ERLEBEN, ÜBER UNS, and HILFE. Below the tabs is a search bar with the text 'Suchbegriff eingeben' and a dropdown menu for 'Alle Kategorien'. The main content area is titled 'Digitale Mechanismen- und Getriebelbibliothek' and features several sections:

- Innovativer Zugang zu weltweitem Wissen der Mechanismen- und Getriebetechnik**: A central heading.
- Literatur**: Includes 'Fachbücher, Zeitschriftenartikel, Forschungsberichte', 'Hochschuldrucken, Lehrmaterial, Getriebekataloge', '29489 Werke, davon 25631 im Volltext', and 'Besuchen Sie auch die Sammlung von Arthur Bock (1890 - 1991)'.
- Mechanismenbeschreibungen**: Includes 'Fundamente', 'Maschinen und Geräte', and '1627 Mechanismenbeschreibungen'. A note says 'Stöbern Sie in der Kategorie Koppelgetriebe oder nutzen Sie die Mechanismensuche.'
- Personen**: Includes 'Biografien von Persönlichkeiten der Getriebe- und Mechanismentechnik', 'Ausgewählte Personen im Zeitstrahl "Getriebetechnik im Wandel der Zeit"', and '5791 Personen'. A note says 'Stöbern Sie in der Liste der Biografien oder besuchen Sie den Zeitstrahl.'
- Interaktive Animationen**: Includes 'Interaktive Bücher mit animierten Abbildungen', 'Animationen von physischen Modellen', and '2492 interaktive Animationen'. A note says 'Blättern Sie im interaktiven Buch "Getriebetechnik: Grundlagen" von Johannes Volmer.'
- Bilder**: Includes 'Bilder von Personen, Modellen usw.', 'Clips und Bilder die aus vorhandener Literatur extrahiert wurden', and '36787 Bilder'. A note says 'Blättern Sie in der Liste der Bilder.'
- Weltweite Vernetzung**: Includes 'Mechanismen weltweit', 'Links zu weltweiten GetriebeModellsammlungen', 'Projekte auf dem Gebiet der Mechanismen- und Getriebetechnik', and 'Folgen Sie den Links zu den verschiedenen weltweiten Sammlungen und Projekten.'

On the right side, there is a 'thinkMOTION' logo and text: 'DMG-Lib opens Europeana', 'The thinkMOTION project is providing content for Europeana. The digitized content is part of the Digital Mechanism and Gear Library (DMG-Lib)'. Below this are logos for project partners from Germany, Spain, Romania, France, and Italy.

At the bottom left, there are logos for 'DMG-Lib (2004-2009)' and 'ICTPSP'. At the bottom right, there is a 'New in Bestand' section with a photo of Prof. Dr.-Ing. Reinhard Braune and text: 'E-Learning-Reihe "Ingenieurlich übertragene Content" Vortragsreihe von Prof. Dr.-Ing. Reinhard Braune'.

Abb. 2: Die DMG-Lib-Startseite mit der Bestandsübersicht

Zudem versucht die DMG-Lib mit der Rubrik „Mechanismen weltweit“ einen Überblick über interessante Projekte und digitale Sammlungen getriebetechnischen Wissens zu liefern.

Die softwaretechnische Architektur der DMG-Lib erlaubt ferner ein automatisches Abgreifen von Vorschaubildern und einigen Metadaten durch andere digitale Bibliotheken. So lassen sich z. B. nahezu alle DMG-Lib-Einträge auch über das Europeana-Portal [4], das den zentralen Zugang zum wissenschaftlichen und kulturellen Erbe Europas darstellt, auffinden.

3 Unterstützung der Konstrukteurstätigkeit

In Veröffentlichungen zur Konstruktionsmethodik wird abgeschätzt, dass Konstrukteure etwa 20 Prozent ihrer Arbeitszeit für die Suche nach Informationen [12] aufwenden. Vor diesem Hintergrund gewinnt der Einsatz moderner Informations- und Kommunikationstechnologien und von Online-

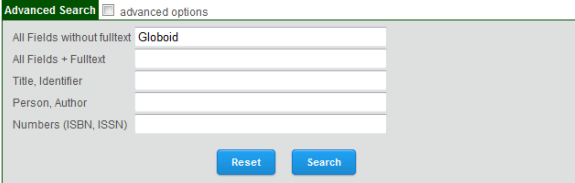
Repositorien zum Abrufen von Informationen mehr und mehr an Bedeutung. Nachfolgend werden vier ausgewählte Szenarien für typische Ingenieurertätigkeiten und deren Unterstützung durch die DMG-Lib beschrieben. Diese reichen vom Verschaffen eines allgemeinen Überblicks über ein Thema bis zur gezielten Suche nach einer Lösung für ein Bewegungsproblem.

3.1 Themenspezifischen Überblick

Die DMG-Lib unterstützt den Konstrukteur bei der Einarbeitung in getriebetechnische Aufgabenstellungen. Hierfür stehen verschiedenen Möglichkeiten zur Verfügung. Um sich einen ersten Überblick über eine Thematik zu verschaffen, kann eine einfache oder eine erweiterte Suchmaske (Abb. 3) zur Anwendung kommen, um relevante Inhalte im DMG-Lib-Portal zu finden.

Auf diese Weise kann der Ingenieur nach einem Thema im Volltext der Dokumente oder in den beschreibenden Metadaten suchen. Mit Hilfe logischer Verknüpfungen können auch komplexe Suchanfragen generiert werden. Die DMG-Lib erzeugt auf Suchanfragen Listen mit den Ergebnissen, die Vorschaubilder und Symbole für den Informationstyp, wie z. B. Literatur, Bild, Video, interaktive Animation, enthalten (Abb. 4).

Die Ergebnisliste ist mit weiteren Seiten, die detaillierten Beschreibungen, alle Metadaten und verschiedene Links enthalten, verknüpft. Daneben werden die Suchbegriffe in den Volltexten hervorgehoben und sind auch als Sprungmarken innerhalb eines Dokumentes nutzbar (Abb. 5).



Advanced Search advanced options

All Fields without fulltext:

All Fields + Fulltext:

Title, Identifier:

Person, Author:

Numbers (ISBN, ISSN):

Abb. 3: Eingabemaske für die erweiterte Suche

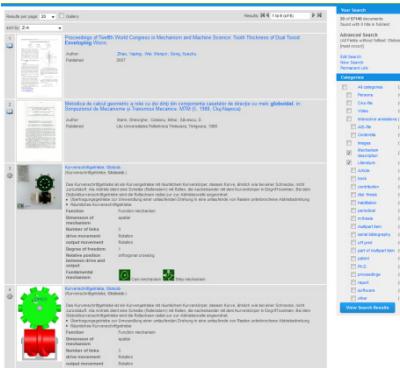


Abb. 4: Suchergebnisse in der Listenansicht mit und Filtermöglichkeiten (rechts)

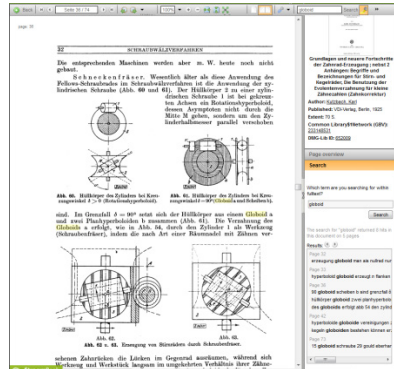


Abb. 5: Suche in Volltexten mit markierten Suchbegriffen und Auflistung der Sprungmarken (rechts)

3.2 Unbekannten Fachbegriffen und konstruktive Lösungen

Wenn ein Konstrukteur bei seiner Arbeit auf einen unbekanntem Fachbegriff aus dem Bereich der Bewegungstechnik trifft, z. B. während des Lesens einer Publikation, kann er nach einer Erläuterung für diesen Begriff in der DMG-Lib suchen. Durch die Verwendung der Volltextsuche, findet er Textstellen in Büchern oder Artikeln, die diesen unbekanntem Begriff enthalten. Für eine effiziente Arbeit, werden die Fundstellen der Suchbegriffe auf den Seiten der Publikationen hervorgehoben und in einer verlinkten Trefferliste im Book-Reader-Fenster aufgeführt (Abb. 5). Fotografien oder Abbildungen in der Literatur, die den Begriff veranschaulichen, können ebenfalls durch die Textsuche gefunden werden.

Zum besseren Verständnis und Einordnung getriebetechnischer Lösungen werden Darstellungen von Getriebeanordnungen, die z. B. aus Publikationen oder gegenständlichen Modellen gewonnen werden, analysiert und mit einer Vielzahl von strukturellen und funktionalen Eigenschaften beschrieben sowie mit Links zu weiterführender Literatur, interaktiven Animationen, Videos, Bildern etc. ergänzt. Solch eine Mechanismenbeschreibung in Kombination mit den spezifischen Suchfunktionen, wie in Abschnitt 3.4 beschrieben, stellt eine leistungsstarke Wissensbasis für konstruktive Lösungen im Bereich der mechanischer Bewegungssysteme dar.

Zudem wurden in ausgewählten Lehrbüchern Abbildungen von getriebe-technischen Lösungen innerhalb der Buchseite animiert, um ein besseres Verständnis des Bewegungsverhaltens zu erreichen.

3.3 Quelle der Inspiration

Wenn der Konstrukteur zu Beginn seiner Arbeit an einem Entwurf noch keine klare Vorstellung davon hat, wie die gesuchte Lösung aussehen könnte, kann das Anschauen bestehender Lösungen und Anwendungsbeispiele ein guter Weg sein, um eine Idee bzw. den Ansatz zur Lösung der eigenen Aufgabe zu finden.

Die DMG-Lib liefert einen schnellen und leichten Zugang zu einem riesigen Pool von Lösungen, die in Form von beschriebenen Bildern und Animationen vorliegen. Quellen der Lösungssammlung sind meist die Modellsammlungen verschiedener Institutionen sowie Getriebeabbildungen in der Literatur.

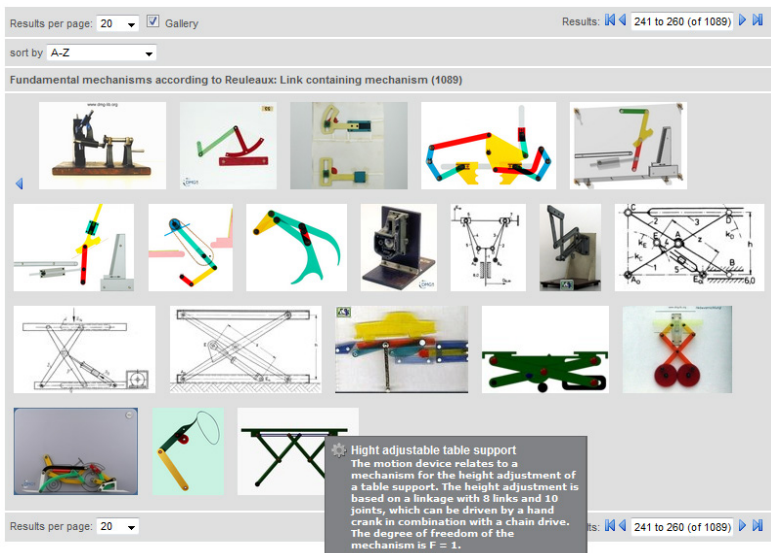


Abb. 6: Stöbern in der Lösungssammlung im Galeriemodus sowie Einblendung zusätzlicher Tooltip-Informationen

Zur besseren Übersichtlichkeit kann der Benutzer die Anzahl der angezeigten Lösungen durch die Auswahl von Anwendungsfeldern (z. B. Transport,

Landwirtschaft, Medizintechnik, etc.) oder durch die Angabe der enthaltenen grundlegenden Mechanismen nach Reuleaux (z. B. Kurven-, Zugmittelgetriebe etc.) verringern. Mit dem Galerie-Modus lässt sich ein erster Überblick gewinnen, erste Ideen und Ansätze finden und eine Vorauswahl treffen. Unterstützt wird dies durch Tooltips, die die Bezeichnung und eine Kurzbeschreibung enthalten (Abb. 6).

3.4 Lösungsansätze für konkrete Bewegungsaufgaben

Konstrukteure suchen regelmäßig nach Getriebestrukturen, die die vielfältigen Forderungen in Bezug zu einer Konstruktionsaufgabe bestmöglich erfüllen. Aus diesem Grund müssen Suchhilfen in ihrem Umfang der Suchkriterien sehr breit angelegt sein. Die DMG-Lib bietet hierfür spezielle Suchhilfen in Form von Formularen, mit denen funktionale, strukturelle und andere Forderungen an eine Bewegungsaufgabe textlich und teilweise mit Hilfe von Symbolen beschrieben werden können. Beispiele für solche Suchmasken finden sich in Abb. 7 und Abb. 8.

The search mask for structural features (Abb. 7) is divided into three tabs: 'Typology of mechanism', 'Guidance function', and 'Transfer function'. The 'Typology of mechanism' tab is active, showing a list of fundamental mechanisms with checkboxes. The 'Guidance function' and 'Transfer function' tabs are currently inactive.

Typology of mechanism

- Name of mechanism:
- Function:
- Dimension of mechanism:
- Number of links:
- Input movement:
- Follower movement:
- Degree of freedom:
- Relative position between input and follower:

Fundamental mechanisms

- Link containing mechanism
- Gear mechanism
- Cam mechanism
- Gear containing mechanism
- Friction based mechanism
- Wedge mechanism
- Screw containing mechanism
- Ball and chain drives
- Step mechanism
- Mechanism, containing pressurizing medium

show all fields

Abb. 7: Suchmaske für Strukturmerkmale

The top section of the search mask for functional features (Abb. 8) is divided into three tabs: 'Typology of mechanism', 'Guidance function', and 'Transfer function'. The 'Guidance function' tab is active, showing a list of guidance functions with checkboxes. The 'Typology of mechanism' and 'Transfer function' tabs are currently inactive.

Guidance function

- Name of mechanism:
- Direction of the path:
- Orientation of output link:

Trace of a dedicated point on follower

- Open trace
- Closed trace
- Symmetrical trace
- Circular trace
- Straight line motion
- Elliptical shaped trace
- Cycloid-shaped trace
- Fixpoint trace
- Specified trace

show all fields

The bottom section of the search mask for functional features (Abb. 8) is divided into three tabs: 'Typology of mechanism', 'Guidance function', and 'Transfer function'. The 'Transfer function' tab is active, showing a list of transfer functions with checkboxes. The 'Typology of mechanism' and 'Guidance function' tabs are currently inactive.

Transfer function

- Name of mechanism:
- Output motion:

Transfer function

- identical direction
- reversed direction

Subtasks of transfer function

- linear (also partially)
- partially in- / decreased transfer velocity
- dwell-point
- partial tumbuck

Special form of transfer function

- axially symmetric
- point symmetric
- specified mathematical function

Abb. 8: Suchmasken für funktionale Merkmale

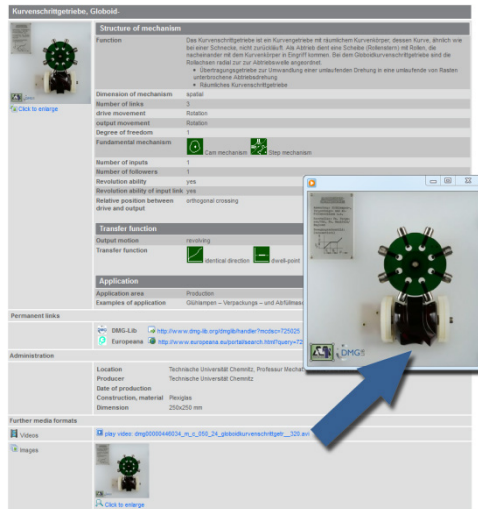


Abb. 9: Detailseite einer Mechanismenbeschreibung sowie ein aufgerufenes Video eines zugehörigen physischen Modells

Für jedes Suchergebnis wird eine tabellarisch formatierte Seite mit einer Miniaturansicht, einer kurzen Beschreibung und den wichtigsten Eigenschaften sowie weiterführende Informationen angezeigt (Abb. 9).

4 Mehrsprachige Informationsrecherche

Ursprünglich nur in Deutsch und teilweise in Englisch verfügbar, wurde die DMG-Lib während des thinkMOTION-Projektes um mehrere Sprachen erweitert, um sie international zugänglicher zu machen. Obwohl die meisten Wissenschaftler Englisch sprechen, ist es wichtig, dass die Inhalte auch für ein breites Publikum und vor allem Nicht-Spezialisten verständlich sind. Daher wurden im Rahmen des thinkMOTION-Projektes das DMG-Lib Portal, dessen Produktionsdatenbank (ProDB) sowie ein Großteil der enthaltenen Metadatensätze mit Hilfe eines verbesserten Übersetzungs-Workflows in die Sprachen Englisch, Französisch, Italienisch, Spanisch und Rumänisch übersetzt.

Um die Konsistenz und Korrektheit der Übersetzungen und speziell für Fachbegriffe zu gewährleisten, diente der DMG-Lib-Thesaurus als Kernelement des Übersetzungs-Workflows. Ein Thesaurus ist ein kontrolliertes

Vokabular. Er besteht aus einzelnen Begriffen, die miteinander durch Beziehungen verbunden sind. Diese Beziehungen können hierarchisch (Ober- oder Unterbegriffe), äquivalent (Synonyme und Beinahe-Synonyme) oder assoziativ sein.

Der DMG-Lib-Thesaurus ist ein mehrsprachiges Vokabular, das verwendet wird, um den Zugang zu Informationen aus dem Bereich der Mechanismen- und Getriebetechnik zu verbessern. Er sammelt Wissen in einer logischen, strukturierten und organisierten Weise, die Beziehungen zwischen einzelnen Begriffen und Objekten verdeutlicht. Für eine optimale Integration des Thesaurus in die Produktionsdatenbank ProDB, wurde ein neues Objekt namens "Concept" definiert (Tabelle 1). Das Konzept-Objekt beinhaltet einen bevorzugten Bezeichner, Synonyme, verwandte Begriffe und Definitionen sowie Beispiele aus dem alltäglichen Leben der Anwender, für eine sprachübergreifende Informationsrecherche und ein besseres Verständnis technischer Begriffe aus der Mechanismen- und Getriebetechnik.

Die semantische Interoperabilität mit anderen Web-Anwendungen wie Europeana wurde mittels „SKOSification“ des DMG-Lib-Thesaurus erreicht. Die Darstellung und Nutzung des DMG-Lib Thesaurus im Web erfordern ein standardisiertes Datenformat wie das *Simple Knowledge Organization System* (SKOS), das eine homogene und effektive Nutzung der Ressourcen, der Daten und der zugehörigen Beschreibungen ermöglicht.

SKOS ist ein gebräuchliches Datenmodell für die gemeinsame Nutzung und Verknüpfung von Wissensorganisationssystemen über das Internet [5]. Wissensorganisationssysteme wie Thesauri, Taxonomien oder Klassifikationen sind oft ähnlich strukturiert. SKOS ermöglicht die Erfassung und Wiedergabe dieser Ähnlichkeit als maschinenlesbare Daten sowie deren Austausch zwischen verschiedenen EDV-Anwendungen.

Der DMG-Lib Thesaurus wächst beständig. Die Organisation *International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science* (IFToMM) gab die Erlaubnis, das bestehende IFToMM-Wörterbuch [6] in den DMG-Lib Thesaurus zu integrieren. Das IFToMM-Wörterbuch beschreibt sich selbst als Standard-Terminologie (mit Definitionen) für die Mechanismen- und Getriebetechnik [7]. Es beinhaltet mehr als 1500 Begrifflichkeiten, die in Englisch, Deutsch, Französisch und Russisch verfügbar sind. Eine ergänzende Quelle ist der Micro-Thesaurus der Polytechnischen Universität Timișoara [8] mit rund 400 spezifischen Begriffen der Mechanismentechnik in Rumänisch, Englisch, Deutsch und Französisch.

Tab. 1: Eigenschaften f Konzepts innerhalb des DMG-Lib-Thesaurus

Eigenschaft	Beschreibung	Beispiel
ID	Jedes Konzept ist durch eine numerische Permanent-ID eindeutig identifizierbar	concept_18056_coupler
Name	Bevorzugter Bezeichner eines Konzepts, einer pro Sprache	Koppel @de; coupler @en; barre de couplage @fr; шатун @ru
Alternative name	Alternative Bezeichner können Synonyme, Schreibvarianten, wissenschaftliche und allgemeine Formen oder verschiedene Aussprachen sein	floating link @en; bielle @fr; membre flottant @fr; плавающая звено @ru
Hidden name	Versteckte Bezeichner können Rechtschreibfehler oder veraltete Schreibweisen sein	bièle @fr
Definition	Definition eines Konzepts, die dessen Bedeutung im Rahmen der Mechanismen- und Getriebetechnik beschreibt	@de: Glied, das nicht unmittelbar mit dem Gestell gelenkig verbunden ist. @en: Link that is not connected directly to the frame. @fr: Membre qui n'est pas directement relié au bâti. @ru: Звено, которое не соединяется непосредственно со стойкой.
Resource	Ursprüngliche Quelle des Konzeptes, z. B. ID eines Begriffs im IFToMM Wörterbuch	IFToMM Dictionary, Chapter 1, 1.1.9
Occurrence	Beispiele aus der DMG-Lib, die das Konzept beschreiben oder dessen Bezeichner verwenden. Solche Beispiele können Bilder, Videos oder Animationen, die ein Konzept sein, sowie nahestehende Personen (z.B. Erfinder), oder Definitionen und Beschreibungen in Textdokumenten	Bild: http://www.dmg-lib.org/dmglib/handler?image=31547023 Dokument: http://www.dmg-lib.org/dmglib/handler?docum=19236009&style=pixo&phyPageNo=40
Broader	Hierarchische Verknüpfung zu einem übergeordneten Konzept mit allgemeinerer Bedeutung	Struktur von Maschinen und Mechanismen
Narrower	Hierarchische Verknüpfung zu einem untergeordneten Konzept mit spezifischerer Bedeutung	Gleitstein
Related	Assoziative Verknüpfung zu anderen Konzepten ohne Äquivalente und hierarchische Beziehungen	Gestell; Glied
Data provider	Ersteller oder Bearbeiter des Konzepts in der ProDB	IFToMM, thinkMOTION
Comment	Kommentare innerhalb der Änderungsprotokolle, einschließlich Zeitstempel	Torsten Brix, 09.07.2013 um 14:30 Uhr: Anschaulicheres Bild suchen

Dank dieser Quellen wurde eine qualitativ hochwertige Thesaurus-Werbank geschaffen, die Begriffe aus dem Bereich der Bewegungssysteme abdeckt. Jeder Begriff wurde in mehrere Sprachen übersetzt und mit relevanten Objekten verknüpft, insbesondere mit anschaulichen Abbildungen und Textdokumenten (Abb. 10). Der DMG-Lib-Thesaurus gewährt dadurch einen schnellen Zugriff auf technisches Vokabular in verschiedenen Sprachen und ist damit ein wichtiger Meilenstein für eine bessere Verbreitung technischer Inhalte.

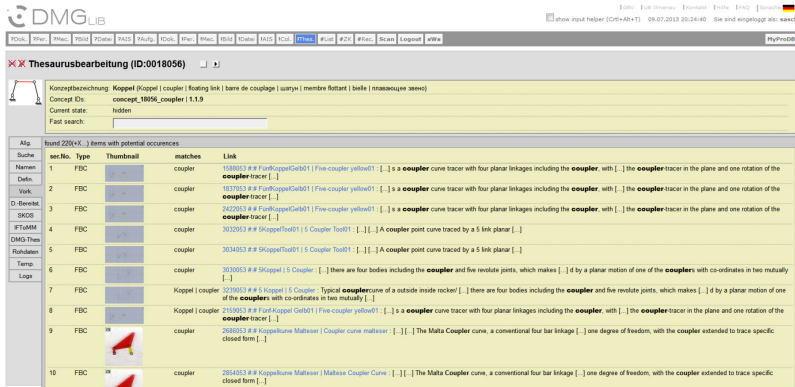


Abb. 10: Beispiel für eine Suche nach Objekten innerhalb der DMG-Lib mit einem Bezug zum Begriff „Koppel“

Einige Möglichkeiten, wie der Thesaurus die Anwender bei der effizienten, mehrsprachigen Informationsrecherche unterstützen kann, sind:

Schnelle Eingabe von Suchbegriffen

Es genügt die Eingabe weniger Zeichen, z.B. „Mob“, für einen Abgleich mit den im Thesaurus enthaltenen Begriffen, um eine Autovervollständigung zu realisieren oder dem Anwender eine Liste möglicher Begriffe bereitzustellen, z.B. „Mobilität“, „mobility“, „mobile“ oder „mobilité“.

Erkennung zweckdienlicher Suchbegriffe

Es genügt, wenn Anwender einen Begriff mit großem thematischem Bezug kennen, z. B. „Getriebe“, und der Thesaurus schlägt alle verwandten Suchbegriffe vor (Meronyme, Hyperonyme etc.). Die Anwender können einen geeigneten Suchbegriff für ihre Suchkriterien auswählen oder alle mit dem Suchbegriff verbundenen Begrifflichkeiten betrachten, z.B. „Rastgetriebe“ oder „Schrittgetriebe“.

Erweiterung von Datenbankabfragen

Wenn eine Suche erfolglos blieb, z.B. nach „Koppelgetriebe“, oder die Anwender unzufrieden mit der Trefferliste sind, können mit Hilfe des Thesaurus neue Suchbegriffe hinzugefügt werden. Solche Suchbegriffe können gleichsprachige Synonyme, z. B. „Gliedergetriebe“ oder „Gelenkgetriebe“, sein oder fremdsprachige Synonyme, z. B. „linkage“. Dies ermöglicht die sukzessive Ausweitung der Suche in fremdsprachigen Informationsquellen.

Verbesserung der Lesbarkeit und Verständlichkeit von Texten

Anwender könnten für unbekannte Begriffe z. B. Tooltips mit Definitionen und Beschreibungen aufrufen. Solche Techniken fördern das Verständnis von gleichsprachigen sowie fremdsprachigen Texten, da die Sprache der angezeigten Definitionen und Beschreibungen an die konkreten Bedürfnisse der Anwender und den Anwendungsbereich der technischen Begriffe anpassbar sind.

Kontrolliertes semantisches Tagging

In einigen Anwendergruppen und Domänen, z. B. Rehatechnik, existieren etablierte Begriffe, welche noch nicht im DMG-Lib-Thesaurus enthalten sind und deshalb die Informationsrecherche erschweren. Ein Ausweg ist das Hinzufügen neuer Begriffe zu konkreten Objekten (Dokumente, Seiten, Videos etc.) durch die Anwender selbst. Dieser Vorgang wird als *Tagging* bezeichnet, die Tags sind eine neue Art von Metadaten.

5 Pflege und Erweiterung der DMG-Lib

Die Ausbildung von Studenten ist auf dem Gebiet des CAD sinnvollerweise mit praktischen Übungen zum Modellieren verbunden, aus denen sich ohne größeren Aufwand eine Vielzahl wertvoller digitaler Objekte (Videos, Ansichten, interaktive Modelle etc.) ableiten lassen. Zur Motivation der Studenten, aber insbesondere um den inhaltlichen Wert einer breiten Öffentlichkeit zur Verfügung zu stellen, bietet die DMG-Lib die Möglichkeit, derartige studentische Arbeiten adäquat in ihr Portal einzubinden.

Das Französische Institut für Höhere Mechanik in Clermont-Ferrand verfügt über eine große virtuelle Modellsammlung, die durch Studenten in verschiedenen Kursen meist aus Literaturvorlagen und Patenten erstellt werden.

Momentan gibt es Modelle aus den Fächern CFAO ("conception et fabrication assistees par ordinateur" bzw. CAD/CAM), CIAO ("conception et ingénierie assistées par ordinateur" bzw. CAD/CAE) und IAO ("ingénierie assistées par ordinateur" bzw. CAE) (Abb. 11).

Neben dem CAD-Modelle müssen auch Beschreibungen verfasst, Abbildungen generiert und Videos erzeugt werden (Abb. 15). Teilweise werden auch Dateien erstellt, die einen interaktiven Umgang mit den Modellen ermöglichen (z. B. VRML, 3DXML).

The screenshot shows the DMG website interface. The main content area displays search results for 'CFAO 2010'. The title is 'CFAO 2010' and the description reads: 'Modelle der CFAO-Klasse am IFMA welche 2010 startete. CFAO steht für "conception et fabrication assistées par ordinateur" und bedeutet "computer aided design and manufacturing" (CAD/CAM) bzw. "Computer unterstützter Entwurf und Fertigung"'. Below the text are several small images of mechanical models. On the left side, there is a sidebar with navigation options like 'Literatur', 'Personen', 'Videos', 'CAe Dateien', 'Bilderanwendung', 'Software', and 'Mechanismen weltweit'. On the right side, there are statistics: 'Gesamtbestand: 1427 Beschreibungen von Mechanismen und Getrieben' and 'Aufgabensuchstab der Mechanischen: P, Q, R, S, T, U, V, W, X, Y, Z, A'.

Abb. 11: Kursliste des IFMA in der DMG-Lib

Die einzelnen, zu einer Modellbeschreibung bereitgestellten digitalen Objekte besitzen jeweils einen eigenen Metadatensatz, auf den zugegriffen werden kann. So ist es beispielsweise möglich, dass ein DMG-Lib-Nutzer im Laufe einer Suche nach Bildern ein Video findet, das ein Patent beschreibt. Ausgehend von diesem Video könnte er dann über die zugehörige Modellbeschreibung z. B. zu weiteren Videos, Bildern oder dem CAD-Datensatz gelangen.

Für die Studenten beginnt die Erstellung der Modellbeschreibung mit der Analyse ihrer Informationsquelle. Diese kann sehr unterschiedlich sein. So enthalten Patente oft eine Vielzahl von Informationen im Patenttext und in den Abbildungen. Ein anderes Extrem bilden Abbildungen von gegenständlichen Modellen, die oftmals ohne Beschreibung vorliegen. Die Ergebnisse ihrer Analysen tragen die Studenten in die Beschreibungstabelle ein. Parallel dazu erstellen sie ein CAD-Modell. Auch hierbei ergeben sich mitunter Erkenntnisse, welche in die formale Modellbeschreibung einfließen. Auf Basis des CAD-Modells entstehen verschiedene Abbildungen und Videos, deren Eigenschaften im Dateinamen einheitlich kodiert sind (Abb. 12).

1	[File]	CFAO_2011_aandujar_3d.rvt	256kB
2	[File]	CFAO_2011_aandujar.ods	23kB
3	[File]	CFAO_2011_aandujar.wrl	873kB
4	[File]	CFAO_2011_aandujar.xls	68kB
5	[File]	CFAO_2011_aandujar_Catia.zip	1.4MB
6	[File .png]	CFAO_2011_aandujar_HD_4view_P00.png	type=.png, size=6500x3518 699kB
7	[File .png]	CFAO_2011_aandujar_HD_Expl_P00.png	type=.png, size=6500x3518 377kB
8	[File .png]	CFAO_2011_aandujar_HD_Front_P00.png	type=.png, size=6500x3518 237kB
9	[File .png]	CFAO_2011_aandujar_HD_Front_P01.png	type=.png, size=6500x3518 241kB

Abb. 12: Dateilistenauszug für eine studentische Arbeit des CFAO-Kurses


Nach Fertigstellung der studentischen Arbeit erfolgt eine finale Kontrolle und Bewertung und ggfs. eine Korrektur durch Betreuer. Die Betreuer stellen als Editor der studentischen Arbeiten zudem Metadaten über die Studenten und den jeweiligen Kurs bereit. Schließlich erfolgt der Import in die DMG-Lib.

Im Laufe der Jahre wurde eine Vielzahl von Eingabe-/Importmöglichkeiten für die DMG-Lib entwickelt. DMG-Lib-Mitarbeiter können auf die Seiten in der sogenannten Produktionsdatenbank (ProDB) zugreifen. Für den normalen DMG-Lib-Benutzer ist die ProDB jedoch nicht sichtbar. Für jeden Datentyp gibt es in der ProDB stets eine Standardeingabemaske, welche sowohl für das Anlegen eines Datensatzes als auch für die Erweiterung bzw. Pflege des Datensatzes verwendet werden kann. Je nach Anwendungsfall können aber auch alternative Wege zur Integration von neuen Inhalten sinnvoll sein. Da es sich bei der Integration der studentischen Arbeiten des IFMA um mehrere hundert gleichartige Modellbeschreibungen mit jeweils durchschnittlich 20 zugehörigen digitalen Objekten handelt, hat sich die Implementierung einer speziellen Importfunktion gelohnt. Wesentliche Voraussetzung für den automatisierten Import ist die Festlegung von Regeln für die Kodierung der bereitgestellten Informationen. Das zentrale Element bildet eine Excel-Tabelle, welche pro Modell von den Studenten ausgefüllt wird (Abb. 13). Ihr Inhalt bildet die Basis für die Generierung der Modellbeschreibung.

	A	B	C	D	E	F
2	Noms du modèle/Model names	Scie mécanique / Mechanical saw				
3						
4						
5	Fonction/Function	La scie comprend un manche et un carter contenant des moyens de guidage d'un mouvement rectiligne alternatif. Lesdits moyens étant aptes à transformer un mou- vement rotatif recevant un couple moteur d'entraînement auquel est solidarisé un élément rotatif recevant un couple moteur d'entraînement auquel est solidarisé un élément alternatif. La scie est caractérisée en ce que le manche est solidarisé à géométrie de rotation de l'élément rotatif.				
6	Mécanisme de guidage/Guidance mechanism					
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14		The saw includes a handle and a housing containing means for guiding a saw blade reciprocating rectilinear motion including a rotating element receiving torque drive motion. The saw is characterized in that the handle is secured to the housing with its rotating element.				
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23		La sylviculture: élagage des végétaux en hauteur				
24						
25						
26	Utilisé par exemple dans/Used for instance in:	Forestry; plant height pruning				
27						
28						
29						
30						
50						
51	Dimension du mouvement/Dimension of the movement	Pignon/Pinon		Nombre de pièces/Number of links		11
52						
53						
54	Mouvements d'entraînement/movements	Rotatif/Rotating		Nombre de pièces pilotées/Number of driving links		2
55						

Abb. 13: Auszug aus einer Excel-Tabelle für den automatischen Import

IFMA Mechanism Description Importer CFAO_2011_sandujar

 last processed: new model (0)
 generation time (e.g. current year): September 2011 - January 2012
 collection (e.g. CFAO class): CFAO class 2011
 User (will be shown in the change logs): uodoering [Döring, Ulf]
 Currently logged in: uodoering [Döring, Ulf]
 source dir name: /mounted_sftp_homes/ifma/group/mecpropts/CAD/CFAO/CFAO_2011/CFAO_2011_sandujar analyse generate
 Names from sheet: name FrSci mécanique name EcMechanical saw
 Names from document: Sci mécanique [2102009]


Info

Url: /mounted_sftp_homes/ifma/group/mecpropts/CAD/CFAO/CFAO_2011 Usage: -


An. Sheet	Selection icons	Type information	Name/Link	Content information	Size information
An. Dir	[]	[]	[]	[Parent directory] list transfer ready	
An. CSV	1	Directory	[CFAO_2011_sandujar]	links: 2007; aboulegue_HD_Front_P14.png; CFAO_2011_sandujar_HD_Left_P06.png; CFAO_2011_sandujar_HD_Left_P11.png; CFAO_2011_sandujar_HD_Left_P08.png; CFAO_2011_sandujar_HD(...) 53	
Names	2	Directory	[CFAO_2011_abarthes]	CFAO_2011_abarthes_HD_Iso_P04.png; CFAO_2011_abarthes_HD_Front_P02.png; CFAO_2011_abarthes_HD_Left_P06.png; CFAO_2011_abarthes_HD_D1_P030.png; CFAO_2011_abarthes_HD_Left_P05.png; (...) 46	
Tests	3	Directory	[CFAO_2011_aboulegue]	CFAO_2011_aboulegue_HD_Front_P01.png; CFAO_2011_aboulegue_HD_Expl_P00.png; CFAO_2011_aboulegue_HD_Front_P11.png; CFAO_2011_aboulegue_HD_Right_P09.png; CFAO_2011_aboulegue_HD_Right_P14.png; (...) 79	
	4	Directory	[CFAO_2011_abruchon]	CFAO_2011_abruchon_HD_Iso_P2.png; CFAO_2011_abruchon_six; CFAO_2011_abruchon_HD_Bottom_P1.png; CFAO_2011_abruchon_Video_4_VIEWS.ave; CFAO_2011_abruchon_Video_Iso.ave; (...) 24	
	5	Directory	[CFAO_2011_accoutois]	CFAO_2011_accoutois_HD_Iso_P2.png; CFAO_2011_accoutois_Catia.zip; CFAO_2011_accoutois_HD_Iso_P03.png; CFAO_2011_accoutois_HD_Iso_P02.png; CFAO_2011_accoutois_Video_Iso.ave; (...) 25	
	6	Directory	[CFAO_2011_ahabrial]	CFAO_2011_ahabrial_HD_Right_P02.png; CFAO_2011_ahabrial_HD_Top_P00.png; CFAO_2011_ahabrial_HD_Right_P10.png; CFAO_2011_ahabrial_HD_Right_P09.png; CFAO_2011_ahabrial_Video_Expl.ave; (...) 46	
	7	Directory	[CFAO_2011_ahalt]	CFAO_2011_ahalt_HD_AxView_P00.png; CFAO_2011_ahalt_HD_Front_P01.png; CFAO_2011_ahalt_six; 33	

Abb. 14: Beginn der Liste von studentischen Arbeiten des Kurses CFAO 2011

Bati de faufeur roulant

 **Structure of mechanism**
 This subject concerns the assembly of a self-actuating bicycle. It is designed to allow the user to adjust the self-actuating according to the mechanical needs. There may also be a gear, a motor, a battery and a sensor. The bicycle is a mechanism composed of a chain. The structure must be fixed to the frame provided by the user. However, it must be the lightest possible. Do not forget to make self-actuating parts and the supports of the wheels are also. Finally, the mechanism of the handle is required to be a freewheel and its position is held by 2 covers.

Click to enlarge

Dimension of mechanism: none
 Number of links: 26
 Drive mechanism: Rotation
 Degree of freedom: 2
 Fundamentals of mechanism:  Score containing mechanism
 Number of joints: 9
 Number of followers: 18
 Revolution ability: no
 Revolution ability of followers: no
 Relation of axes between drive and output: orthogonal crossing

Application
 Application area: Medical Science and Other fields
 Examples of applications: This subject is related to the package area suitable for people.

Permanent links: [DMG Ltd](#) <http://www.dmg-6b.org/eng/eng/transfer/transfer-co-2754025>

Date provider: IFMA [http://www.ifma.fr](#)

Administration: Location: IFMA (French) 14 Rue de l'Advanced Mechanics
 Editors: Claude Meyer, Richard (RIL) GONZALEZ, Christophe, Alexandre
 Date of introduction: Day Number 2010 - January 2011

Further media formats:

Animation
[goto animation file](#)

CAX files
[goto CAX file](#)
goto CAX file:3DXML-file for the model with the dmgid 2754025

documents
[view documents](#)

video
[goto video](#)







images
     

Abb. 15: Übersichtsseite zu einer studentischen Arbeit

Vor dem eigentlichen Import können verschiedene Kriterien getestet werden, z. B. die Korrektheit der Dateibenennung, Existenz von Dateien, Korrektheit des jeweiligen Dateityps, Vorhandensein von Metadaten für den Autor, Editor und Quelle, Vorhandensein von Metadaten in der Beschreibungstabelle etc. In der ProDB können dazu Übersichtslisten eingesehen werden (Abb. 14). Wenn die ermittelte Qualität der Daten und Metadaten zu einem Modell die Integration in die DMG-Lib erlaubt, dann erfolgt eine Erstellung der Datensätze für die Modellbeschreibung und alle zugehörigen digitalen Objekte sowie die Verknüpfung der erzeugten Datensätze, die im DMG-Lib-Portal sichtbar sind (Abb. 15). Während der Erstellung der Datensätze können zudem Texte generiert werden, die die Zusammenhänge verbal beschreiben. Die multilinguale Auslegung der DMG-Lib-Software erlaubt hierbei die Generierung dieser Texte in verschiedenen Sprachen.

Bei Bedarf ist nach dem automatischen Import eine weitere Bearbeitung der Datensätze über die Standardeingabemasken möglich.

6 Zusammenfassung

Der Beitrag stellt einige neue und erweiterte Möglichkeiten für die Nutzung der Digitalen Mechanismen- und Getriebebibliothek vor (www.dmg-lib.org). Die Erläuterungen zu den verschiedenen Formen der Informationssuche vermitteln einen Eindruck, wie Tätigkeiten im Rahmen der Konstruktion unterstützt werden können. Der ebenfalls vorgestellte DMG-Lib-Thesaurus mit seinen 6.500 Fachbegriffen in mehreren Sprachen eröffnet neue und vielversprechende Möglichkeiten für die sprachübergreifende Suche und leichtere Verständlichkeit von Textdokumenten. Zudem wird gezeigt, wie im Rahmen der studentischen Ausbildung neue, qualitativ hochwertige Datenbankeinträge erzeugt werden können. Die DMG-Lib stellt mit über 70.000 Datenbankeinträgen rund um die Getriebetechnik die größte digitale Fachbibliothek auf diesem Wissensgebiet dar.

Literatur

- [1] Brix, T., Brecht, R., Henkel, V., Reeßing, M. DMG-Lib – An Open Access Digital Library as an Exploration Tool for Historians and Engineers. In: Koetsier, T., Ceccarelli, M. (eds.) *History of Mechanism and Machine Science*. LNCS, vol. 15 part 6, pp. 579-592. Springer Netherlands (2012). DOI: 10.1007/978-94-007-4132-4_40

- [2] Portal of the Digital Mechanism and Gear Library, <http://www.dmg-lib.org>, 2013.
- [3] Portal of the project thinkMOTION, <http://www.thinkmotion.eu>, 2013.
- [4] Portal of Europeana – the digital European library, <http://www.europeana.eu>, 2013.
- [5] W3C: SKOS Simple Knowledge Organization System, <http://www.w3.org/TR/2009/REC-skos-reference-20090818/>, 2009.
- [6] IFToMM dictionaries online, <http://www.iftomm.3me.tudelft.nl/>, 2013.
- [7] IFToMM PC on Standardization of Terminology, http://www.iftomm.org/index.php?option=com_content&view=article&id=102, 2013.
- [8] Lovasz, Agneta. Dezvoltarea unei biblioteci digitale de mecanisme: Development of an digital library of mechanisms. PhD thesis, Universitatea Politehnica Timisoara, 2011.

EIN RIEMEN – ZWEI FREIHEITSGRADE

Stefan Gössner, Fachhochschule Dortmund, FB Maschinenbau

Abstract

Dieser Beitrag beleuchtet ein gesamtheitliches Vorgehen zur Struktursynthese und Analyse einfacher Riemengetriebe mit dem Freiheitsgrad zwei. Hierbei stehen Führungsgetriebe im Vordergrund. Es werden sowohl ebene als auch räumliche Riemendifferenziale untersucht und die Ergebnisse der Arbeiten an einem neuartigen, räumlichen Riemenumlaufgetriebe präsentiert.

This paper illuminates a holistic approach to structural synthesis and analysis of belt drives using two degrees of freedom. It focuses on guiding mechanisms and examines both two dimensional and spatial belt differentials. The results of work on a new type of spatial epicyclic gears based on a timing belt is presented.

1 Einführung

Riemengetriebe spielten in der früheren Antriebstechnik bekanntlich eine erhebliche Rolle. Auch heute gilt der Riemen wieder – insbesondere der schlupffrei übertragende Zahnriemen – als modernes Konstruktionselement mit guten Eigenschaften hinsichtlich Leichtbau, Geräuscharmut, Schmiermittelfreiheit und Kosten. Aber auch Seilelemente werden zunehmend in Verbindung mit ebenen oder räumlichen Mechanismen und in modernen, parallelkinematischen Strukturen verwendet [1].

In jüngerer Vergangenheit wurden verschiedentlich Riemengetriebe zur Realisierung von Führungsaufgaben in der Geräte-, Förder- und Handhabungstechnik vorgestellt [2]. Solche Mechanismen sind meist gleichmäßig, gelegentlich jedoch auch zielgerichtet ungleichmäßig übersetzend ausgelegt [3]. Zur kinematischen und dynamischen Analyse ebener Getriebe mit Seilelementen steht ein leistungsstarkes, spezifisches Simulationswerkzeug zur Verfügung [4][5].

Bei einer Beschränkung auf Seilmechanismen und Riemengetriebe mit dem Freiheitsgrad $F=2$ kann in der Ebene eine Punktführung und im Raum eine kombinierte Drehung bezüglich zweier orthogonaler Achsen realisiert werden. Solche Bewegungsfälle stehen im Vordergrund der folgenden Betrachtung.

2 Grundlagen

Zu Beginn dieses Beitrags soll die Betrachtung von Riemengetrieben unter Berücksichtigung einer Reihe pragmatischer Idealisierungen erfolgen. Zunächst sei die Art des Riemens unerheblich. Flach-, Rund-, Keil- oder Zahnriemen sind vielmehr als *Seil* im Sinne der technischen Mechanik aufzufassen. Ein solches Seil ist biegeschlaff und dehnstarr. Es kann lediglich Kräfte entlang seiner Mittelachse aufnehmen. Seine Querschnittsabmessungen sind im Vergleich zur Länge der Seilabschnitte vernachlässigbar gering. Weiterhin finden hier ausschließlich zylindrische Seilscheiben, -rollen und -räder Verwendung. Darüber hinaus ist die kinematische Bindung der Seil/Rolle Paarung hinsichtlich ihrer Relativbewegung jederzeit schlupffrei.

Betrachten wir nun einen Mechanismus mit Seilen und Rollen, dann lassen sich die freien Seilabschnitte jeweils als Gelenk auffassen (Bild 1). Hierbei wollen wir zudem annehmen, dass diese freien Seilabschnitte jederzeit in geradlinig gestrecktem – also gespanntem – Zustand bleiben, ungeachtet der Tatsache, dass ein Seil nur Zugkräfte aufnehmen kann.

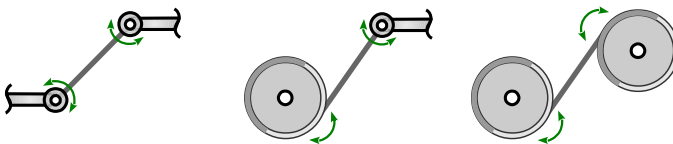


Bild 1: Ebene Seilgelenke und ihre relativen Freiheitsgrade

Der relative Gelenkfreiheitsgrad eines solchen ebenen Seilgelenks beträgt *zwei*. Es wurde also von den drei Möglichen genau ein Freiheitsgrad geraubt – derjenige in Seilrichtung, in die ja auch die (Gelenk)Reaktionskraft wirkt. Dies gilt entsprechend auch für räumliche Seilgelenke, bei denen von 6 möglichen relativen Freiheitsgraden ebenfalls genau einer weggenommen wird. Damit gelingt es, den Gesamtfreiheitsgrad solcher Mechanismen nach *Grübler* zu bestimmen [6].

Für ebene und sphärische Mechanismen gilt

$$F = 3(n-1) - g_1 - 2g_2 \quad (1)$$

Dabei sind n Glieder einschließlich des Gestells, g_1 einwertige Gelenke, zu denen auch das Seilgelenk zählt und g_2 zweiwertige Gelenke zu berücksichtigen.

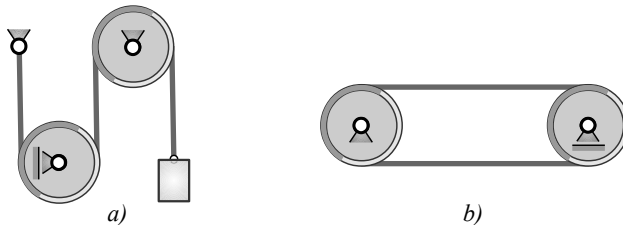


Bild 2 : Beispiele ebener Seilmechanismen

Eine Anwendung dieser Gleichung auf die Mechanismen in *Bild 2* liefert die Freiheitsgrade $F=3$ (a) und $F=1$ (b).

Für räumliche Mechanismen verwenden wir zur Bestimmung des Freiheitsgrades die äquivalente Beziehung

$$F = 6(n-1) - g_1 - 2g_2 - 3g_3 - 4g_4 - 5g_5 \quad (2)$$

Hinsichtlich der gesamten Seillänge gilt ein *Erhaltungssatz*, wenn dem System während der Bewegung über Seilspeicher keine Seillänge zu- oder abgeführt wird¹ [7]. Dabei müssen unter den gegebenen Voraussetzungen lediglich Kreisbogen- und Geradenabschnitte berücksichtigt werden.

Mit den jeweiligen Umschlingungswinkeln θ_i können wir formulieren:

$$l_{ges} = \sum r_i \theta_i + \sum l_i = const \quad (3)$$

Die Ableitung dieser Gleichung liefert die Änderung der Seilabschnittslängen über der Zeit.

$$\sum r_i \dot{\theta}_i + \sum \dot{l}_i = 0 \quad (4)$$

¹ Ähnlich dem Energieerhaltungssatz der Mechanik.

Aus dieser Beziehung kann häufig recht einfach die Übertragungsgleichung 1. Ordnung des zugehörigen Mechanismus gewonnen werden, insbesondere dann, wenn die einzelnen Umschlingungswinkel θ_i konstant sind.

3 Ebene Riemendifferentialgetriebe

Ab hier wollen wir ausschließlich Riemengetriebe mit dem Freiheitsgrad $F=2$ betrachten. Wir tun dies beispielhaft und fügen ausgehend von dem einfachen Zweiwellengetriebe gemäß *Bild 2b* ein weiteres Rad gleichen Durchmessers hinzu (*Bild 3*). Wenn dieses zusätzliche Riemenrad verschiebbar im Gestell gelagert ist, liefert die Freiheitsgradbetrachtung bereits $F=2$.

Neben dem Drehantrieb an Rad 1 (Winkel φ) kann somit als weitere unabhängige Antriebsgröße etwa die horizontale Verschiebung x des Rades 2 vorgegeben werden. Als Ausgangsgrößen erhalten wir den Drehwinkel ψ sowie die vertikale Verschiebung y des Rades 3.

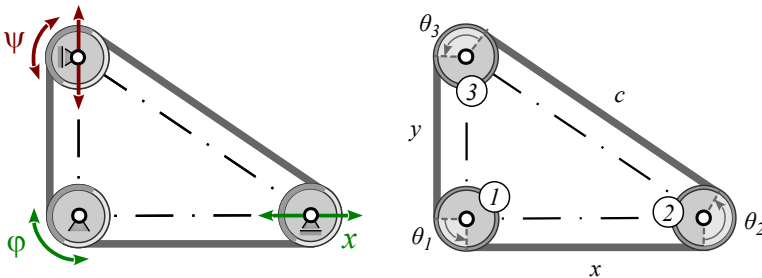


Bild 3 : Viergliedriges Räderkoppelgetriebe mit $F = 2$. Zerlegung der Seilabschnitte in Geraden und Kreisbögen.

Die Zerlegung in einzelne Seilabschnitte und die Anwendung von Gleichung (3) liefert mit dem gemeinsamen Radius r aller Räder

$$l_{ges} = x + y + c + r(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \quad (5)$$

Die Summe aller Umschlingungswinkel in diesem Beispiel ist offensichtlich konstant $\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 = 2\pi$. Mit der Abkürzung $l = l_{ges} - 2\pi r$ für die Gesamtheit aller geraden Seilabschnitte vereinfacht sich Gleichung (5) auf

$$x + y + c = l \quad (6)$$

Mit Hilfe einer Ausnutzung der rechtwinkligen Anordnung der Räder durch $x^2 + y^2 = c^2$ kann die Länge c aus der Beziehung (6) hinausgeworfen werden und man gelangt zur Übertragungsfunktion 0. Ordnung

$$y = \frac{l}{2} \cdot \frac{l-2x}{l-x} \quad (7)$$

als nichtlinearen Zusammenhang zwischen der vertikalen Position y und der horizontalen Lage x . Eine Anwendung von Gleichung (4) bzw. die unmittelbare Ableitung von (7) liefert die Geschwindigkeitsverhältnisse in dem Räderkoppelgetriebe.

$$\dot{y} = -\frac{l-y}{l-x} \dot{x} \quad (8)$$

Nun lässt sich bei Bedarf durch eine einfache Maßnahme die vorliegende Nichtlinearität beheben.

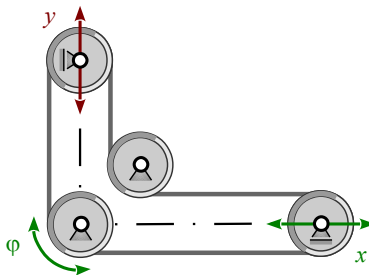


Bild 4 : Gleichmäßig übersetzendes Räderkoppelgetriebe mittels Umlenken des Seilverlaufs

Es wird der Verlauf der einzelnen Seilabschnitte durch ein zusätzliches Umlenkrad derart beeinflusst, dass jeder Umschlingungswinkel θ_i während der Bewegung konstant bleibt.

Damit ist ausschließlich eine Änderung der geradlinigen Seilabschnittslängen für eine Beweglichkeit des Mechanismus zuständig und es resultiert ein linearer Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgröße. Die Anwendung der Beziehung (3) liefert in diesem Fall

$$y = l_{\text{ges}} + \left(2 - \frac{3}{2}\pi\right)r - x \quad (9)$$

und es ergibt sich das einfache Geschwindigkeitsverhalten $\dot{y} = -\dot{x}$.

Ausgehend vom viergliedrigen Räderkoppelgetriebe nach *Bild 3* wollen wir nun ein weiteres Rad hinzufügen.

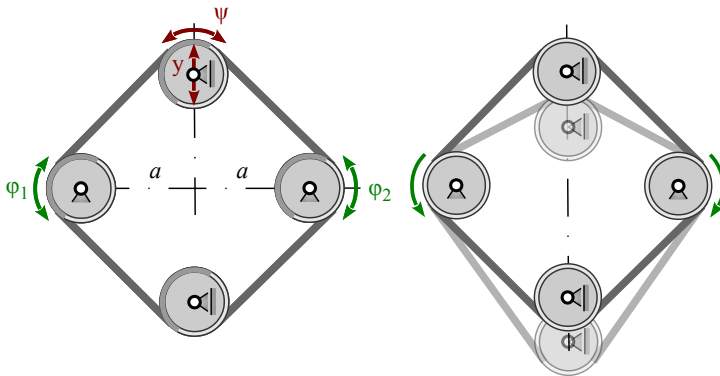


Bild 5 : Fünfgliedriges Räderkoppelgetriebe mit zwei stationären Antriebsrädern

Um den Freiheitsgrad des Seilmechanismus $F=2$ beizubehalten, müssen wir zwei Rollen festsetzen und die anderen beiden verschiebbar machen. Wenn die festen Rollen angetrieben werden, hat das zunächst den praktischen Vorteil, dass der Mechanismus *zwei stationäre Drehantriebe* besitzt. *Bild 5* zeigt die beispielhafte Anordnung der Räder und den Riemenverlauf.

Werden nun die beiden Antriebsräder gleichsinnig mit derselben Drehzahl angetrieben, läuft lediglich der Riemen um und die beweglichen Räder bleiben an Ort und Stelle. Werden sie jedoch gegensinnig angetrieben, resultiert das in einer reinen Vertikalschiebung der beweglichen Räder. Bei jeder anderen Drehzahlkombination ergibt sich eine Bewegung als Überlagerung dieser Sonderfälle. Wenden wir den Satz der konstanten Gesamtseillänge (3) bzw. dessen Ableitung (4) auf dieses Getriebe an, ergeben sich die Beziehungen für die Geschwindigkeiten der Abtriebsgrößen

$$\dot{y} = r(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) \sqrt{\frac{a^2}{y^2} + 1} \quad \text{und} \quad \dot{\psi} = \frac{\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2}{2} \quad . \quad (10)$$

Der nichtlineare Charakter der vertikalen Verschiebung y kann durch ein ähnliches Vorgehen wie beim vorangegangenen Beispiel des viergliedrigen Räderkoppelgetriebe beseitigt werden. Dazu wird der Riemenverlauf durch entsprechend angeordnete Umlenkrollen so modifiziert, dass ausschließlich horizontale und vertikale freie Seilabschnitte entstehen und in Folge die einzelnen Umschlingungswinkel wiederum konstant bleiben (*Bild 6*).

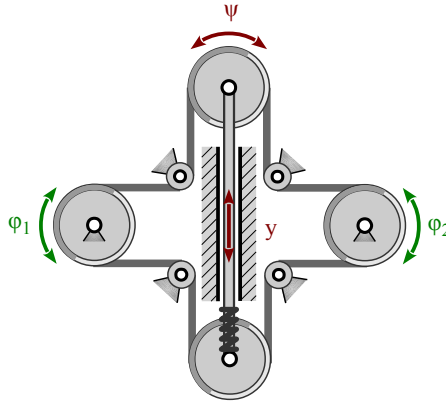


Bild 6 : Fünfgliedriges Rädergetriebe mit gleichmäßiger Übersetzung

Hieraus resultiert nun das folgende lineare Übertragungsverhalten hinsichtlich der Geschwindigkeiten

$$\dot{y} = r \frac{\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1}{2} \quad \text{und} \quad \dot{\psi} = \frac{\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2}{2} \quad . \quad (11)$$

Mit dem gerade betrachteten fünfgliedrigen Rädergetriebe werden zwei Eingangsdrehungen in eine Ausgangsdrehung und eine -verschiebung gewandelt.

Wir wollen nun untersuchen, ob und ggf. wie es möglich ist, zwei Drehungen in zwei Schiebungen umzuformen.

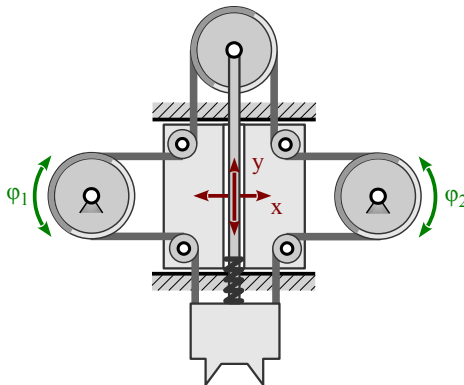


Bild 7 : Sechsgliedriges Räderkoppelgetriebe als x/y-Schieber

Hierzu trennen wir den Riemen an der unteren Rolle auf, ersetzen diese durch einen Klotz, verbinden diesen vertikal verschiebbar mit dem Steg. Die Riemenenden werden nun an dem Klotz befestigt. Der Steg wird schließlich statt im Gestell in einem horizontal beweglichen Schieber gelagert (*Bild 7*).

Wenn sich die stationären Räder dort nun gleichsinnig im mathematisch positiven Sinn drehen, wandert der zentrale Schieber nach rechts². Werden die Antriebsräder jedoch gegensinnig gleich bewegt, vollführt der Steg eine rein vertikale Bewegung³.

Dieses bekannte Prinzip wird in der Geräte-, Handhabungs- und Förder-technik erfolgreich angewendet (*Bild 8*).

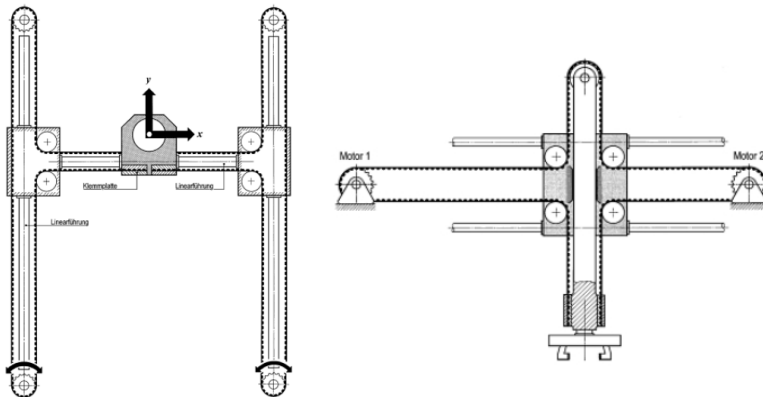


Bild 8 : XY-Portal und XY-Handhabungsgerät (Quelle: Perneder [2])

Der Vollständigkeit halber sei auch auf ein ebenes Umlaufriemengetriebe hingewiesen, mit dessen Hilfe sich zwei koaxiale stationäre Drehantriebe in eine überlagerte Umlaufbewegung umformen lässt. [3][8].

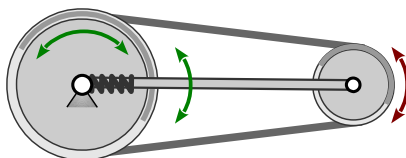


Bild 9 : Ebenes Umlaufriemengetriebe

- 2) Seil wird von der rechten Seite nach links transportiert.
- 3) Seil wird von oben nach unten oder umgekehrt befördert.

4 Räumliche Riemendifferentialgetriebe

Von den räumlichen Riemendifferentialgetrieben soll hier genau eines besprochen werden⁴.

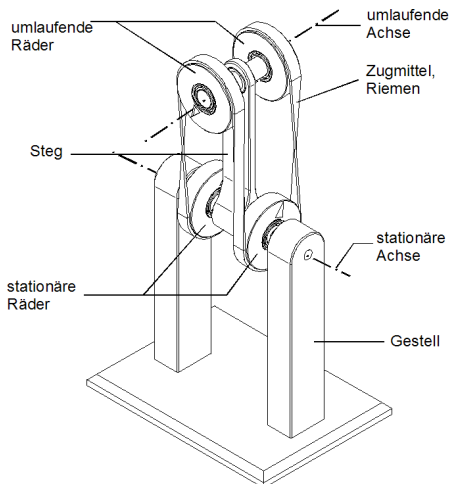


Bild 10 : Räumliches Umlaufriemengetriebe mit $F=2$

Auf einer im *Gestell* angeordneten *stationären Achse* sind ein *Steg*, sowie zwei *stationäre Räder* voneinander unabhängig drehbar gelagert. An seinem anderen Ende besitzt der *Steg* eine weitere mit ihm *umlaufende Achse*, die zur *stationären Achse* orthogonal ausgerichtet ist. Auf dieser *umlaufenden Achse* sind wiederum zwei, mit dieser *Achse umlaufende Räder* voneinander unabhängig drehbar gelagert. Über die *stationären* und die *umlaufenden Räder* läuft ein endloser *Riemen*.

Werden nun die *stationären Räder* eines solchen Getriebes mit gleich großen Winkelgeschwindigkeiten angetrieben, so resultiert hieraus eine reine Drehung des *Stegs* ohne Eigendrehung der *umlaufenden Räder* um ihre *Achse*. Dagegen bewirkt ein *gegenläufiges* Antreiben der *stationären Räder* mit entgegengesetzt gleich großen Winkelgeschwindigkeiten eine gegensinnige Drehbewegung der *umlaufenden Räder* auf ihrer nun – zusammen mit dem *Steg* – ruhenden *Achse*. Weichen die Antriebswinkelge-

4) Ein weiteres räumliches Riemendifferentialgetriebe ist dem Verfasser gegenwärtig nicht bekannt.

schwindigkeiten betragsmäßig voneinander ab, ergibt sich daraus eine überlagerte Drehung von Steg und umlaufenden Rädern [9].

Hinsichtlich der Getriebetopologie liegt eine *sechsgliedrige räumliche, geschlossene kinematische Kette* vor. Zur Untersuchung des Laufgrads betrachten wir den Steg und alle vier Räder als *drehgelenkig* gebunden. Eines davon ist darüber hinaus verschiebbar⁵ gedacht, um analog zu *Bild 2b* den Riemen spannen zu können. Unter Berücksichtigung der 4 freien Riemenabschnitte als Seilgelenke können wir schließlich mittels Gleichung (2) und den Werten $n=6, g_1=4, g_4=1, g_5=4$ den Freiheitsgrad $F=2$ nachweisen.

4.1 Kinematik

Zur Untersuchung der Kinematik des betrachteten Riemengetriebes wird ein Koordinatensystem mit dem Ursprung zwischen den stationären Rädern gemäß *Bild 11* etabliert. Die Radien der stationären und umlaufenden Räder sind paarweise gleich.

Als Eingangsgrößen werden die Winkel der stationären Räder φ_1 und φ_2 definiert. Ausgangsgrößen sind die immer entgegengesetzt gleiche Winkelstellung θ der umlaufenden Räder und der Stegwinkel ψ . Die Drehwinkel θ und ψ gehorchen durch die Riemenkopplung an die Eingangswinkel φ_1 und φ_2 den Beziehungen (12), die sich aus der Anwendung des Satzes (3) der Konstanz der Seillänge ergeben.

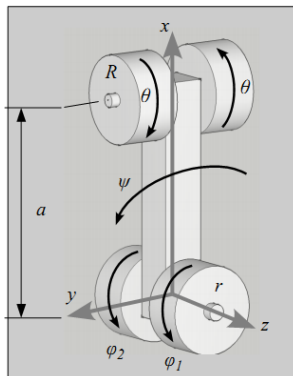


Bild 11 : Koordinatensystem, geometrische Parameter und Winkel

5) Senkrecht zu seiner Drehachse verschiebbar.

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2} & \dot{\psi} &= \frac{\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2}{2} & \ddot{\psi} &= \frac{\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2}{2} \\ \theta &= \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{2} \cdot \frac{r}{R} & \dot{\theta} &= \frac{\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2}{2} \cdot \frac{r}{R} & \ddot{\theta} &= \frac{\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2}{2} \cdot \frac{r}{R} \end{aligned} \quad (12)$$

Diese linearen Zusammenhänge weisen das Getriebe als *gleichmäßig übersetzend* aus. Insbesondere ist anzumerken, dass das Übertragungsverhalten vom Achsabstand a unabhängig ist. Bei gleichen Antriebswinkeln ($\varphi_1 = \varphi_2$) stehen die umlaufenden Räder relativ zum Steg still ($\theta = 0$). Sind die Antriebswinkel andererseits entgegengesetzt gleich ($\varphi_1 = -\varphi_2$), ist der Steg bewegungslos. Auffällig ist übrigens die Ähnlichkeit der Übertragungsgleichungen zu denen des ebenen fünfgliedrigen Riemengetriebes nach Gleichung (11).

Für den Einsatz als *Führungsgetriebe* interessiert die räumliche Bahn eines beliebigen Punkts C der umlaufenden Räder. *Bild 11* zeigt die notwendigen geometrischen Verhältnisse. Ausgehend vom Koordinatenursprung gelangt man zu Punkt C über die Vektorfolge

$$\mathbf{r}_C = \mathbf{r}_A + \mathbf{r}_{AB} + \mathbf{r}_{BC} = a \mathbf{e}_a + h \mathbf{e}_h + c \mathbf{e}_c \quad (13)$$

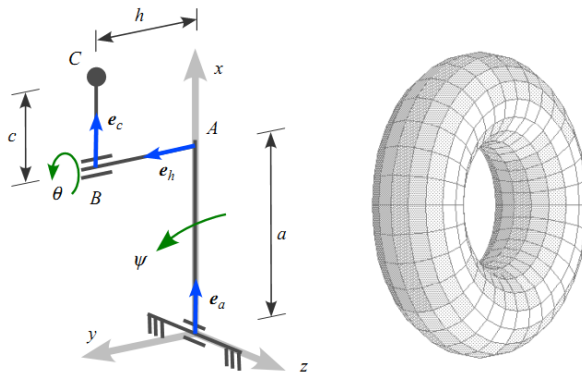


Bild 12 : Bestimmung der Koppelfläche

Unter Berücksichtigung der Abhängigkeit der Einheitsvektoren $\mathbf{e}_a, \mathbf{e}_h, \mathbf{e}_c$ in Gleichung (13) von der aktuellen Winkelstellung θ und ψ lautet der Lagevektor für den Punkt C nun

$$\mathbf{r}_C(\psi, \theta) = a \begin{pmatrix} \cos \psi \\ \sin \psi \\ 0 \end{pmatrix} + h \begin{pmatrix} -\sin \psi \\ \cos \psi \\ 0 \end{pmatrix} + c \begin{pmatrix} \cos \psi \cdot \cos \theta \\ \sin \psi \cdot \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} \quad (14)$$

Diese vektorielle Beziehung stellt die *Koppelfläche* des Getriebes dar, die sich bei näherem Hinsehen als Oberflächengleichung eines *Torus* erweist. Für den Sonderfall $h = 0$ hat der Torus einen kreisförmigen, sonst einen elliptischen Querschnitt. Diesem Umstand verdankt das Umlaufriemengetriebe seine Bezeichnung *Toroidlenker*⁶.

Die formale Ableitung der Gleichung (14) nach der Zeit liefert die Geschwindigkeit des Punkts **C**

$$\mathbf{r}'_C = (a + c \cos \theta) \dot{\psi} \begin{pmatrix} -\sin \psi \\ \cos \psi \\ 0 \end{pmatrix} - h \dot{\psi} \begin{pmatrix} \cos \psi \\ \sin \psi \\ 0 \end{pmatrix} - c \dot{\theta} \begin{pmatrix} \cos \psi \cdot \sin \theta \\ \sin \psi \cdot \sin \theta \\ -\cos \theta \end{pmatrix} \quad (15)$$

und die nochmalige Differentiation dessen Beschleunigung.

$$\begin{aligned} \mathbf{r}''_C = & (a \ddot{\psi} - c(2 \dot{\psi} \dot{\theta} \sin \theta - \ddot{\psi} \cos \theta) - h \dot{\psi}^2) \begin{pmatrix} -\sin \psi \\ \cos \psi \\ 0 \end{pmatrix} - \\ & ((a + c \cos \theta) \dot{\psi}^2 + h \ddot{\psi}) \begin{pmatrix} \cos \psi \\ \sin \psi \\ 0 \end{pmatrix} - c \ddot{\theta} \begin{pmatrix} \cos \psi \cdot \sin \theta \\ \sin \psi \cdot \sin \theta \\ -\cos \theta \end{pmatrix} - c \dot{\theta}^2 \begin{pmatrix} \cos \psi \cdot \cos \theta \\ \sin \psi \cdot \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (16)$$

Die Kenntnis der Beschleunigung wird zur Bestimmung der dynamischen Kräfte benötigt, die auf einen Körper während der Bewegung wirken, wenn sich sein Massenmittelpunkt in **C** befindet [10].

4.2 Kräfte und Momente

Es werden die Kräfte in den freien Riemenabschnitten und die Antriebsmomente der stationären Räder in einem quasistatischen Zustand bestimmt.

Gemäß *Bild 13* wirken als vorgegebene äußere Belastungen das Stegmoment M_ψ sowie die Momente $M_{\theta 1}$, $M_{\theta 2}$ auf die umlaufenden Räder. In jedem der freien Seilabschnitte *I*, *II*, *III* und *IV* herrscht zunächst bei unbelastetem Mechanismus eine Vorspannkraft S_0 .

Das Aufstellen der Gleichgewichtsbedingungen für die vier Räder und den Steg liefert dann die Antriebsmomente

$$M_{\varphi 1,2} = -\frac{M_\psi}{2} \pm \frac{M_{\theta 2} - M_{\theta 1}}{2} \cdot \frac{r}{R} \quad (17)$$

6) In Anlehnung an die Bezeichnungen *Konchoidenlenker*, *Lemniskatenlenker* und *Ellipsenlenker* infolge der Form ihrer Koppelkurven.

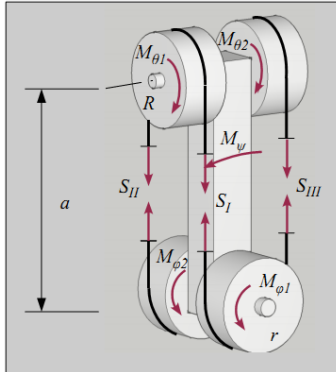


Bild 13 : Steg-, Radmomente und Seilkräfte

sowie die Seilkräfte

$$\begin{aligned} S_{I,II} &= S_0 - \frac{1}{4} \frac{M_{\psi}}{r} \mp \frac{1}{2} \frac{M_{\theta 1}}{R} \\ S_{III,IV} &= S_0 + \frac{1}{4} \frac{M_{\psi}}{r} \mp \frac{1}{2} \frac{M_{\theta 2}}{R} \end{aligned} \quad , \quad (18)$$

wobei sicherzustellen ist, dass diese nicht negativ werden. Jene Forderung ist gleichbedeutend mit der Vorschrift

$$S_0 > \frac{1}{4} \frac{|M_{\psi}|}{r} + \frac{1}{2} \frac{\max(|M_{\theta 1}|, |M_{\theta 2}|)}{R} \quad (19)$$

für den einzuhaltenden Mindestwert der Vorspannkraft S_0 . In [10] ist eine weiterführende Betrachtung der Kräfteverhältnisse bis hin zur Getriebedynamik zu finden.

4.3 Maßbestimmung

In der konstruktiven Auslegung eines solchen Riemenumlaufgetriebes hat man weitgehende Freiheiten bei der Wahl der Raddurchmesser und des Achsabstands a .

Wenn die stationären Antriebsräder auch auf einer gemeinsamen Drehachse liegen müssen⁷, gilt dies für die umlaufenden Räder nicht notwendigerweise. Allerdings muss die Wirklinie des Seils stets tangential zu den Wälzkreisen der beteiligten Räder verlaufen (*Bild 14*).

7) Dies ist gleichzeitig die Drehachse des Stags.

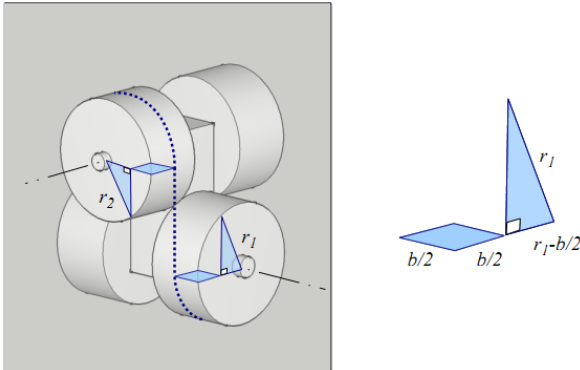


Bild 14 : Minimaler Achsabstand bei paarweise gleichen Rollenrädern.

Die gleichzeitige Forderung nach Kollisionsfreiheit führt auf einen möglichen minimalen Achsabstand zweier zylindrischer Räder mit identischer Breite b

$$a_{\min} = \frac{1}{2}(\sqrt{4r_1b - b^2} + \sqrt{4r_2b - b^2}) \quad (20)$$

gemäß *Bild 14*. Eine weitere Verringerung des Achsabstands a ist nur noch bei gleichzeitigem Übergang zu kegelförmigen Rädern möglich.

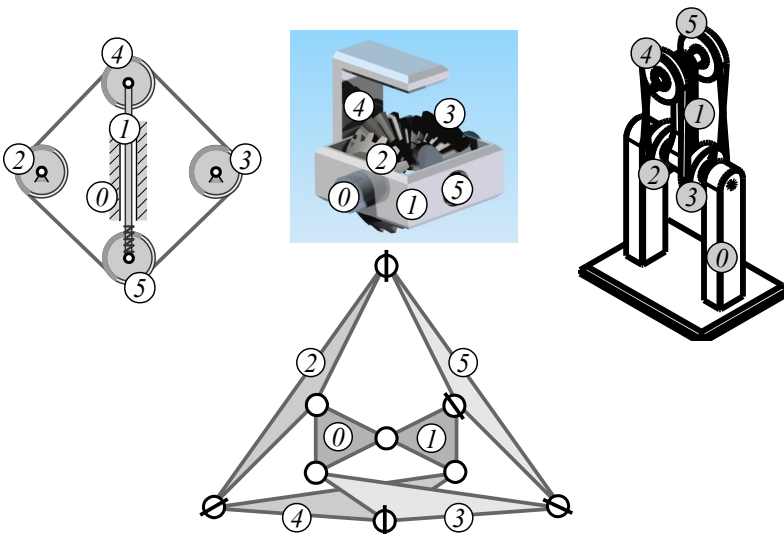


Bild 15: Kinematische Kette des ebenen 6-gliedrigen Riemengetriebes, des Toroidlenkers und des Kegelraddifferentials.

Dies ist ein Hinweis zur topologischen Verwandtschaft des Toroidlenkers zum Kegelraddifferenzialgetriebe. Zum Nachweis hierfür leiten wir vom Toroidlenker, dem Kegelraddifferenzial und dem 6-gliedrigen Riemengetriebe gemäß *Bild 7* die zugehörige *kinematische Kette* ab, um schließlich festzustellen, dass diese für alle drei Getriebe identisch ist⁸ (*Bild 15*).

Nun sind das Riemenumlaufgetriebe und das Kegelraddifferenzial zwar topologisch und kinematisch gleichwertig, die Eigenschaft gekreuzter Achsen des Letzteren lässt sich mit dem Riemengetriebe jedoch offensichtlich nicht realisieren⁹. Als weiteres Kriterium für den Mindestachsabstand neben (20) ist nämlich die Tatsache zu berücksichtigen, dass Flach- und Zahnriemen eine hinreichend freie Länge für die notwendige Schränkung von 90° erhalten müssen (*Bild 16*). Dieser Mindestabstand wird anhand von Erfahrungswerten mit dem 20-fachen der Riemenbreite bemessen [2][11].

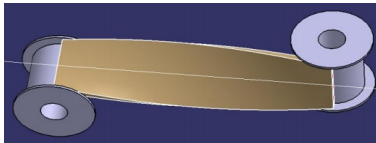


Bild 16 : minimaler Achsabstand aufgrund der 90° Riemenschränkung.

Dennoch gibt es auch hier eine konstruktive Maßnahme, um ein Riemenumlaufgetriebe mit gekreuzten Achsen zu ermöglichen (*Bild 17*).



Bild 17 : Realisierung gekreuzter Achsen durch Halbierung der Schränkung.

8) Die vorliegenden räumlichen Getriebe lassen sich nur deshalb auf eine *ebene kinematische Kette* abbilden, weil alle beteiligten Gelenke ein ebenes Äquivalent haben. Mit dem Vorhandensein eines Kreuz- oder Kugelgelenks ginge dies nicht.

9) Zumindest nicht, wenn man sich nach wie vor auf einen einzigen Endlosriemen beschränken will.

Hierzu wird das freie Riemenstück gemäß *Bild 16* bis zur halben Strecke um 45° geschränkt, danach durch eine Hilfsrolle umgelenkt und schließlich auf dem Rückweg um die fehlenden weiteren 45° tordiert. So wird erreicht, dass sich die Achsen von stationären und umlaufenden Rädern kreuzen und damit eine kinematische Äquivalenz zum Kegelraddifferenzialgetriebe herbeigeführt.

4.4 Anwendungen

Wenn eine Bewegungsaufgabe zwei orthogonale, voneinander unabhängige Drehbewegungen fordert, bietet sich ein Einsatz des Toroidlenkers an. Er vereint die Vorteile zweier stationärer Antriebe mit den bekannten Vorzügen von Riemenantrieben.

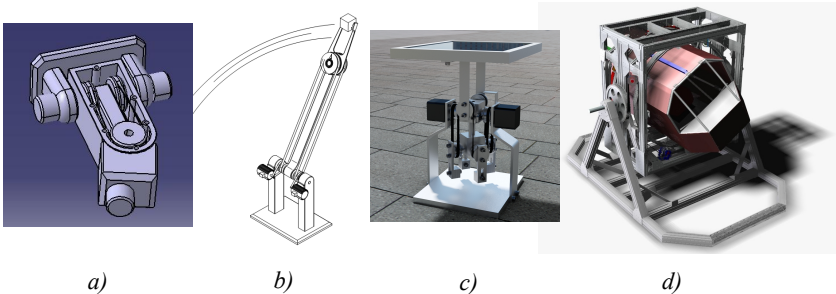


Bild 18 : Anwendungsbeispiele des Toroidlenkers.

Zur räumlichen Ausrichtung einer Kamera (*Bild 18a*) sind die Drehzahlen von Rädern und Steg eher gering und es werden keine vollständige Umläufe benötigt. Zur Durchföhrung einfacher Handhabungsvorgänge (*Bild 18b*) kommt vorteilhaft zum Tragen, dass das Getriebe eine große Steglänge ausbilden kann und die umlaufenden Räder jederzeit entgegengesetzt gleiche Winkel durchlaufen, so also fest mit Greiferhälften verbunden werden können.

Bei einem Prototyp zur Sonnennachföhrung eines Solarpanels (*Bild 18c*) sind die Achsen von stationären und umlaufenden Rädern des verwendeten Toroidlenkers eng benachbart. Die hierzu nötigen Umlenkräder sind zusätzlich mit Gegengewichten versehen, um einen gewünschten Massenausgleich zu erzielen¹⁰. Hierfür wird zur Vermeidung von Schlupf ein doppelt verzahnter Endlosriemen verwendet.

10) Hierbei gelingt interessanterweise der *vollständige Massenausgleich*.

Für den Bau der Bewegungsplattform eines Flugsimulators (*Bild 18d*) wird das Riemenumlaufgetriebe mit gekreuzten Achsen eingesetzt. Dieses Beispiel macht sehr anschaulich deutlich, dass der Bauraum zwischen den vier Rädern bei gleichzeitiger Leichtbauweise großzügig bemessen werden kann. Diese Freiheit besteht beim Kegelraddifferenzial naturgemäß nicht.

Weitere Einsatzmöglichkeiten ergeben sich mit einer schnelllaufenden Bewegung um die eine, sowie eine langsame Umlauf- oder Schwenkbewegung um die andere Achse. Hier kommen Anwendungen etwa im Ventilatorenbau oder in der Lichttechnik in Frage.

5 Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden Riemengetriebe mit dem Freiheitsgrad *zwei* für Führungsaufgaben näher beleuchtet. Mit zwei Antrieben lassen sich naturgemäß auch nur genauso viele Freiheitsgrade bedienen. In ebenen Problemstellungen ist dies etwa eine Punktführung, bei räumlichen Aufgaben wird die unabhängige Orientierung bezüglich zweier orthogonaler Achsen betrachtet.

Das Übertragungsverhalten von Riemengetrieben lässt sich formal einheitlich über die Gesetzmäßigkeit der *Konstanz der Gesamtlänge* des Riemens ermitteln. Mittels einfacher konstruktiver Maßnahmen kann oft ein *gleichmäßig übersetzendes* Riemengetriebe gewonnen werden. Wegen dieser Linearität sind analytische Betrachtungen hinsichtlich Kinematik, Statik und Dynamik dann vergleichsweise einfach ohne Hilfe numerischer Verfahren durchführbar.

Dies gilt auch für das hier diskutierte räumliche Riemenumlaufgetriebe. Der Toroidlenker basiert auf einer 6-gliedrigen kinematischen Kette, ist gleichmäßig übersetzend, hat parallelkinematische Eigenschaften und besitzt eine enge Verwandtschaft zum Kegelraddifferenzialgetriebe. Er wird zwar nicht dessen hohe Leistungsdichte und Steifigkeit erreichen, kann jedoch eine nennenswerte Steglänge ausbilden und ist hinsichtlich des nutzbaren Bauraums sehr viel weniger eingeschränkt.

Es lohnt sich, die Verwendung von Seilelementen in Mechanismen bei Bedarf zu erwägen und insbesondere den Zahnriemen im Kontext der Führungsgetriebe als modernes Konstruktionselement mit seinen bekannten Vorteilen hinsichtlich Schlupffreiheit, Betriebsgeräusch, Leichtbau, Schmiermittelfreiheit und Kosten im Auge zu behalten.

Literatur

- [1] Bruckmann, T. et.al.: *Cable-Driven Parallel Robots*. Berlin, Heidelberg, New-York: Springer Verlag 2013.
- [2] Perneder, R.: *Raum-Riemen-Anforderungen Zahnriemeneinsätze in der Praxis*. 14. Tagung "Zahnriemengetriebe", Dresden 2010.
- [3] Hanke, U.: *Der Einsatz eines Zahnriemengetriebes mit Unrundrädern zur Lösung einer Führungsaufgabe*. 16. Tagung "Zahnriemengetriebe", Dresden 2012.
- [4] Ebert, F.: *Simulation ebener Riemengetriebe mit linearer und nichtlinearer Übersetzung*. 16. Tagung "Zahnriemengetriebe", Dresden 2012.
- [5] Ebert, F.: *Ganzheitliche Systemsimulation komplexer Antriebssysteme mit nichtlinearer Charakteristik*. 9. Kolloquium Getriebetechnik, Chemnitz 2011.
- [6] Grübler, M.F.: *Getriebelehre*. Berlin: Springer Verlag 1917.
- [7] Hibbeler, R.C.: *Technische Mechanik 3 - Dynamik*. 12. Auflage, Pearson Verlag 2012.
- [8] Müller, H.W.: *Umlaufgetriebe*. 2. Auflage, Springer Verlag 1998.
- [9] Gössner, S.: *Bewegungsmechanismus*. Patentanmeldung DE 102010018122.6 vom 21.04.2010.
- [10] Gössner, S.: *Vom Flugsimulator zum Toroidlenker*. 15. Zahnriemengetriebe Tagung – IFTE / TU-Dresden 2011.
- [11] Gössner, S.: *Getriebelehre*. Berlin: Logos Verlag 2012.
- [12] Nagel, T.: *Zahnriemengetriebe: Eigenschaften, Normung, Berechnung, Gestaltung*. München, Wien: Carl Hanser Verlag 2008.
- [13] Luck K., Modler, K.-H.: *Getriebetechnik*. Berlin, Heidelberg, New-York: Springer Verlag 1995
- [14] Kerle H., Corves B., Hüsing, M.: *Getriebetechnik: Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe*. Vieweg+Teubner Verlag; 4. Auflage, 2011

GLOBALE EIGENSCHAFTEN DER GESCHLOSSENEN RELATIVBEWEGUNG VON ZWEI EBENEN

Uwe Bäsel

HTWK Leipzig, Fachgebiet Maschinenelemente und Getriebetechnik,
baesel@me.htwk-leipzig.de

Abstract

In diesem Aufsatz betrachten wir die geschlossene Relativbewegung von zwei parallelen Ebenen Σ_0 und Σ_1 . Zwei in Σ_1 bzw. Σ_0 beliebige feste Punkte P und Q beschreiben in der jeweils anderen Ebene geschlossene Bahnkurven $\mathcal{C}_0(P)$ bzw. $\mathcal{C}_1(Q)$. Es wird gezeigt, dass die Extrema der Abstände zwischen P und $\mathcal{C}_1(Q)$ sowie Q und $\mathcal{C}_0(P)$ gleich sind.

Durch $\mathcal{C}_0(P)$ wird Σ_0 in eine unbeschränkte Menge $\mathcal{M}_0^0(P)$ und eine beschränkte Menge $\mathcal{M}_0^1(P)$ unterteilt; analog Σ_1 durch $\mathcal{C}_1(Q)$ in eine unbeschränkte Menge $\mathcal{M}_1^0(Q)$ und eine beschränkte Menge $\mathcal{M}_1^1(Q)$. Für fest vorgegebene Punkte $Q^1 \in \Sigma_0$ und $P^1 \in \Sigma_1$ wird gezeigt: Gilt $P^1 \in \mathcal{M}_1^i(Q^1)$ und $Q^1 \in \mathcal{M}_0^k(P^1)$, dann folgt $Q^1 \in \mathcal{M}_0^k(P)$ für alle Punkte $P \in \mathcal{M}_1^i(Q^1)$ sowie $P^1 \in \mathcal{M}_1^i(Q)$ für alle Punkte $Q \in \mathcal{M}_0^k(P^1)$. U. a. können damit leicht alle Punkte $P \in \Sigma_1$ bestimmt werden, die einen festen Punkt $Q \in \Sigma_0$ umschließende Bahnkurven $\mathcal{C}_0(P)$ erzeugen.

In this paper, we consider the closed relative motion of two parallel planes Σ_0 and Σ_1 . Let Q be a fixed point in Σ_0 , and P be a fixed point in Σ_1 . Let $\mathcal{C}_0(P)$ and $\mathcal{C}_1(Q)$ denote the closed paths of P in Σ_0 and Q in Σ_1 , respectively. We show that the extreme values of the distances between P and $\mathcal{C}_1(Q)$ are equal to those between Q and $\mathcal{C}_0(P)$.

$\mathcal{C}_0(P)$ dissects Σ_0 in an unbounded set $\mathcal{M}_0^0(P)$ and a bounded set $\mathcal{M}_0^1(P)$; analogously, $\mathcal{C}_1(Q)$ dissects Σ_1 in an unbounded set $\mathcal{M}_1^0(Q)$ and a bounded set $\mathcal{M}_1^1(Q)$. For fixed points $Q^1 \in \Sigma_0$ and $P^1 \in \Sigma_1$ we show: If $P^1 \in \mathcal{M}_1^i(Q^1)$ and $Q^1 \in \mathcal{M}_0^k(P^1)$, then $Q^1 \in \mathcal{M}_0^k(P)$ for all points $P \in \mathcal{M}_1^i(Q^1)$, and $P^1 \in \mathcal{M}_1^i(Q)$ for all points $Q \in \mathcal{M}_0^k(P^1)$. Using this

result, it is easy to find all points $P \in \Sigma_1$ with paths $\mathcal{C}_0(P)$ that enclose a fixed point $Q \in \Sigma_0$.

Keywords: closed plane motion, inverse motion, closed curve, four-bar linkage, coupler curve, elliptic motion, cardioid motion, limaçon of Pascal

1 Einleitung

Die Bewegung einer starren Ebene bezüglich einer dazu parallelen und ebenfalls starren Ebene (Bezugssystem) spielt eine grundlegende Rolle in der Kinematik und Getriebetechnik [9, §1-36], [1], [16], [15, Kap. 4.4], [10, Kap. 3]. Ausgehend von den kinematischen Ketten spielt es für die Relativbewegung der Ebenen keine Rolle, welche Ebene als Bezugssystem betrachtet wird. Freilich ist die Wahl des festen Getriebegliedes für die getriebetechnische Funktion von ausschlaggebender Bedeutung. Von einer geschlossenen Bewegung spricht man, wenn die Bahnkurven aller Ebenenpunkte im Bezugssystem geschlossene Kurven sind.

Üblicherweise werden in der ebenen Kinematik momentane Zustände – wie z. B. Lagen, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und Krümmungen von Bahnkurven – betrachtet, wobei zwischen den Zuständen der einzelnen Ebenenpunkte interessante Zusammenhänge auftreten. Seltener werden globale Eigenschaften – wie z. B. Flächeninhalte oder Krümmungsschwerpunkte der Bahnkurven – von ebenen geschlossenen Bewegungen untersucht [1] Abschnitt II, [11], [4].

In Abschnitt 2 werden zunächst einige Grundlagen bereitgestellt, in den Abschnitten 3 und 4 die in der Zusammenfassung genannten globalen Eigenschaften bewiesen und in den Abschnitten 5 und 6 die Ergebnisse an Hand der Koppelkurven eines Gelenkvierecks bzw. der Ellipsenbewegung veranschaulicht. Die Betrachtungen der Abschnitte 2, 3 und 4 gelten für beliebige geschlossene Relativbewegungen zweier Ebenen – unabhängig von einer möglichen getriebetechnischen Realisierung, u. a. auch für nicht-algebraische Bahnkurven. Mögliche Anwendungen der Ergebnisse bestehen

- im Auffinden von Ebenen-Punkten, die Kurven mit geforderten Eigenschaften erzeugen,
- in der Einschränkung von Suchbereichen bei getriebetechnischen Synthese- und Optimierungsaufgaben sowie
- der Planung kollisionsfreier Bewegungen.

2 Definitionen und Grundlagen

Wir stellen zunächst einige differentialgeometrische Grundlagen zu ebenen Kurven (siehe [2], [3]) zusammen. Eine *parametrisierte ebene Kurve der Klasse C^k* im \mathbb{R}^2 ist eine Abbildung

$$c : I \rightarrow \mathbb{R}^2, \quad \phi \mapsto c(\phi) = (x(\phi), y(\phi))$$

mit k -mal stetig differenzierbaren *Koordinatenfunktionen* x und y , wobei I ein Intervall in \mathbb{R} ist. Falls c nur stetig (aber nicht stetig differenzierbar) ist, ist c per Definition von der Klasse C^0 . Ist $I = [a, b]$ kompakt, so heißen $c(a)$ und $c(b)$ der *Anfangs-* bzw. *Endpunkt* von c . c heißt *geschlossen*, falls $c(b) = c(a)$. Eine geschlossene Kurve c , die zusätzlich $c^{(\nu)}(b) = c^{(\nu)}(a)$ für $1 \leq \nu \leq k$ erfüllt, wird *geschlossene C^k -Kurve* genannt, d. h. die periodische Fortsetzung von c ist eine C^k -Kurve. Zu jedem $\phi \in I$ mit $c'(\phi) = (x'(\phi), y'(\phi)) \neq (0, 0)$ gibt es eine Tangente an c im Punkt $c(\phi)$. Ein Punkt $\phi \in I$ mit $c'(\phi) = (0, 0)$ heißt *singulärer Punkt*. Eine derartige Singularität kann entweder durch eine unzuweckmäßige Parametrisierung verursacht werden oder es liegt eine *geometrische Singularität* (Spitze der Kurve) vor [7, S. 197]. Eine differenzierbare Kurve c heißt *regulär*, falls $c'(\phi) \neq (0, 0)$ für alle $\phi \in I$.

Wir betrachten nun die Relativbewegung von zwei Ebenen Σ_0 und Σ_1 , wobei Σ_0 als ruhende Ebene angenommen wird [9, S. 1/2], [10, S. 52/53]. Es sei P ein in der Ebene Σ_1 befestigter Punkt (siehe Abb. 1). $\Xi_P = (\xi_P, \eta_P)$ seien die Koordinaten von P in Σ_1 . Bei der Bewegung von Σ_1 bezüglich Σ_0 (nachfolgend mit Σ_1/Σ_0 bezeichnet) beschreibt P in Σ_0 eine Bahnkurve. Durch $X_P(\phi) = (x_P(\phi), y_P(\phi))$ ist eine Parametrisierung dieser Bahnkurve gegeben. Wir nennen Σ_1/Σ_0 eine *geschlossene Bewegung* im Intervall $I := [\phi_0, \phi_1]$, wenn $X_P(\phi_1) = X_P(\phi_0)$ für alle $P \in \Sigma_1$ und I ein kleinstes Intervall mit dieser Eigenschaft ist. Das halboffene Intervall $[\phi_0, \phi_1)$ wird *Periodenintervall* genannt. Ab jetzt setzen wir Σ_1/Σ_0 immer als geschlossen voraus.

Unter Verwendung der Gaußschen komplexen Zahlenebene (siehe [10, S. 52]) können wir auch $X_P(\phi) = x_P(\phi) + iy_P(\phi)$ schreiben. Dann gilt

$$X_P(\phi) = X_0(\phi) + \Xi_P e^{i\psi(\phi)}, \quad (2.1)$$

bzw. in Koordinaten

$$\left. \begin{aligned} x_P(\phi) &= x_0(\phi) + \xi_P \cos \psi(\phi) - \eta_P \sin \psi(\phi), \\ y_P(\phi) &= y_0(\phi) + \eta_P \cos \psi(\phi) + \xi_P \sin \psi(\phi). \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

X_P ist geschlossen, wenn x_P , y_P und ψ periodische Funktionen mit gemeinsamer Periode sind. X_P besitzt bei der Bewegung Σ_1/Σ_0 eine geometrische Singularität genau dann, wenn es eine Lage von Σ_1 gibt, so dass P zum *Momentanpol* (siehe [9, S. 5/6], [10, S. 53]) wird.

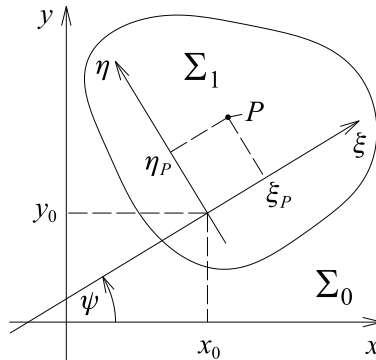


Abb. 1: Die Ebenen Σ_0 und Σ_1

Sei nun Q ein fester Punkt in Σ_0 mit Koordinaten $X_Q = (x_Q, y_Q)$. Dieser beschreibt bei der Bewegung Σ_1/Σ_0 eine geschlossene Bahnkurve $\Xi_Q(\phi) = (\xi_Q(\phi), \eta_Q(\phi))$ in Σ_1 . Für diese gilt

$$X_Q = X_0(\phi) + \Xi_Q(\phi) e^{i\psi(\phi)},$$

woraus

$$\Xi_Q(\phi) = (X_Q - X_0(\phi)) e^{-i\psi(\phi)} = \Xi_0(\phi) + X_Q e^{-i\psi(\phi)} \quad (2.3)$$

mit $\Xi_0(\phi) := -X_0(\phi) e^{-i\psi(\phi)}$ als Parameterdarstellung der Bahnkurven der *Umkehrbewegung* (*inversen Bewegung*) Σ_0/Σ_1 folgt. Σ_1 ist jetzt als feste Bezugsebene und Σ_0 als bewegliche Ebene zu betrachten. Für die Koordinatenfunktionen erhalten wir hieraus

$$\left. \begin{aligned} \xi_Q(\phi) &= \xi_0(\phi) + x_Q \cos \psi(\phi) + y_Q \sin \psi(\phi), \\ \eta_Q(\phi) &= \eta_0(\phi) + y_Q \cos \psi(\phi) - x_Q \sin \psi(\phi). \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

mit

$$\begin{aligned} \xi_0(\phi) &= -x_0(\phi) \cos \psi(\phi) - y_0(\phi) \sin \psi(\phi), \\ \eta_0(\phi) &= -y_0(\phi) \cos \psi(\phi) + x_0(\phi) \sin \psi(\phi). \end{aligned}$$

Setzt man noch $\tilde{\psi}(\phi) := -\psi(\phi)$, so erhält man

$$\tilde{\Xi}_Q(\phi) = \tilde{\Xi}_0(\phi) + X_Q e^{i\tilde{\psi}(\phi)} \quad \text{mit} \quad \tilde{\Xi}_0(\phi) = -X_0(\phi) e^{i\tilde{\psi}(\phi)}$$

als Parameterdarstellung der Bahnkurven für Σ_0/Σ_1 , so dass jetzt auch die formale Gleichheit mit Gleichung (2.1) für Σ_1/Σ_0 hergestellt ist [9, S. 2].

Für die nachfolgenden Betrachtungen ist von grundlegender Bedeutung: *Eine ebene Bewegung ist bestimmt, wenn erstens die Kurve bestimmt ist, die ein Punkt P der Σ_1 -Ebene in Σ_0 beschreibt, und zweitens eine Kurve der Σ_1 -Ebene durch einen gegebenen festen Punkt Q in Σ_0 hindurchgeht.* [9, S. 4]

Wir bestimmen aber nicht die aus diesen beiden Kurven resultierende Bewegung Σ_1/Σ_0 , sondern untersuchen – ausgehend von der vorgegebenen geschlossenen Bewegung Σ_1/Σ_0 – Beziehungen zwischen den Kurven und den beschreibenden Punkten.

3 Extremale Abstände

In diesem Abschnitt setzen wir voraus, dass X_P und Ξ_Q parametrisierte Kurven der Klasse C^k mit hinreichend großem k sind. Abgesehen von eventuellen geometrischen Singularitäten seien X_P und Ξ_Q regulär.

Satz 1. *Sei Q ein fester Punkt in Σ_0 mit Koordinaten $X_Q = (x_Q, y_Q)$ und P ein fester Punkt in Σ_1 mit Koordinaten $\Xi_P = (\xi_P, \eta_P)$. Während einer geschlossenen ebenen Bewegung Σ_1/Σ_0 beschreibt P eine geschlossene Bahnkurve $\mathcal{C}_0(P)$ in Σ_0 und Q eine geschlossene Bahnkurve $\mathcal{C}_1(Q)$ in Σ_1 . Für die Extrema der Abstände $\text{dist}(\mathcal{C}_0(P), X_Q)$ und $\text{dist}(\mathcal{C}_1(Q), \Xi_P)$ zwischen $\mathcal{C}_0(P)$ und X_Q bzw. $\mathcal{C}_1(Q)$ und Ξ_P gilt dann*

$$\min \text{dist}(\mathcal{C}_0(P), X_Q) = \min \text{dist}(\mathcal{C}_1(Q), \Xi_P) \quad (3.1)$$

und

$$\max \text{dist}(\mathcal{C}_0(P), X_Q) = \max \text{dist}(\mathcal{C}_1(Q), \Xi_P). \quad (3.2)$$

Beweis. Wir betrachten eine Parametrisierung

$$X_P : [\phi_0, \phi_1) \rightarrow \mathbb{R}^2$$

von $\mathcal{C}_0(P)$ mit Periodenintervall $[\phi_0, \phi_1)$ und definieren die Funktion f durch

$$f(\phi) := \text{dist}^2(X_P(\phi), X_Q) = (x_P(\phi) - x_Q)^2 + (y_P(\phi) - y_Q)^2$$

mit $x_P(\phi)$ und $y_P(\phi)$ nach (2.2). f hat ein Extremum genau dann, wenn $\text{dist}(X_P(\cdot), X_Q)$ ein Extremum hat.

Wir benutzen f anstatt $\text{dist}(X_P(\cdot), X_Q)$, da f auch in Punkten ϕ mit $f(\phi) = 0$ stetig differenzierbar ist, \sqrt{f} hingegen nicht. Da X_P voraussetzungsgemäß von der Klasse C^k mit hinreichend großem k ist, ist f also ebenfalls k -mal stetig differenzierbar. Die Existenz des Maximums und des Minimums ist nach dem Satz von Weierstraß (siehe z. B. [5, S. 158]) gesichert: Da die Funktion $f(\phi)$ in dem abgeschlossenen Intervall $[\phi_0, \phi_1]$ stetig ist, nimmt sie dort die oberere und untere Grenze ihrer Funktionswerte als Funktionswert an.

Es ist

$$\text{dist}(X_P(\phi), X_Q) \equiv \text{dist}(\Xi_Q(\phi), \Xi_P), \quad (3.3)$$

was unmittelbar klar ist, sich aber auch durch Nachrechnung unter Beachtung von (2.4) leicht verifizieren lässt. Somit gilt

$$\begin{aligned} \min_{\phi \in [\phi_0, \phi_1]} \text{dist}(X_P(\phi), X_Q) &= \min_{\phi \in [\phi_0, \phi_1]} \text{dist}(\Xi_Q(\phi), \Xi_P), \\ \max_{\phi \in [\phi_0, \phi_1]} \text{dist}(X_P(\phi), X_Q) &= \max_{\phi \in [\phi_0, \phi_1]} \text{dist}(\Xi_Q(\phi), \Xi_P). \end{aligned}$$

Es verbleibt zu zeigen, dass die Extrema unabhängig von der Parametrisierung mit ϕ sind. Sei t ein neuer Parameter (etwa die Zeit) mit einem kleinsten Periodenintervall $[t_0, t_1]$ und

$$\phi : [t_0, t_1] \rightarrow [\phi_0, \phi_1]$$

eine zulässige Parametertransformation, d. h. eine bijektive Abbildung mit $\phi'(t) \neq 0$ für $t \in [t_0, t_1]$. Dann ist durch $Y_P := X_P \circ \phi$ eine mit t parametrisierte äquivalente Kurve (mit gleicher Spur) gegeben, für die

$$g(t) := \text{dist}^2(Y_P(t), X_Q) = \text{dist}^2((X_P \circ \phi)(t), X_Q) = (f \circ \phi)(t)$$

gilt. Die Formel von Faà di Bruno (siehe [13, S. 807]) für die Ableitung komponierter Funktionen (verallgemeinerte Kettenregel) liefert

$$\begin{aligned} g^{(n)}(t) &= (f \circ \phi)^{(n)}(t) = (f^{(n)} \circ \phi(t)) \phi'^n(t) + \text{Terme mit} \\ & f^{(k)} \circ \phi(t), \quad k \in \{1, \dots, n-1\}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Ist $g(t)$ in einer Umgebung von τ n -mal stetig differenzierbar mit gerader Zahl n , so besitzt $g(t)$ dort ein Extremum, wenn $g'(\tau) = g''(\tau) = \dots = g^{(n-1)}(\tau) = 0$ und $g^{(n)}(\tau) \neq 0$; für $g^{(n)}(\tau) < 0$ liegt ein Maximum, für

$g^{(n)}(\tau) > 0$ ein Minimum vor [6, S. 433]. Wegen (3.4) und $\phi'(\tau) \neq 0$ ist $g^{(k)}(\tau) = 0$ genau dann, wenn $f^{(k)} \circ \phi(\tau) = 0$. Weiterhin ist $g^{(n)}(\tau) \leq 0$ genau dann, wenn $f^{(n)} \circ \phi(\tau) \leq 0$. Folglich sind die Extrema unabhängig von der Parametrisierung.

Da alle äquivalenten parametrisierten Kurven $Y_P = X_P \circ \phi$ dieselbe Spur (= Kurve) $\mathcal{C}_0(P)$ besitzen, können wir also

$$\min \text{dist}(\mathcal{C}_0(P), X_Q) = \min_{\phi \in [\phi_0, \phi_1]} \text{dist}(X_P(\phi), X_Q)$$

schreiben und wegen (3.3) auch

$$\min \text{dist}(\mathcal{C}_1(Q), \Xi_P) = \min_{\phi \in [\phi_0, \phi_1]} \text{dist}(\Xi_Q(\phi), \Xi_P).$$

Ebenfalls mit (3.3) folgt nun Gleichung (3.1). Analoges gilt für die Maxima, womit der Satz bewiesen ist. \square

Bemerkung 1. Betrachtet man die Minima der Abstände zwischen $\mathcal{C}_0(P)$ und Q in Σ_0 sowie zwischen $\mathcal{C}_1(Q)$ und P in Σ_1 , so folgt $P \in \mathcal{C}_1(Q) \iff Q \in \mathcal{C}_0(P)$. Das ist auch unmittelbar klar: Zu festem $Q \in \Sigma_0$ wählen wir $P \in \Sigma_1$ auf $\mathcal{C}_1(Q)$. $\mathcal{C}_1(Q)$ gleitet durch Q . Also gibt es eine Lage von Σ_1 , bei der $P = Q$ ist; demzufolge $Q \in \mathcal{C}_0(P)$ (siehe Abb. 5).

Bemerkung 2. Es gilt

$$f'(\phi) = 2 [(x_P(\phi) - x_Q)x'_P(\phi) + (y_P(\phi) - y_Q)y'_P(\phi)].$$

Abgesehen von dem Faktor 2 kann $f'(\phi)$ als Skalarprodukt $\vec{x} \cdot \vec{x}'$ der Vektoren

$$\vec{x} := \begin{pmatrix} x_P(\phi) - x_Q \\ y_P(\phi) - y_Q \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \vec{x}' := \begin{pmatrix} x'_P(\phi) \\ y'_P(\phi) \end{pmatrix}$$

interpretiert werden und \vec{x}' als Geschwindigkeitsvektor. $f'(\phi) = 0 = \vec{x} \cdot \vec{x}'$ ist das notwendige Kriterium für die Existenz eines Extremums an der Stelle ϕ . Es liegt bereits ein Minimum vor, wenn $\vec{x} = 0$. P ist singulärer Punkt von X_P , wenn $\vec{x}' = 0$. Für $\vec{x}, \vec{x}' \neq 0$ besagt $\vec{x} \cdot \vec{x}' = 0$, dass die Vektoren senkrecht aufeinander stehen, was unmittelbar klar ist: Der Abstandsvektor \vec{x} steht senkrecht auf der Kurve, falls ein Extremum vorliegt (siehe hierzu auch [12, S. 137/138]).

Bemerkung 3. Auch in den Fällen, dass ein Extremum gerade dann auftritt, wenn P oder Q einen geometrisch singulären Punkt (Momentanpol) von X_P bzw. Ξ_Q durchläuft, lassen sich alle erforderlichen Ableitungen

von f bilden. Falls P und Q gleichzeitig einen Momentanpol durchlaufen, fallen beide Punkte zusammen, da sich Rastpolbahn und Gangpolbahn im (gemeinsamen) Momentanpol berühren.

4 Unterteilung der Ebenen

Wir beginnen mit zwei bekannten Sätzen, die wir nachfolgend benötigen.

Satz 2. *Jede geschlossene Kurve unterteilt die Ebene in nicht zusammenhängende Gebiete, von denen exakt ein Gebiet unbeschränkt ist.*

Beweis. Siehe [8, S. 48]. □

Satz 3. *Die Gebiete von Satz 2 lassen sich mit zwei Farben so einfärben, dass sich zwei Gebiete gleicher Farbe nur in den Doppelpunkten berühren.*

Beweis. Siehe [14, S. 272]. □

Wir betrachten die Zerlegung der Ebene Σ_0 durch eine Kurve $\mathcal{C}_0(P)$ entsprechend Satz 2 mit anschließender Einfärbung entsprechend Satz 3. Die Menge, die durch Vereinigung aller nicht zusammenhängenden Gebiete, die die gleiche Farbe wie das unbeschränkte Gebiet aufweisen, entsteht, bezeichnen wir nachfolgend mit $\mathcal{M}_0^0(P)$, die Menge, die durch Vereinigung aller anders gefärbten Mengen entsteht, mit $\mathcal{M}_0^1(P)$. Die Mengen $\mathcal{C}_0(P)$, $\mathcal{M}_0^0(P)$ und $\mathcal{M}_0^1(P)$ sind also paarweise disjunkt und es gilt $\Sigma_1 = \mathcal{M}_0^0(P) \cup \mathcal{M}_0^1(P) \cup \mathcal{C}_0(P)$. Analog erhalten wir durch eine Kurve $\mathcal{C}_1(Q)$ in der Ebene Σ_1 zwei Mengen $\mathcal{M}_1^0(Q)$ und $\mathcal{M}_1^1(Q)$, wobei $\mathcal{M}_1^0(Q)$ das unbeschränkte Gebiet enthalten soll. $\mathcal{M}_0^0(P)$, $\mathcal{M}_0^1(P)$, $\mathcal{M}_1^0(Q)$ und $\mathcal{M}_1^1(Q)$ sind offene Mengen.

Bewegt man einen Punkt $P \in \Sigma_1$ entlang einer stetigen Kurve $\mathcal{K}_1 \subset \Sigma_1$ von der Lage P^1 in die Lage P^2 , so erhält man die Kurve $\mathcal{C}_0(P^2)$ durch stetige Verformung aus der Kurve $\mathcal{C}_0(P^1)$ und die Menge $\mathcal{M}_0^k(P^2)$, $k \in \{0, 1\}$, durch stetige Verformung aus der Menge $\mathcal{M}_0^k(P^1)$.

Satz 4. *Es sei Q^1 ein fester Punkt in Σ_0 und P^1 ein fester Punkt in Σ_1 mit $P^1 \in \mathcal{M}_1^i(Q^1)$ und $Q^1 \in \mathcal{M}_0^k(P^1)$ für $i, k \in \{0, 1\}$. Dann folgt*

- a) $Q^1 \in \mathcal{M}_0^k(P)$ für alle $P \in \mathcal{M}_1^i(Q^1)$ und
- b) $P^1 \in \mathcal{M}_1^i(Q)$ für alle $Q \in \mathcal{M}_0^k(P^1)$.

(Abb. 2 veranschaulicht die Aussage a.)

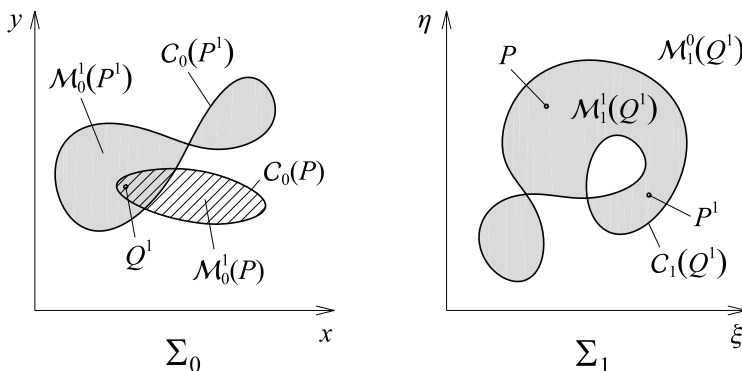


Abb. 2: Die Ebenen Σ_0 und Σ_1

Beweis. Die Aussage a des Satzes ist falsch, wenn es (mindestens) einen Punkt $P^2 \in M_1^i(Q^1)$ mit $Q^1 \in \Sigma_0 \setminus M_0^k(P^2)$ gibt. Wir nehmen an, dass es einen solchen Punkt P^2 gibt.

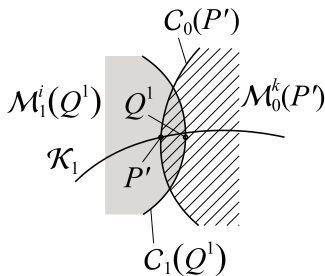


Abb. 3: $P' \in M_1^i(Q^1)$

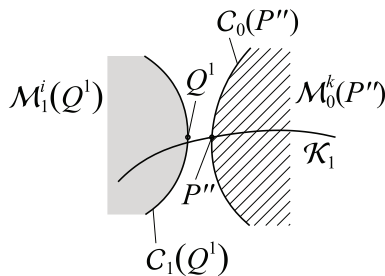


Abb. 4: $P'' \notin M_1^i(Q^1)$

Der Einfachheit halber betrachten wir zunächst den Fall, dass P^2 in der gleichen zusammenhängenden Teilmenge von $M_1^i(Q^1)$ wie P^1 liegt. Dann können wir P^1 und P^2 durch eine doppeltpunktfreie stetige Kurve \mathcal{K}_1 , die ganz in $M_1^i(Q^1)$ liegt, miteinander verbinden. Durch die Bewegung eines Punktes $P \in \Sigma_1$ von P^1 nach P^2 entlang \mathcal{K}_1 wird die Kurve $C_0(P^1)$ stetig in die Kurve $C_0(P^2)$ verformt (und dabei $M_0^k(P^1)$ stetig in $M_0^k(P^2)$).

Auf \mathcal{K}_1 existiert deswegen ein Punkt P^* mit $Q^1 \in C_0(P^*)$ und der Eigenschaft, dass es in einer hinreichend kleinen Umgebung \mathcal{U}^* von P^* einen auf \mathcal{K}_1 zwischen P^1 und P^* liegenden Punkt P' mit $Q^1 \in M_0^k(P')$ gibt. Wir bringen die Ebene Σ_1 durch die Bewegung Σ_1/Σ_0 in die Lage mit $\text{dist}(P', Q^1) = \min \text{dist}(C_0(P'), Q^1)$ und erhalten die Situation von

Abb. 3. Außerdem gibt es auf \mathcal{K}_1 einen Punkt P^{**} , der im allg. als mit P^* koinzidierend angenommen werden kann, mit $Q^1 \in \mathcal{C}_0(P^{**})$ und der Eigenschaft, dass es in einer hinreichend kleinen Umgebung \mathcal{U}^{**} von P^{**} einen Punkt P'' auf \mathcal{K}_1 zwischen P^{**} und P^2 mit $Q^1 \in \Sigma_0 \setminus (\mathcal{M}_0^k(P'') \cup \mathcal{C}_0(P''))$ gibt. Bringt man die Ebene Σ_1 durch die Bewegung Σ_1/Σ_0 in die Lage mit $\text{dist}(P'', Q^1) = \min \text{dist}(\mathcal{C}_0(P''), Q^1)$, so ergibt sich die Situation von Abb. 4. Hier ist aber $P'' \notin \mathcal{M}_1^i(Q^1)$. Damit liegt aber \mathcal{K}_1 nicht vollständig in $\mathcal{M}_1^i(Q^1)$, ein Widerspruch. Also ist die Aussage a des Satzes 4 für eine zusammenhängende Teilmenge von $\mathcal{M}_1^i(Q^1)$ bewiesen.

Wir betrachten nun den Fall, dass P^1 und P^2 in $\mathcal{M}_1^i(Q^1)$ liegen, aber nicht in einer zusammenhängenden Teilmenge von $\mathcal{M}_1^i(Q^1)$. Wir denken uns wiederum P^1 und P^2 durch eine doppeltpunktfreie stetige Kurve \mathcal{K}_1 miteinander verbunden. Nach Satz 3 müssen sich \mathcal{K}_1 und $\mathcal{C}_1(Q^1)$ dann in einer geraden Anzahl von Punkten schneiden. Die Schnittpunkte seien der Reihe nach durchnummeriert, beginnend mit 1. Falls sich \mathcal{K}_1 und $\mathcal{C}_1(Q^1)$ in einem Doppelpunkt schneiden, ist dieser als zwei aufeinander folgende Schnittpunkte zu zählen. Für einen Punkt $P \in \mathcal{K}_1$, der zwischen einem ungeradzahligen und einem geradzahligen Schnittpunkt liegt, gilt $P \notin \mathcal{M}_1^i(Q^1)$ und demzufolge $Q^1 \notin \mathcal{M}_0^k(P)$ (siehe Abb. 4 mit $P'' = P$). Für einen Punkt $P \in \mathcal{K}_1$ nach dem letzten Schnittpunkt ist dann $P \in \mathcal{M}_1^i(Q^1)$ und $Q^1 \in \mathcal{M}_0^k(P)$, was also auch für $P = P^2$ zutrifft.

Durch Vertauschung der Ebenen erhält man die Aussage b, womit alles gezeigt ist. \square

5 Gelenkviereck

Als interessantes Beispiel für Satz 4 betrachten wir die Bewegung der Koppelenebene des ebenen Gelenkvierecks A_0ABB_0 in Abb. 5. A_0 und B_0 sind die Drehgelenke in der festen Ebene Σ_0 . Die bewegte Ebene Σ_1 wird durch die orientierte Strecke \overrightarrow{AB} , die die beiden Drehgelenke A und B miteinander verbindet, repräsentiert. Die Bewegung Σ_1/Σ_0 ist geschlossen für eine volle Umdrehung der Kurbel $\overline{A_0A}$ um A_0 .

Q ist ein fester Punkt in Σ_0 und die gestrichelte Linie die Koppelkurve $\mathcal{C}_1(Q)$ von Q in Σ_1 . $\mathcal{C}_1(Q)$ ist fest mit \overrightarrow{AB} verbunden und nimmt an der Bewegung der Koppelenebene teil. In Abb. 5 wurde der in Σ_1 feste Punkt P auf der Kurve $\mathcal{C}_1(Q)$ gewählt. Deswegen geht die Koppelkurve $\mathcal{C}_0(P)$ des in Σ_1 festen Punktes P in Σ_0 durch Q (siehe Bemerkung 1).

Abb. 6 zeigt das gleiche Gelenkviereck, aber der Punkt P wurde nun innerhalb der Koppelkurve $\mathcal{C}_1(Q)$, also in $\mathcal{M}_1^1(Q)$ gewählt. Ersichtlich er-

zeugt P nun eine andere Kurve als in Abb. 5. Dargestellt ist die Lage, in der der Abstand zwischen P und Q minimal ist. Q befindet sich jetzt innerhalb der Koppelkurve $\mathcal{C}_0(P)$, also $Q \in \mathcal{M}_0^1(P)$. Nach Satz 4 gilt nun $Q \in \mathcal{M}_0^1(P)$ für alle $P \in \mathcal{M}_1^1(Q)$.

6 Ellipsenbewegung

Rollt ein Kreis (Ebene Σ_1) auf der Innenseite eines doppelt so großen, festen Kreises (Ebene Σ_0) ab, so beschreiben alle Punkte von Σ_1 Ellipsen, deren Schwerpunkt im Mittelpunkt des festen Kreises liegt. Σ_1/Σ_0 wird als *Ellipsenbewegung* bezeichnet [9, S. 2, 3, 9], [1, S. 14-15], [16, S. 45-51], [15, S. 136]. Dabei können die Ellipsen zu einem Kreis oder zu Geraden entarten: Der Mittelpunkt des Rollkreises beschreibt einen Kreis; jeder Punkt auf dem Rollkreis beschreibt eine Gerade. Eine Ellipsenbewegung lässt sich auch dadurch erzeugen, dass man zwei Punkte eines starren ebenen Systems auf zwei nicht parallelen Geraden führt. Dieses Getriebe wird als *Kreuzschieber* bezeichnet. Beschreibt man die Lage eines in Σ_1 festen Punktes P im ξ, η -System in Polarkoordinaten mit Radius ρ und Winkel α , so ist eine Parameter-Gleichung der Ellipsen $\mathcal{C}_0(P)$ in Σ_0 durch

$$X_P(\phi) = X_0(\phi) + \Xi_P e^{-i\phi} \quad \text{mit} \quad X_0(\phi) = r e^{i\phi} \quad \text{und} \quad \Xi_P = \rho e^{i\alpha}$$

gegeben, wobei r der Radius des Rollkreises und ϕ der (Antriebs-) Winkel zwischen der x -Achse und der Verbindungsstrecke zwischen den Koordinatenurprüngen ist.

Die Umkehrbewegung Σ_0/Σ_1 der Ellipsenbewegung ist die *Konchoidenbewegung*. Hier rollt also ein Kreis (Ebene Σ_0) mit seiner Innenseite auf einem Kreis (Ebene Σ_1) mit halbem Durchmesser ab [9, S. 3, 4, 9], [1, S. 15-17], [16, S. 51-62]. Die Bahnkurven, die die Punkte von Σ_0 in Σ_1 beschreiben, werden *Pascalsche Schnecken* oder *Kreisikonchoiden* genannt. Ein in Σ_0 fester Punkt Q^1 beschreibt dabei in Σ_1 die Pascal-Schnecke $\mathcal{C}_1(Q^1)$. Aus

$$X_Q = X_0(\phi) + \Xi_Q(\phi) e^{-i\phi}$$

erhält man

$$\Xi_Q(\phi) = (X_Q - X_0(\phi)) e^{i\phi} = -r e^{2i\phi} + X_Q e^{i\phi}$$

als Parameter-Darstellung von $\mathcal{C}_1(Q^1)$.

Die feste Ebene Σ_0 mit dem festen Kreis (Radius = $2r = 2$), dem in Ausgangsstellung ($\phi = 0$) befindlichen Rollkreis ($r = 1$) und einem in Σ_0 fest vorgegebenen Punkt $Q^1 = (0, 8; 0)$ sind in Abb. 7 dargestellt.

Der Punkt Q^1 beschreibt bei der Umkehrbewegung Σ_0/Σ_1 in Σ_1 die Pascalsche Schnecke $\mathcal{C}_1(Q^1)$ (siehe Abb. 8) mit Menge $\mathcal{M}_1^1(Q^1)$ (schattiert). Genau die Punkte P , die in $\mathcal{M}_1^0(Q^1) = \Sigma_1 \setminus (\mathcal{M}_1^1(Q^1) \cup \mathcal{C}_1(Q^1))$ liegen, erzeugen Q^1 enthaltende Ellipsen. Als Beispiele hierfür sind die von P^1 (mit Polarkordinaten $\rho_1 = 0,4$, $\alpha_1 = -\pi/4$) und P^2 (mit $\rho_2 = 1,3$, $\alpha_2 = \pi/10$) erzeugten Ellipsen $\mathcal{C}_0(P^1)$ bzw. $\mathcal{C}_0(P^2)$ mit den schattierten Mengen $\mathcal{M}_0^1(P^1)$ und $\mathcal{M}_0^1(P^2)$ in Abb. 7 dargestellt. Wird P auf $\mathcal{C}_1(Q^1)$ gewählt, so liegt Q^1 auf $\mathcal{C}_0(P)$.

Außerdem sind in den Abbildungen 7 und 8 die minimalen und maximalen Abstände entsprechend Satz 1 markiert.

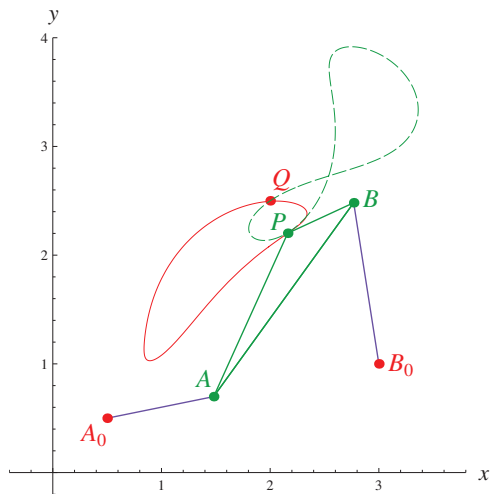


Abb. 5: $P \in C_1(Q)$ (gestrichelte Linie) und $Q \in C_0(P)$ (durchgehende Linie)

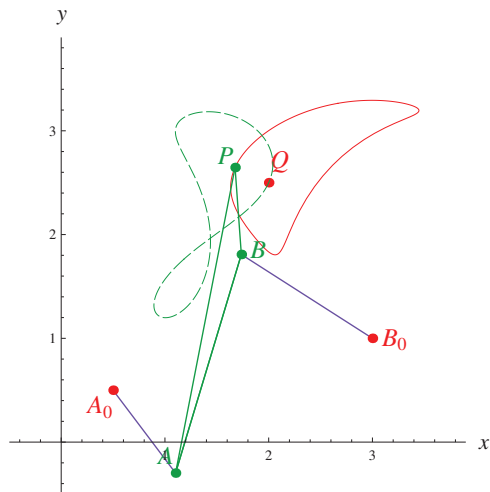


Abb. 6: $P \in M_1^1(Q)$ und $Q \in M_0^1(P)$

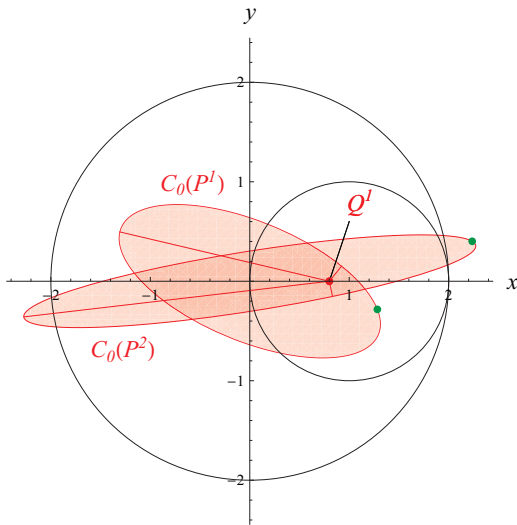


Abb. 7: Ellipsen-Bewegung

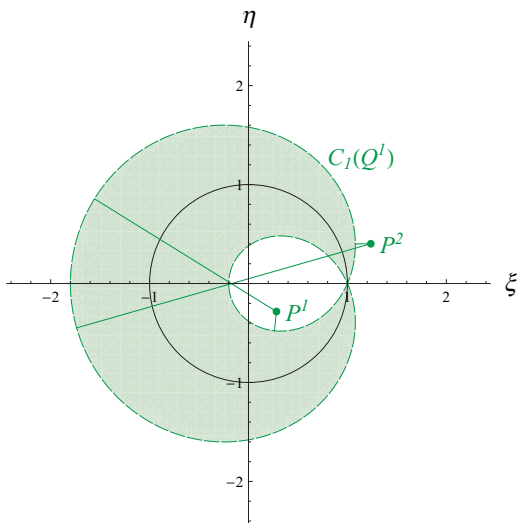


Abb. 8: Konchoiden-Bewegung (Pascalsche Schnecke)

Literatur

- [1] W. Blaschke, H. R. Müller: *Ebene Kinematik*, R. Oldenbourg Verlag, München, 1956.
- [2] J. Brüning, K. W. Wiegmann, A. Duma, N. Langenberg: *Differentialgeometrie*, FernUniversität Hagen, Hagen, 1990-93, 1995.
- [3] M. P. do Carmo: *Differentialgeometrie von Kurven und Flächen*, 2. Aufl., Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 1992.
- [4] H. Dathe, R. Gezzi: Characteristic directions of closed motions, *Z. Angew. Math. Mech.* **92**, No. 9 (2012), 731-748.
- [5] G. M. Fichtenholz: *Differential- und Integralrechnung I*, VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, Berlin, 1969.
- [6] W. Gellert, H. Küstner, M. Hellwich, H. Kästner (Hrsg.): *Kleine Enzyklopädie Mathematik*, 13. Aufl., VEB Bibliographisches Institut, Leipzig, 1986.
- [7] M. Husty, A. Karger, H. Sachs, W. Steinhilper: *Kinematik und Robotik*, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1997.
- [8] R. Klein: *Concrete and Abstract Voronoi Diagrams*, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1989.
- [9] M. Krause, A. Carl: *Analysis der ebenen Bewegung*, Vereinigung wissenschaftlicher Verleger, Walter de Gruyter & Co., Berlin und Leipzig, 1920.
- [10] K. Luck, K.-H. Modler: *Getriebetechnik, Analyse – Synthese – Optimierung*, Akademie-Verlag, Berlin, 1990.
- [11] H. R. Müller: Der Flächeninhalt einer Koppelkurve, *Forsch. Ing.-Wes.* **46**, Nr. 5 (1980), 161-163.
- [12] I. Niven: *Maxima and Minima Without Calculus*, The Mathematical Association of America, Washington D. C., 1981.
- [13] S. Roman: The Formula of Faà di Bruno, *American Mathematical Monthly* **87**, No. 10 (1980), 805-809.
- [14] P. G. Tait: Some elementary properties of closed plane curves, *Messenger of Mathematics*, New Series, No. 69 (1877), 270-272.

- [15] J. Volmer (Hrsg.): *Getriebetechnik – Lehrbuch*, 5. Aufl., VEB Verlag Technik, Berlin, 1987.
- [16] W. Wunderlich: *Ebene Kinematik*, Bibliographisches Institut, Mannheim/Wien/Zürich, 1970.

VERSCHLEISSARME HANDHABUNG VON FLECHT- MATERIALIEN DURCH OPTIMALEN FADENLÄN- GENAUSGLEICH

Daniel Denninger, Andreas Heine*, Maik Berger**

* TU Chemnitz, Institut für Füge- und Montagetechnik, Professur Montage- und Handhabungstechnik, daniel.denninger@mb.tu-chemnitz.de

Kurzfassung

Der Beitrag zeigt den Entwurf und die Auslegung eines Fadenlängenausgleichs zur verschleißarmen Handhabung von Flechtmaterialien bei bekannten kinematisch-technologischen Bedingungen. Zur Reduktion von Faden-
spannungen wird die oszillierende Verlegebewegung ausgeglichen.

Die Aufgabe bestand in der mathematischen Beschreibung der variierenden Fadenlänge während der Kettfadenverlegung. Vor allem die räumlichen Bewegungsabläufe, welche durch die Krümmungsverhältnisse bestimmt sind und sich bei rotatorisch bewegter Fadenführung auf einer flechttechnologisch bedingten Kugeloberfläche ergeben, spielen dabei eine entscheidende Rolle. Da keine analytisch geschlossene Lösung möglich war, wurde mittels dem Newton'schen-Näherungsverfahren das Gesamtproblem abgebildet.

Der Beitrag zeigt die erforderlichen Auslegungs- und Arbeitsschritte bis hin zu den daraus gewonnenen Ergebnissen, welche die Grundlage zur Entwicklung einer, durch ein ebenes Kurvengetriebe zu erzeugenden, optimalen Übertragungsfunktion bildeten.

Abstract

The article shows the concept and the dimensioning of a length of thread compensator for low-wear handling of braiding materials at well-known kinematic technological conditions. The oscillated motion of laying is compensated for the reduction of yarn tensions.

The task consisted of the mathematical specification of the diversifying length of thread during the laying of the chaining thread. Especially the three-dimensional motion-sequences, which are designed by the curvature ratios and result from the rotatory thread guide of a surface of a sphere. Due to the fact that an analytical self-contained solution was not possible, the problem was represented using Newton's approximation method.

The required steps of dimensioning and production as well as the subsequent results, which form the basics of the processing of an ideal transfer function by a two-dimensional cam mechanism, are shown.

1 Rundflechten nach dem System "Horn"

Im Rahmen eines AIF-Kooperationsprojektes "Entwicklung einer neuartigen Fadenverlegeeinrichtung für Schnellflechtmaschinen" wurde ein innovatives Antriebskonzept zur Verlegung von Kettfäden entwickelt. Das Kernziel des Forschungsvorhabens war eine 50%ige Steigerung der Maschinenleistung gegenüber allen bisher auf dem Markt befindlichen Produkten. Die wesentliche Aufgabe bestand in der Synthese eines neuartigen Mechanismus zur kinematisch optimalen Verlegung des Kettfadens. Eine entscheidende Aufgabenstellung während der Synthese bestand darin, den Fadenlängenausgleich in das nichtlinear geprägte Antriebskonzept unter strikter Berücksichtigung der engen geometrischen Randbedingungen zu integrieren.

Schnellflechtmaschinen nach dem System "Horn" werden ausschließlich zur Fertigung von Schlauch- und Kabelarmierungen eingesetzt. Primär kommen bei diesem speziellen Rundflechtverfahren metallische Werkstoffe zum Einsatz die besondere Eigenschaften bei ihrer Verarbeitung aufweisen. Typische Produkte sind Kabel mit Cu-Geflecht als Außenleiter (koaxial) oder Schläuche mit Textil- bzw. Stahlgeflecht zur Verstärkung der Struktur.

Neben der gewünschten Leistungssteigerung ergeben sich besondere technologische Anforderungen an die Schnellflechtmaschinen. Der technologische Vorteil des Systems "Horn" liegt in der gänzlichen Vermeidung von Verdrehungen des Flechtmaterials bei der Kettfadenverlegung. Der Kettfaden wird entlang einer speziellen Verlegekurve geführt, die das gegeneinander Verwinden der einzelnen Fasern im Flechtmaterial verhindert.

Der Flechtvorgang findet in einer gedachten Hohlkugel statt. Der Mittelpunkt dieser Kugel ist das Flechtauge, **Abb. 1**. Die Spulenträger (Fadenspeicher) kreisen auf einem Breitengrad auf der Kugeloberfläche um das Flechtauge

herum, so dass jede Litze vom Ablaufpunkt des Spulenträgers bis zum Flechtauge an jeder beliebigen Stelle die gleiche Entfernung (Kugelradius) aufweist. Das führt zu einem gleichmäßigen und kontinuierlichen Fadenablauf. Um ein Geflecht zu erzeugen, kreisen die Schussfäden beispielsweise gegen den Uhrzeigersinn auf einem konstanten Breitengrad um das Flechtauge, während die Kettfäden entgegengesetzt zwischen einem höher gelegenen Breitengrad zu einem tieferen Breitengrad springen. Die für die Kreuzung notwendige Bahn des Kettfadens ist sinusähnlich und wird auch als Verlegekurve bezeichnet. [1]

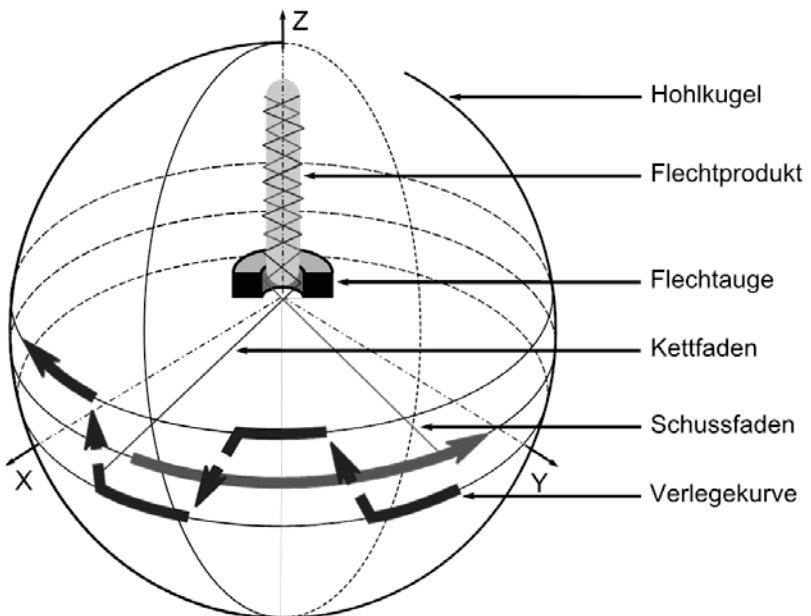


Abb. 1: Schnellflechtmaschinen System "Horn"

In typischen Hebelflechtmaschinen nach dem System "Horn" rotieren zwei gegenläufige Karusselle innerhalb eines feststehenden äußeren Nutkurvenrings. Auf den jeweiligen Karussellen sind die Fadenspeicher für Schuss- oder Kettfäden befestigt. Mit der Kurve zur Verlegung der Kettfäden wird eine oszillierende und stark nichtlineare Führungsbewegungsaufgabe beschrieben, die engen geometrischen sowie zeitlichen Restriktionen unterliegt.

Die Kettfäden werden mit einem Fadenhebel entlang der sinusähnlichen Verlegekurve geführt. Zur Erzeugung des Bewegungsverlaufs des Fadenhebels wird dieser zum einen in der Kurvenführung (Steuerkurve) des feststehenden Kurvenringes und zum anderen beweglich am Kettfadenrotor gelagert. Die Kurvenführung bewirkt, dass sich der Fadenhebel auf und ab bewegt und somit den Faden über bzw. unter den Schussfaden verlegt. Eine typische Maschine wird abhängig von Produkt und Anlagenkonfiguration bei maximal 185 U/min betrieben. Die Ausbringungsmenge ist zusätzlich vom Flechtwinkel und der zugehörigen Flechtsteigung abhängig.

2 Problemstellung

Mit steigenden Drehzahlen schlagen sich Schwingungsanregungen exponentiell in dem auskragenden Fadenhebel nieder. Diese Schwingungen werden praktisch ungedämpft auf den Faden übertragen. Gründe für die Aufprägung der Schwingformen liegen in der Führung des Fadenhebels sowie in den kinematischen Gegebenheiten.

Neben den konstruktiv bedingten Hindernissen [1] führen vor allem technologische Abhängigkeiten im Schnellflechtmaschinen System "Horn" bei besagten Schwingungen unweigerlich zum Riss des Fadens. Die Verlegung des Kettfadens über eine Umlenkrolle (Fadenstellglied) erfolgt nur näherungsweise exakt auf der Hohlkugeloberfläche. Neben der Umsetzung des neuartigen Antriebskonzeptes zur Fadenverlegung [1] bestand daher die Aufgabe, einen optimalen Fadenlängenausgleich zur Aufrechterhaltung einer definierten Fadenspannung in das Antriebskonzept zu integrieren.

3 Parameterermittlung für die Entwicklungsaufgabe

Um ein neuartiges Antriebskonzept zur Fadenverlegung umzusetzen, musste vom Prinzip der ringförmigen Umschließung der Maschine durch den Kurvenring abgewichen werden. Die zur Entwicklung der nichtlinear übersetzenden Antriebsbaugruppe zur Verlegung des Kettfadens erforderlichen kinematischen Startwerte ergaben sich u. a. aus der Analyse und Auswertung bestehender Referenzmaschinen. Ausgehend von diesen Startwerten wurden die Flechttechnologie und die sich daraus ergebenden spezifischen Anforderungen für den Fadenlängenausgleich definiert. [1]

3.1 Kinematische Analyse des bestehenden Antriebskonzeptes

Die kinematische Analyse bezog sich im Wesentlichen auf das Antriebskonzept zur Kettfadenverlegung. Es erfolgte die parametrisch aufgebaute, analytische Beschreibung des als räumlich angenommenen Kurvengetriebes nach dem kinematischen Schema in **Abb. 2**. Nach den Vorgaben zur Kinematik von starren Maschinen [2] wurde das vorliegende Schema beginnend beim Rotor (2) über den Fadenhebel (3) bis hin zum Abtastglied (4) mit den entsprechenden Drehmatrizen und Ortsvektoren als Berechnungsalgorithmus umgesetzt. Der parametrische Aufbau erlaubte die Bearbeitung variierender kinematischer Grundabmessungen oder veränderlicher Bewegungsfunktionen $\psi(\varphi)$.

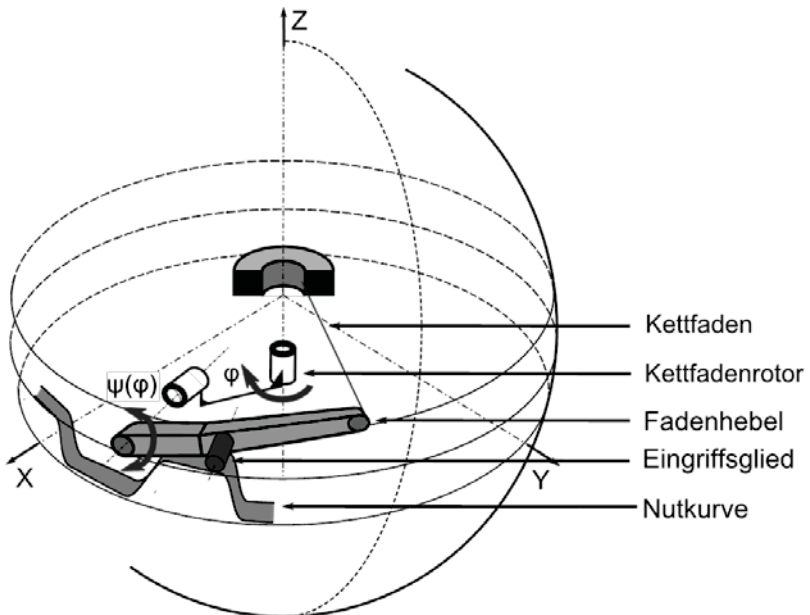


Abb. 2: Kinematisches Schema

Das analytische Berechnungsmodell wurde mit einem MKS-Modell verifiziert und zur Entwicklung einer optimierten Verlegekurve herangezogen. Dazu wurde die bekannte Verlegekurve zylindrisch abgewickelt und ein Verlegezyklus isoliert. In Abstimmung mit dem MKS-Modell konnten gestalterische

Freiräume für das folgende Bewegungsdesign und die Maßsynthese exakt definiert werden. [3]

3.2 Flechttechnologischer Anforderungen des optimalen Fadenlängenausgleichs

Zur Verlegung des Kettfadens wurde ein Gesamtantriebskonzept mit optimaler Übersetzung zum Passieren des "Faches", bestehend aus einer Schubkurbel mit einer vorgeschalteten elliptischen Zahnradpaarung, ausgelegt, dimensioniert und erprobt. [1]

Das entscheidende Argument für die Schubkurbelstruktur, eine gestellfeste Führung des Fadenstellgliedes über den Schieber, führt zu einer signifikanten Längenänderung der freien Fadenlänge. Bei idealer Einbaulage der Geradführung sind demzufolge maximal zwei Punkte mit exakt gleicher Fadenlänge, in der inneren sowie äußeren Totlage der Schubkurbel gegeben. In **Abb. 3** ist der konstruktive Entwurf des Verlegemechanismus dargestellt.

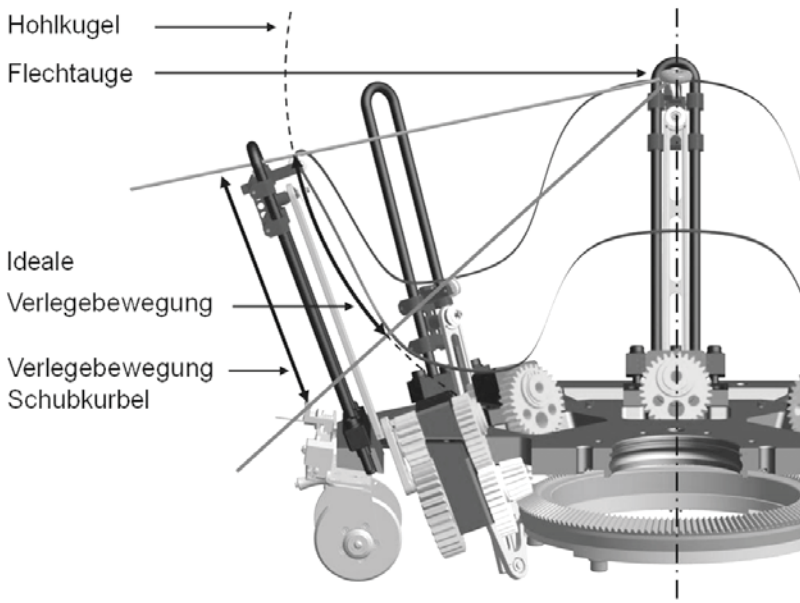


Abb. 3: Konstruktiver Entwurf des Verlegemechanismus

Zur verschleißarmen Verlegung des Flechtmaterials werden sogenannte Umlenkrollen am Fadenstellglied sowie beim Abzug vom Fadenspeicher eingesetzt. An den Umlenkrollen tritt eine Änderung der Umschlingungslängen auf, die bei der mathematischen Beschreibung der gesamten Ausgleichslänge berücksichtigt werden muss.

3.3 Mathematische Beschreibung der Ausgleichslänge

Die auszugleichende Fadenlängenänderung wird ausgehend vom Flechtauge über die Verlegebewegung des Stellgliedes bis hin zum Fadenspeicher betrachtet. Zur Berücksichtigung der beiden signifikanten Längenänderungen infolge der Schubbewegung dienen die in **Abb. 4** dargestellten Berechnungsskizzen. Demnach ergibt sich die Gesamtlängenänderung aus den Umschlingungslängen an den Führungsrollen C_0 (Rolle 1) und B_1 (Rolle 3) sowie der veränderlichen Länge zwischen der Rolle am Punkt B_2 (Rolle 4) und dem Flechtauge (s. Abb. 4 rechts). Das eingeführte Koordinatensystem am Kurbeldrehpunkt A_0 vereinfacht die mathematische Beschreibung und die Einordnung ins Gesamtsystem.

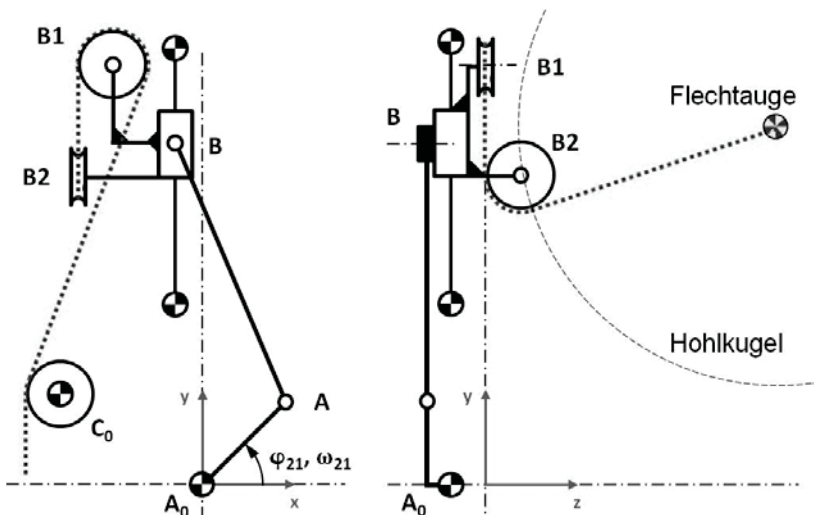


Abb. 4: Berechnungsskizzen des Verlegemechanismus: Draufsicht (links) und Seitenansicht (rechts)

Der erste beschriebene Änderungsabschnitt zwischen der Rolle 1 und 3 kann mit Hilfe einer Kreistangentengleichung ermittelt werden. Die veränderliche Fadenlänge setzt sich hier aus drei Abschnitten zusammen, den zwei veränderlichen Umschlingungslängen an den Rollen und der freien Fadenlänge.

Für die gesamte Fadenlänge in diesem Abschnitt ergibt sich in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ_{21} , den kartesischen Koordinaten der Gelenkpunkte und den Rollenradien folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned}
 FL1(\varphi) = & 2 \cdot r_{R1} \left[\pi - \arctan \left(\frac{B_{1Y}(\varphi) - C_{0Y}}{B_{1X}(\varphi) - C_{0X}} \right) \right] - \dots \\
 & \dots 2 \cdot r_{R1} \cdot \arccos \left(\frac{r_{R1} + r_{R3}}{\sqrt{(B_{1X}(\varphi) - C_{0X})^2 + (B_{1Y}(\varphi) - C_{0Y})^2}} \right) + \dots \\
 & \dots \sqrt{(B_{1X}(\varphi) - C_{0X})^2 + (B_{1Y}(\varphi) - C_{0Y})^2} - (r_{R1} + r_{R3})^2
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Die Längenänderung des Fadens infolge der Schubbewegung um das Flechtauge kann mit Hilfe des bekannten Drehpunktes B_2 und dem Radius der Abzugsrolle bestimmt werden.

$$\begin{aligned}
 FL2(\varphi) = & r_{R3} \left[\pi + \arcsin \left(\frac{FP_Y - B_{2Y}(\varphi)}{\sqrt{(FP_Y - B_{2Y}(\varphi))^2 - (FP_X - B_{2X}(\varphi))^2}} \right) \right] - \dots \\
 & \dots r_{R3} \cdot \arccos \left(\frac{r_{R4}}{\sqrt{(FP_Y - B_{2Y}(\varphi))^2 - (FP_X - B_{2X}(\varphi))^2}} \right)
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Im Diagramm **Abb. 5** sind die Verläufe der einzelnen Fadenabschnitte und die tatsächlich auszugleichende Länge des Fadens dargestellt. Die maximale Längenänderung ΔL beträgt hierbei 127,4mm.

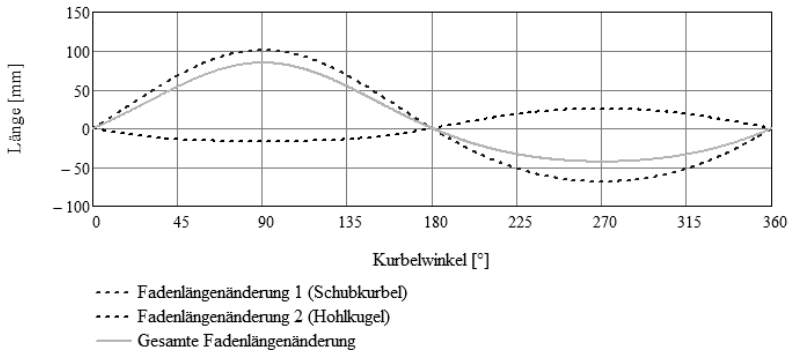


Abb. 5: Fadenlängenänderung

4 Entwicklung und Integration des Fadenlängenausgleichs

Die Forderung nach einem kraftfreien Ausgleichsmechanismus führte zu einem Lösungskonzept mit einer Ausgleichsschwinge (s. **Abb. 6**), welche über ein Kurvengetriebe mit der ermittelten nichtlinearen Ausgleichsfunktion angetrieben werden soll. Unter Vorgabe des maschinenbedingten Gestellpunktes der Schwinge D_0 erfolgte die iterative Ermittlung der Hebel­länge anhand der Endlagen der Schubkurbel. Die Ausgleichsrolle mit dem Drehgelenk D sollte sich dabei in vertikaler Richtung stets zwischen der Zuführrolle und der Abzugsrolle bewegen.

Zur Beschreibung der tatsächlichen Bewegungsfunktion ψ der Ausgleichsschwinge unter Beachtung einer konstanten Fadenlänge zwischen Zuführrolle und Flechtauge ist die Einführung von Vektoren zweckmäßig. Diese Lösungsmethode ist in der Getriebetechnik für alle Strukturen gültig [4] und kann auf die gegebene Aufgabenstellung problemlos erweitert werden. Sie erlaubt die komplette numerische Beschreibung der Bewegungszustände und deren Lösung durch Näherungsverfahren. Dafür werden die, für die Führung des Fadens bestimmenden Ein- und Auslaufpunkte an den Führungsrollen als geschlossene kinematische Kette betrachtet und mit Vektoren verbunden (s. **Abb. 6**).

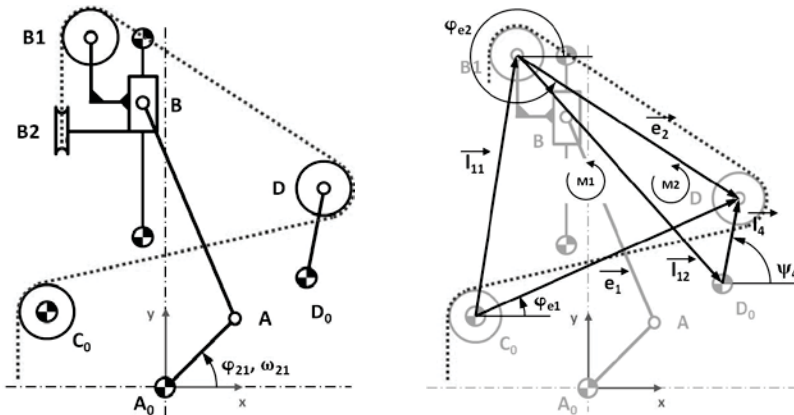


Abb. 6: Berechnungsskizze mit Ausgleichsschwinge: Draufsicht (links) und Vektorpolygone M1 und M2 (rechts)

Die zwei entstehenden Vektorpolygone (Maschen) können anschließend mit Hilfe von vier Vektorgleichungen beschrieben werden, welche alle bekannten und unbekanntenen Größen enthalten. Da das System jedoch fünf Unbekannte enthält, ist die zusätzliche Einführung der konstanten Fadenlänge als Schließbedingung notwendig, d.h. die Summe der Bandabschnitte b_1 bis b_7 muss immer einer vorgegebenen Bandlänge BL entsprechen. Es ergeben sich folgende Zwangsgleichungen:

$$\begin{aligned}
 0 &= e_1 \cdot \cos(\varphi_{e1}) - e_2 \cdot \cos(\varphi_{e2}) - l_{11x}(\varphi_{21}) \\
 0 &= e_1 \cdot \sin(\varphi_{e1}) - e_2 \cdot \sin(\varphi_{e2}) - l_{11y}(\varphi_{21}) \\
 0 &= e_2 \cdot \cos(\varphi_{e2}) - l_4 \cdot \cos(\psi_4) - l_{12x}(\varphi_{21}) \\
 0 &= e_2 \cdot \sin(\varphi_{e2}) - l_4 \cdot \sin(\psi_4) - l_{12y}(\varphi_{21}) \\
 0 &= BL - \left(b_1(e_1, \varphi_{e1}) + b_2(e_1) + b_3(e_1, \varphi_{e1}, e_2, \varphi_{e2}) \dots \right. \\
 &\quad \left. + b_4(e_2) + b_5(e_2, \varphi_{e2}) + b_6(\varphi_{21}) + b_7(\varphi_{21}) \right)
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Da eine Lösung dieses nichtlinearen Gleichungssystems nicht explizit möglich ist, wird, wie auch in [4] vorgeschlagen, die iterative Lösungsmethode mittels Newton-Raphson-Verfahren angewendet. Dabei werden zunächst die

Fehler f_1 bis f_5 bestimmt, welche sich beim Einsatz von geschätzten Näherungswerten für die Variablen ergeben und diese im Vektor \mathbf{b} integriert.

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} -f_1 \\ -f_2 \\ -f_3 \\ -f_4 \\ -f_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(e_1 \cdot \cos(\varphi_{e1}) - e_2 \cdot \cos(\varphi_{e2}) - l_{11x}(\varphi_{21})) \\ -(e_1 \cdot \sin(\varphi_{e1}) - e_2 \cdot \sin(\varphi_{e2}) - l_{11y}(\varphi_{21})) \\ -(e_2 \cdot \cos(\varphi_{e2}) - l_4 \cdot \cos(\psi_4) - l_{12x}(\varphi_{21})) \\ -(e_2 \cdot \sin(\varphi_{e2}) - l_4 \cdot \sin(\psi_4) - l_{12y}(\varphi_{21})) \\ - \left(BL - \left(b_1(e_1, \varphi_{e1}) + b_2(e_1) + b_3(e_1, \varphi_{e1}, e_2, \varphi_{e2}) \dots \right) \right) \\ \left(+ b_4(e_2) + b_5(e_2, \varphi_{e2}) + b_6(\varphi_{21}) + b_7(\varphi_{21}) \right) \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Die Differenzen, welche diese Näherungslösung verbessern, werden im Lösungsvektor \mathbf{x} zusammengefasst. Sie ergeben sich aus einem linearen Gleichungssystem, dessen Koeffizientenmatrix \mathbf{A} aus den partiellen Ableitungen der Zwangsgleichungen nach den unbekannt Variablen gebildet wird.

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \Delta e_1 \\ \Delta e_2 \\ \Delta \varphi_{e1} \\ \Delta \varphi_{e2} \\ \Delta \psi_4 \end{bmatrix} \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial e_1} & \frac{\partial f_1}{\partial e_2} & \frac{\partial f_1}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_1}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_1}{\partial \psi_4} \\ \frac{\partial f_2}{\partial e_1} & \frac{\partial f_2}{\partial e_2} & \frac{\partial f_2}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_2}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_2}{\partial \psi_4} \\ \frac{\partial f_3}{\partial e_1} & \frac{\partial f_3}{\partial e_2} & \frac{\partial f_3}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_3}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_3}{\partial \psi_4} \\ \frac{\partial f_4}{\partial e_1} & \frac{\partial f_4}{\partial e_2} & \frac{\partial f_4}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_4}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_4}{\partial \psi_4} \\ \frac{\partial f_5}{\partial e_1} & \frac{\partial f_5}{\partial e_2} & \frac{\partial f_5}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_5}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_5}{\partial \psi_4} \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Die unbekannt Änderungen der Variablen, welche die Lösung verbessern sollen, ergeben sich aus der Lösung von

$$\mathbf{x} = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{b} \quad (4.4)$$

Die verbesserten Lösungen ergeben sich dann aus

$$\begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ \varphi_{e1} \\ \varphi_{e2} \\ \psi_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e_1 + \Delta e_1 \\ e_2 + \Delta e_2 \\ \varphi_{e1} + \Delta \varphi_{e1} \\ \varphi_{e2} + \Delta \varphi_{e2} \\ \psi_4 + \Delta \psi_4 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

Die Anwendung dieses Verfahrens für eine definierte Anzahl an Kurbelstellungen am Antrieb ergibt die gesuchte Bewegungsfunktion der Ausgleichschwinge, wie in **Abb. 7** dargestellt.

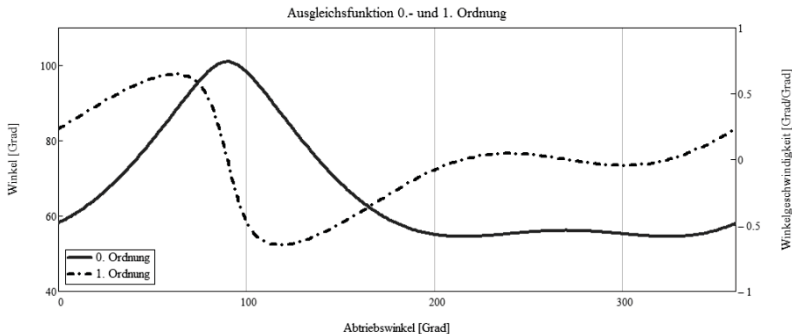


Abb. 7: Ausgleichsfunktion 0. - und 1. Ordnung

Da der Antrieb der Schubkurbel auch als Antrieb für das Ausgleichsgetriebe genutzt werden soll, ist die ermittelte Funktion in Abb. 7 gleichzeitig die Übertragungsfunktion des Kurvengetriebes.

Zur Ermittlung der kinematischen Hauptabmessungen für ein übertragungsgünstiges Ausgleichskurvengetriebe wird das Näherungsverfahren nach FLOCKE [5] genutzt. Voraussetzung dafür ist jedoch die Einteilung der Übertragungsfunktion in Gleich- und Gegenlaufbereich sowie Kenntnis über die maximalen Geschwindigkeiten in diesen Bereichen. Diese Informationen stehen aufgrund der berechneten Ausgleichsfunktion zur Verfügung, genauso wie der vorgegebene Achsabstand zwischen den Gestellpunkten A_0 und D_0 . Da das Verfahren nach FLOCKE jedoch mit einer vorgegebenen Hebel-

länge - unter dem Kriterium der zulässigen minimalen Übertragungswinkel - die Lage der Gestellpunkte für F- und P-Kurvengetriebe bestimmt und somit der erforderliche Achsabstand festgelegt wird, muss in diesem Fall eine fiktive Hebellänge angenommen und alle Abmessungen später auf den gegebenen Achsabstand skaliert werden. Das genaue Vorgehen sowie die Eignung und Grenzen des genannten Verfahrens sind in [6] beschrieben.

Zur Sicherung des Zwanglaufes wird die Ausführung als Doppelkurvengetriebe gewählt und die Konturen für Kurve und Gegenkurve nach den gängigen Formeln aus [5] berechnet. Aufgrund des Näherungsverfahrens wird das Kriterium des minimalen Übertragungswinkels nur für die Positionen der maximalen Geschwindigkeit im Gleich- und Gegenlaufbereich eingehalten. Die Überprüfung der gesamten Arbeitskurven ist daher zwingend erforderlich.

Neben dem Übertragungswinkel sollten auch stets die Krümmungen der Rollenmittelpunktbahnen überprüft werden, da sonst die Gefahr von Spitzenbildung bzw. Hubverlust besteht [vgl. 5]. **Abb. 8 (links)** zeigt den Verlauf des Übertragungswinkels für beide Kurven und **Abb. 8 (rechts)** den Krümmungsverlauf.

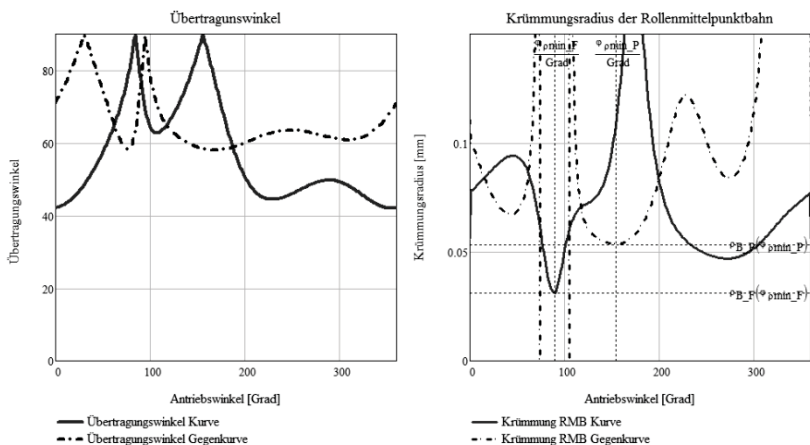


Abb. 8: Übertragungswinkel (links) und Krümmungsradius (rechts)

Das vollständige kinematische Schema mit Ausgleichsmechanismus ist in **Abb. 9** in einer definierten Antriebswinkelstellung zu sehen.

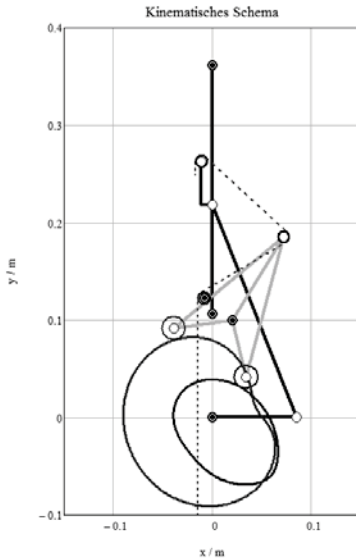


Abb. 9: Kinematisches Schema des Ausgleichsmechanismus und QR-Code

5 Zusammenfassung

Im Beitrag wurde der Entwurf und die Auslegung eines mechanischen Fadenlängenausgleiches zur verschleißarmen Handhabung von Flechtmaterialien beschrieben. Ausgehend von den technologische Randbedingungen gemäß dem Rundflechtverfahren nach dem System "Horn" wurde verdeutlicht, wie die Entwicklung eines neuartigen Antriebskonzeptes zur Verlegung der Kettfäden auch zu einer neuen Problemstellung hinsichtlich der nicht konstanten Fadenlänge führte. Nachfolgend bestand die Notwendigkeit der Kompensation dieser Fadenlängenänderungen um eine näherungsweise konstante Fadenspannung gewährleisten zu können.

Als grundlegender Schritt zur Bewältigung der gestellten Aufgabe wurde die variierende Fadenlänge während der Kettfadenverlegung mathematisch beschrieben. Die Abbildung des Gesamtproblems erfolgte unter Verwendung des Newton'schen-Näherungsverfahrens, da keine analytisch geschlossene Lösung möglich war. Aus der punktuellen mathematischen Be-

schreibung konnte die benötigte Bewegungsfunktion für eine Ausgleichschwinge interpoliert werden.

Mit dieser Bewegungsfunktion wurde ein, von der Kurbel des Verlegemechanismus angetriebenes, Ausgleichskurvengetriebe, entwickelt und als zwanglaufsicheres Doppelkurvengetriebe ausgelegt. Die entstandene Lösung für den optimalen Fadenlängenausgleich zur verschleißarmen Handhabung der Flechtmaterialien ist als kinematisches Schema abgebildet.

Literatur

- [1] Denninger, D.; Berger, M.: *Strukturvergleich und Maßsynthese nicht-linearer Antriebskonzepte zur Erzeugung von Raumkurven für Flechtmaschinen*. VDI-Bewegungstechnik 2012, VDI-Bericht 2175. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH. ISBN 978-3-18-092175-4
- [2] Dresig, H.; Holzweißig, F.: *Maschinendynamik*. 7. Aufl. Berlin: Springer Verlag, 2006. ISBN 978-3-540-30709-5
- [3] Heine, A.; Matthes, J.; Schulz, R.; Berger, M.: *MOCAD - Ein grafisch interaktives Werkzeug zur Berechnung und Optimierung von Kurvengetrieben und Motion Control Systemen*. VDI-Bewegungstechnik 2010, VDI-Bericht 2116. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH. ISBN 978-3-18-092116-7
- [4] Volmer, J. (Hrsg.): *Getriebetechnik: Grundlagen*. 1. Aufl. Berlin: Verlag Technik, 1992. ISBN 3-341-00934-5
- [5] Volmer, J. (Hrsg.): *Getriebetechnik: Kurvengetriebe*. 2. Aufl. Berlin: Verlag Technik, 1989. ISBN 3-341-00474-2
- [6] Heine, A.; Fricke, A.; Matthes, J.; Alpers, B.: *Auslegung ebener Kurvengetriebe - Kenndaten und Verfahren neu bewertet*. VDI Bewegungstechnik 2012, VDI-Berichte 2175. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH. ISBN 978-3-18-092175-4

JUSTIERBARE GETRIEBEGLIEDER DURCH INTEGRIERTE PARALLELSTRUKTUR

Carsten Teichgräber, Maik Berger*, Jörg Müglitz***

* Technische Universität Chemnitz, Professur Montage- und Handhabungstechnik,
E-Mail: carsten.teichgraeber@..., maik.berger@tu-chemnitz.de

** ZIS Industrietechnik GmbH, Meerane, E-Mail: joerg.mueglitz@zis-meerane.de

Abstract

Der Beitrag beschäftigt sich mit der Gestaltung justierbarer Getriebeglieder zur Kompensation von Fertigungstoleranzen. Dafür sind feine Stellbewegungen in allen Raumrichtungen und um alle Raumachsen erforderlich.

Die Forderungen lassen die Verwendung eines Hexapoden sinnvoll erscheinen, um das zuvor starre Bauteil einstellbar und dennoch steif zu gestalten. Bekannte Methoden zur Auslegung parallelkinematischer Maschinen werden gezielt vereinfacht und für die Optimierung der Getriebeabmessungen genutzt.

Das Vorgehen wird anhand eines seriellen, sphärisch wirkenden Roboterhandgelenks demonstriert. Durch Kombination von Messung und Berechnung entsteht eine einfache Möglichkeit, dessen Gelenkachsen zueinander zu justieren, d. h. sie in einem Punkt zum Schnitt zu bringen.

1 Motivation

Besonders bei seriell aufgebauten, offenen Gliederketten in der Handhabungstechnik und Robotik bedarf es großer Anstrengungen, um das theoretische, steuerungsinterne kinematische Modell mit der realen Struktur abzugleichen. Dies ist für die Genauigkeit der durch die Gliederkette zu vollführenden Führungsbewegung von entscheidender Bedeutung. Die Abweichungen der geometrisch toleranzbehafteten Bauteile besitzen, je

nach ihrem Platz in einer offenen Gliederkette, um ein Vielfaches verstärkte Wirkungen auf den Tool-Center-Point (TCP).

Üblicherweise werden die einzelnen Glieder höchst genau gefertigt und mit größtmöglicher Präzision montiert. Aus Kostengründen sind diesem Weg naturgemäß Grenzen gesetzt.

Ein zweiter Weg besteht in der Anpassung des steuerungsinternen Modells in der Weise, dass alle denkbaren Fertigungs- und Montageabweichungen als Parameter in selbiges eingebaut werden und eine Anpassung des Modells an die reale, toleranzbehaftete Struktur erfolgt. Hier braucht es eine wie auch immer geartete Vermessung der Gliedkette in möglichst vielen verschiedenen Posen und eine sich anschließende Parameteridentifikation. Letztere dient der Bestimmung der in die Transformationskette eingefügten Toleranzlängen und -winkel.

Als dritter Weg verbleibt die mechanische Justierung der Getriebeglieder bestehen. Voraussetzung hierfür ist, dass sich der zu justierende Parameter mit erträglichem Aufwand messen lässt und die mit der Justierbarkeit einhergehenden Nachteile, wie:

- Verlust an Steifigkeit,
- Gelenkspiel,
- zusätzlicher gestalterischer und Fertigungsaufwand

in akzeptablen Grenzen bleibt.

Der praktisch denkende Ingenieur wird letztendlich all diese Varianten miteinander kombinieren und unter Berücksichtigung von Kosten und Aufwand gewichten.

2 Anwendungen

2.1 Ein einfaches Beispiel

Die in [1] beschriebene Struktur in Abb. 1a verwendet einen auf der Koppel 3 angeordneten Zahnriementrieb 6 zur Parallelführung der Glieder 2 und 5. Im praktischen Einsatz führen vom Werkzeug, einem Schneidbrenner, ausgehende, um die x-Achse wirkende Biegemomente zu Abweichungen des TCP in der Größenordnung von etwa $\pm 0.3\text{mm}$. Als deren Ursache wurde die zu geringe Steifigkeit des Zahnriementriebes ermittelt.

Konstruktive Zwänge verbieten größere Radien an den Zahnriemenscheiben der Glieder 2 und 5 oder die Wahl eines breiteren Riemens.

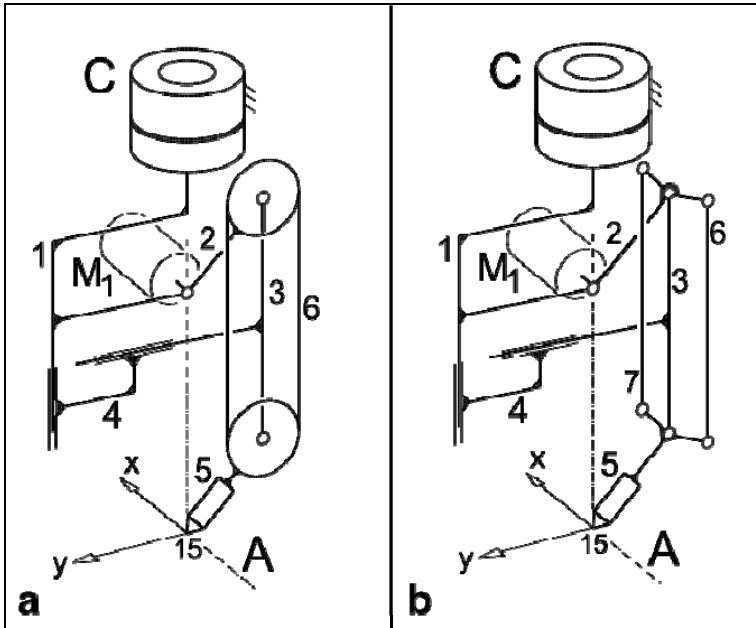


Abb. 1: a) mechanisch TCP-festes Roboter-Handgelenk
b) alternative Variante mit überbestimmter Parallelführung

Die Substitution des Zahnriemens durch eine Koppel 6 (siehe Abb. 1b) führt zu sehr geringen Übertragungswinkeln, da für den Schwenkwinkel von Glied 5 der Bewegungsbereich $\psi \in [-65^\circ, 65^\circ]$ gefordert wird. Mit zwei Koppeln 6 und 7 gelingt nach Abb. 2 ein minimaler Übertragungswinkel $\mu_{min} = 90^\circ - \frac{1}{2} \psi_{max} = 57.5^\circ$. Dies geschieht jedoch um den Preis der Überbestimmung.

Praktische Erfahrungen zeigen, dass die Gelenkabstände an den Koppeln 3, 6 und 7 innerhalb einer Toleranz von 0.02mm liegen müssen. Andernfalls drohen Klemmung, Schwergängigkeit und Verformungen, die die Laufgüte reduzieren und das Übertragungsverhalten negativ beeinflussen.

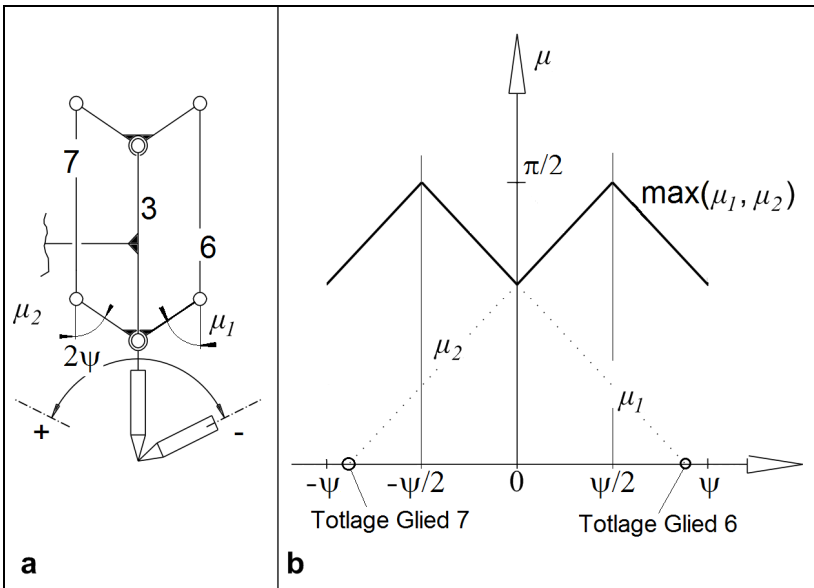


Abb. 2: a) Übertragungswinkel des Führungsgetriebes
b) minimaler Übertragungswinkel über Schwenkbereich

Eine Maßtolerierung von $285 \pm 0.01 \text{ mm}$ (entspricht dem Toleranzgrad IT4 bis IT5) ist mit üblichen Mitteln des Maschinenbaus nur schwierig zu erreichen. Naheliegender ist es, die Koppeln mit einer Einstellmöglichkeit längenveränderlich auszuführen. Wird diese Justagemöglichkeit als stoffschlüssiges Gelenk gestaltet, lassen sich die benötigten geringen Verstellwege leicht erzielen. Eine in die Koppeln eingeformte Öse (vgl. Abb. 3b) wird mit Zug- und Druckschrauben gezielt verformt und ermöglicht eine erstaunlich feinfühlig und genaue Längenänderung. Gegenüber der mit einem Zahnriemen gestalteten Koppel wird eine Verdreifachung der Verdrehsteifigkeit zwischen den Gliedern 2 und 5 erreicht. Eine Gegenüberstellung der beiden konstruktiven Varianten zeigt Abb. 3.

Die ursprüngliche Idee, durch eine leichte Verspannung der Koppeln 6 und 7 Spielfreiheit in den Gelenkzapfen zu erzwingen hat sich nicht bewährt. Stattdessen ist das Gelenk als Gleitlager mit genau hergestellter Spielpassung (H7/g6) ausgebildet.

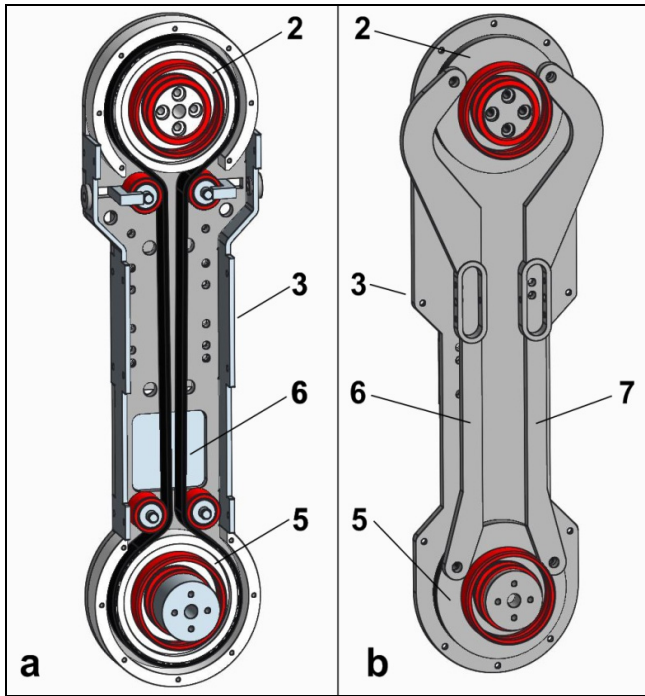


Abb. 3: a) Koppel mit Zahnriemen zur Parallelführung b) Doppelkoppel

2.2 Ein sphärisches Getriebeglied

Ebenfalls in [1] beschrieben ist ein sphärisch wirkendes Roboterhandgelenk, dessen Aufgabe die Orientierung eines Plasma-Schneidbrenners ist. Das Handgelenk basiert auf einem seriellen, sphärischen Getriebe und besteht aus vier Gliedern und drei angetriebenen Drehgelenken (I, II, III) mit jeweils dem Gelenkfreiheitsgrad $f=1$. Die Einstellung der Brennerneigung erfolgt in zwei Winkeln unter gezielter Ausnutzung der kinematischen Redundanz. Damit wird eine Verdrillung des Schlauchpakets bei vollem Umlauf [1] vermieden. Abb. 4a zeigt das Handgelenk in gestreckter Pose mit dem Brenner am Rand des Arbeitsbereichs. Die Drehachsen benachbarter Gelenke schließen jeweils den Winkel γ_k ein ($k = 1, \dots, 4$; Abb. 4b) und schneiden sich alle in einem gemeinsamen Punkt, der mit dem TCP zusammenfällt. Der TCP liegt genau auf der Strahlrichtung des

Brennschneidwerkzeugs, das starr am gestellfernsten Glied befestigt ist. Die Anordnung gestattet eine Brennerschwenkung um den TCP im Bereich $\varphi \in [0^\circ, 360^\circ]$, $\psi \in [0^\circ, 50^\circ]$ ohne in eine singuläre Stellung zu geraten.

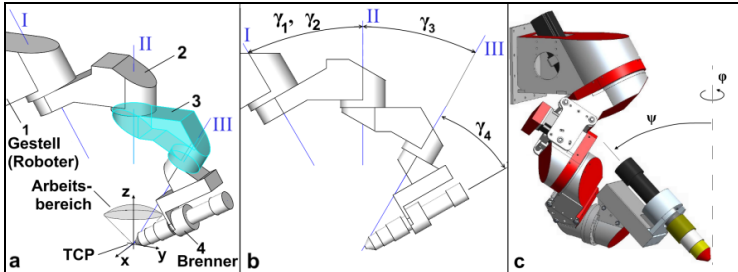


Abb. 4: a) redundantes Roboterhandgelenk b) kinematisches Schema c) Prototyp der Fa. ZIS Industrietechnik

Die Fertigungstoleranzen der gestellnächsten Glieder wirken sich überproportional stark auf das Bewegungsverhalten am TCP aus. Insofern ist eine Justierbarkeit von Glied 2 von besonderer Wichtigkeit.

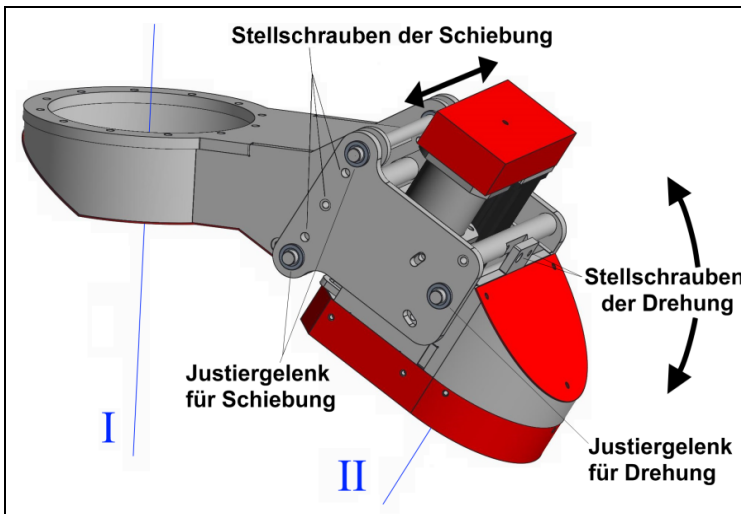


Abb. 5: Führungsglied mit konventioneller Justagemöglichkeit

Sie muss es ermöglichen, die Achsen I und II zum Schnitt zu bringen und den Schnittpunkt entlang der Achsen zu verschieben. Abb. 5 zeigt die konventionelle, bisher verwendete Lösung. Diese besteht aus einem Justiergelenk (Schubgelenk mittels zweier Bolzen links), das eine Bewegung entlang der Normalen auf die Achsen I und II ermöglicht. Als weitere Justierbewegung dient eine Schwenkung um diese Normale, realisiert durch ein Drehgelenk (einzelner Bolzen siehe Abb. 5 rechts). Mit der Schiebung werden I und II zum Schnitt gebracht, die Drehachse verschiebt den Schnittpunkt entlang I und II. Hingenommen werden muss, dass sich γ_I bei der Justage geringfügig verändert.

Die technische Lösung ist nicht ideal und Grund genug, nach einer besseren Variante zu suchen. An Stelle mehrerer, seriell angeordneter Justiergelenke soll im Folgenden eine parallele Anordnung untersucht werden.

3 Eine „Einstellplattform“

Parallelstrukturen sind bekannt für ihre hohe Steifigkeit, kleine Übersetzung, aber auch ihr begrenztes Einsatzgebiet durch einen kleinen Arbeitsraum. Die an räumlichen Parallelstrukturen erforderlichen Kreuz- und Kugelgelenke erreichen schnell die Grenze ihrer Bewegungsbereiche. Diese Eigenschaften sind für die vorliegende Aufgabe vorteilhaft oder zumindest nicht störend. Insofern stellte sich die Frage, ob mit einer nur um minimale Beträge beweglichen Plattform die oben beschriebene Justageaufgabe besser und einfacher gelöst werden könnte. Es ist demnach kein Arbeitsraum, wie bei der für die Robotik eingesetzten Plattform, zu analysieren, sondern nur eine einzelne Pose.

Folgende Fragestellungen benötigen eine Antwort:

Die Dimensionierung der Einstellplattform erfolgt derart, dass die Steifigkeit gegenüber den sechs Krafrichtungen in allen sechs Bewegungsfreiheiten maximal ist. Das bewirkt zwangsläufig, dass auch eine Einstellbarkeit in sechs Freiheiten gegeben ist.

Kann eine Dimensionierung gelingen, die zumindest für eine Schwenkrichtung eine Entkopplung ermöglicht, sodass eine Verstellbewegung genau eine Kompensationsbewegung hervorruft?

Welche kinematischen und konstruktiven Möglichkeiten bietet die Variation der Anlenkpunkte im Vergleich zur Variation der Strebenlängen?

Welche konstruktiven und gestalterischen Möglichkeiten sind dem Konzept innewohnend, speziell hinsichtlich der Gelenkgestaltung, der Stoffschlüssigkeit und der Nutzung generativer Fertigungsverfahren (Rapid Prototyping)?

Welche Steifigkeitseinbuße oder -steigerung ist im Vergleich zu einer herkömmlichen Lösung zu erwarten? Wie ist deren Masseverhältnis?

4 Konzept des starren Hexapods

Die Lösungs idee kann als ein Hexapod mit starren Streben (Abb. 6a) angesehen werden. Die Bezeichnung "Hexapod" wird manchmal verallgemeinernd für alle Bewegungsmaschinen mit parallelkinematischer Struktur verwendet. In diesem Artikel heißt eine Struktur dann Hexapod, wenn Sie aus zwei Starrkörpern besteht, die über sechs Getriebeketten miteinander verbunden sind. Einer der Körper ist als Gestell definiert, der andere heißt Plattform.

Der Getriebefreiheitsgrad beträgt Null, die Relativlage der Drehgelenkachsen wird somit eindeutig definiert. Die sechs Streben sind mit je einem Kugelgelenk mit dem Gestell und der Plattform verbunden. Die Eigenrotation der einzelnen Streben um die Verbindungslinie der beiden Kugelgelenke hat kinematisch keine Bedeutung (Abb. 6a).

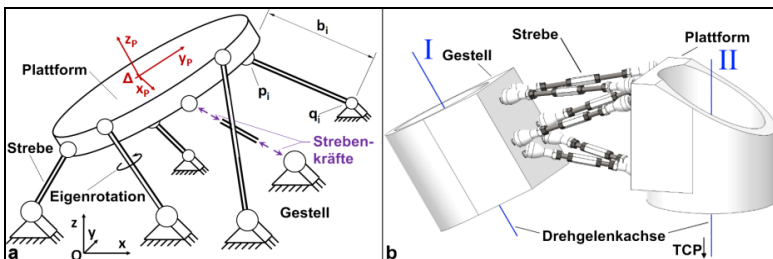


Abb. 6: a) Konzept 'starrer Hexapod' b) Entwurf der "Einstellplattform"

Ein Hexapod ist statisch gesehen ein Raumfachwerk und zählt zu den VGT (variable geometry truss). Die Streben werden nur normal beansprucht, was das große Verhältnis von Traglast zu Eigenmasse begründet. Die im Folgenden beschriebene statische Dimensionierung basiert auf einer Abschätzung der Gewichts- und Prozesskräfte sowie einem dem

Anwendungsgebiet des Handgelenks entsprechenden, typischen Bewegungsablauf. Die geometrischen Parameter der Auslegungsrechnung sind die Mittelpunktskordinaten der sechs Kugelgelenke am Gestell und an der Plattform. Der Durchmesser der Streben und die Größe der Kugelgelenke hängt direkt von der vorliegenden Belastung ab.

5 Geometrische Dimensionierung des starren Hexapods

In diesem Beitrag werden Vektoren und Punkten fett formatierte Kleinbuchstaben zugeordnet, während zweidimensionale Matrizen mit fett formatierten Großbuchstaben bezeichnet werden.

Bei der geometrischen Dimensionierung gilt es, die Positionen sowohl der gestellfesten Kugelgelenke als auch die Lage der Gelenke zu finden, die der Plattform zugeordnet sind. Das entstehende Problem wurde auf Grund seiner Komplexität auf numerisch iterativem Weg gelöst. Die Berechnungen dieses Abschnitts sind nur dann anwendbar, wenn alle Streben einfache, kugelgelenkig gelagerte Koppelstangen sind. Kompliziertere kinematische Ketten, bei denen sich mehr Glieder und Gelenke zwischen Gestell und Plattform befinden, sind für die vorhandene Aufgabenstellung ohnehin nicht geeignet.

Um die Dimensionierungsaufgabe zu lösen müssen die Positionen der gestellfesten Gelenke \mathbf{q}_i und die der Plattformgelenke \mathbf{p}_i ($i = 1, \dots, 6$ siehe Abb. 6a) gefunden werden. \mathbf{p}_i^0 enthält die lokalen Koordinaten der Gelenkmittelpunkte in Bezug auf das mit der Plattform starr verbundene Koordinatensystem $\{\mathbf{x}_p, \mathbf{y}_p, \mathbf{z}_p\}$.

Um die Verformungen bei einer Belastung zu minimieren müssen die Verhältnisse von Reaktionskraft zu Verschiebung bzw. von Reaktionsmoment zu Winkel in jede der Raumrichtungen maximiert werden. Das vereinfachte Modell geht von einer starren Plattform und einem starren Gestell aus, während die verbindenden Streben und die Kugelgelenke als nachgiebig angenommen werden. Ein einfaches Modell der Streben als lineare Federn erscheint als sinnvolle Möglichkeit um zu einer Berechnung ihrer Verformung unter Last zu gelangen. Zusätzlich wird nur noch die Beziehung zwischen den auf die Plattform wirkenden Kräften und den Strebenkräften benötigt. Sie resultiert aus der Kinetostatik.

Die Abbildung der Plattformkräfte auf die Längskräfte der Streben ist die inverse Jacobi-Matrix des Mechanismus. Ihre Verwendung ist eine übliche Methode bei der Beurteilung der Steifigkeit eines Hexapods mit sechs angetriebenen, längenveränderlichen Streben. Ein geeignetes Steifigkeitsmaß wird in [2] (S. 259-268) dargestellt. Der Autor gibt als Empfehlung für die 6x6-Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} Folgendes an:

$$\mathbf{K} = \mathbf{J}^{-T} \cdot \text{diag}(k_i) \cdot \mathbf{J}^{-1}, \quad (4.1)$$

mit der Zusammenfassung von Streben- und Gelenksteifigkeit k_i zu

$$\frac{1}{k_i} = \frac{b_i}{ES_i} + \frac{2}{k_{BJ}} \quad (4.2)$$

wobei E den Elastizitätsmodul bezeichnet, S_i die Querschnittsfläche der jeweiligen Streben und b_i deren Länge angibt. Die Streben und ihre Gelenke werden in Gl. (4.2) als Reihenschaltung von Federn behandelt. Bei Verwendung der Einheit $[k_i] = 1 \text{ N}/\mu\text{m}$ entstehen praktisch gut handhabbare Zahlenwerte.

Zunächst wurde noch die Steifigkeit der Kugelgelenke k_{BJ} untersucht. Hierzu ist auf einer Zug-Druck-Prüfmaschine eine Kraft-Verschiebungs-Kennlinie ermittelt worden. Die aufgezeichnete Kurve kann abschnittsweise durch eine Gerade angenähert werden, deren Anstieg vom Neigungswinkel der Strebe abhängt. Im Falle des starren Hexapods wird k_{BJ} für alle zwölf Gelenke als identisch angenommen.

Zur Gewinnung der inversen Jacobi-Matrix \mathbf{J}^{-1} in Gl. (4.1) gibt es verschiedene Wege. Sie kann durch eine Betrachtung des statischen Kräftegleichgewichts des Mechanismus hergeleitet werden. Eine alternative Vorgehensweise betrachtet die übertragenen Geschwindigkeiten zwischen Antrieben und Abtriebskoordinaten [2]. Diese Möglichkeit wurde in diesem Aufsatz durch Anwendung eines üblichen geometrischen Ansatzes [3] verfolgt. Es kann auch ein anschaulicher, vektorieller Zugang gefunden werden, dessen Resultate sich ebenso verwenden lassen. Hierbei werden die Übertragungswinkel bei virtueller Variation jeweils der An- und Abtriebskoordinaten berechnet [4]. Dies benötigt weniger analytischen Ballast.

Da die sechs Punkte \mathbf{p}_i einerseits fest mit der starren Plattform verbunden sind und andererseits durch die Vektoren der Streben geführt werden, gelten die folgenden Zwangsbedingungen

$$f_i = b_i^2 - (\mathbf{p}_i - \mathbf{q}_i)^2 = 0. \quad (4.3)$$

Die Koordinaten $\boldsymbol{\zeta} = (\Delta x \ \Delta y \ \Delta z \ \alpha \ \beta \ \varphi)^T$ geben die Position und Orientierung des plattformfesten Koordinatensystems $\{\mathbf{x}_p, \mathbf{y}_p, \mathbf{z}_p\}$ in Bezug auf das raumfeste System $\{\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}\}$ an (siehe Abb. 6a). $\boldsymbol{\zeta}$ ist ein Argument der parametrisierten Lagefunktion $\mathbf{p}_i = \mathbf{p}_i(\boldsymbol{\zeta}, \mathbf{p}_i^0)$. Die Strebenlängen berechnen sich somit zu

$$b_i = \sqrt{(\mathbf{p}_i(\boldsymbol{\zeta}) - \mathbf{q}_i)^2}. \quad (4.4)$$

Nach Differenziation von Gl. (4.4) nach den Komponenten von $\boldsymbol{\zeta}$ erhält man:

$$b'_i = \frac{1}{b_i} (\mathbf{p}_i(\boldsymbol{\zeta}) - \mathbf{q}_i)^T \mathbf{P}'_i(\boldsymbol{\zeta}) \cdot \boldsymbol{\zeta}'. \quad (4.5)$$

Gleichung (4.5) beschreibt den Zusammenhang zwischen einer Änderung der Strebenlänge und der Variation der Lage der Plattform. Folglich entspricht der Koeffizientenvektor in Gl. (4.5) der i -ten Zeile der inversen Jacobi-Matrix \mathbf{J}^{-1} . Die 3x6-Matrix $\mathbf{P}'_i(\boldsymbol{\zeta})$ enthält die partiellen Ableitungen von $\mathbf{p}_i(\boldsymbol{\zeta}, \mathbf{p}_i^0)$ nach den Koordinaten in $\boldsymbol{\zeta}$. Sie hängt direkt von der Art der Parametrisierung der Plattformlage ab.

Das Ziel der Auslegung ist die Ermittlung der maximalen Steifigkeit des Hexapods. Diese soll durch gezielte Variation der lokalen Koordinaten der Plattformpunkte \mathbf{p}_i^0 gefunden werden.

Zum Zwecke der numerischen Optimierung wird daher die Zielfunktion

$$Z(\mathbf{p}_i^0) = \eta(\mathbf{p}_i^0) \left\| \mathbf{K}(\mathbf{p}_i^0) \right\| \text{ definiert,} \quad (4.6)$$

die sich der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} aus Gl. (4.1) bedient. Zur Eignung der verschiedenen Normkriterien gibt es Ausführungen wie [3]. In diesem Fall wurde die Spektralnrm auf die 6x6-Matrix in Gl. (4.6) angewendet.

Besondere Aufmerksamkeit muss auf die verschiedenen Einheiten von Translation und Rotation in \mathbf{K} gerichtet werden. Dazu muss eine Skalierung gewählt werden, die den oberen drei Zeilen ($i = 1, 2, 3$) von \mathbf{J} ähnliche Beträge wie den unteren ($i = 4, 5, 6$) verschafft. Dadurch kann auf die Verwendung von Schraubenkoordinaten verzichtet werden.

Eine erfolgreiche Optimierung braucht Nebenbedingungen. In diesem Fall sind Beschränkungen hinsichtlich des Bau- und Kollisionsraums zu beachten. Basierend auf den in Frage kommenden Bereichen (Abb. 7a) werden die kartesischen Koordinaten von \mathbf{p}_i^0 direkt eingeschränkt:

$$\begin{pmatrix} x_i^{\min} & y_i^{\min} & z_i^{\min} \end{pmatrix}^T \leq \mathbf{p}_i^0 \leq \begin{pmatrix} x_i^{\max} & y_i^{\max} & z_i^{\max} \end{pmatrix}^T. \quad (4.7)$$

Zudem darf keine Überschneidung der Streben auftreten. Die Anordnung der Gelenkpunkte und zulässiger Bauräume bestimmt ganz wesentlich die Notwendigkeit dieses Aspektes. Wird z. B. die Anordnung in Abb. 6b gewählt, kann unter bestimmten Voraussetzungen auf eine Kollisionsprüfung verzichtet werden. Der Rest dieses Abschnitts beschreibt eine Methode zum Einbezug der Kollisionsprüfung als Nebenbedingung in das Optimierungsverfahren.

Zur Detektion einer Überschneidung wird verglichen, ob der minimale Abstand e zweier Streben größer ist als deren summierte halbe Durchmesser:

$$e_{i,j} = \left| \mathbf{u}_{i,j}^T \mathbf{v}_{i,j} \right| > \frac{1}{2} (d_i + d_j) \quad i, j = 1, \dots, 6; i < j; \quad (4.8)$$

$$\text{mit } \mathbf{v}_{i,j} = \mathbf{p}_j - \mathbf{p}_i \text{ und } \mathbf{u}_{i,j} = \frac{1}{b_i b_j} (\mathbf{p}_i - \mathbf{q}_i) \times (\mathbf{p}_j - \mathbf{q}_j).$$

Gleichung (4.8) prüft den Abstand der Geraden durch die Gelenkpunkte \mathbf{p}_{ij} und \mathbf{q}_{ij} . Für unseren Fall sind einschränkend nur die Strecken zwischen den Punkten von Interesse. Die Formel liefert keine Aussage darüber, ob der geringste Abstand e zwischen den Punkten gefunden wurde. Ist dies der Fall sind die Vorzeichen der folgenden Ausdrücke verschieden:

$$g_{i,j} = [(\mathbf{p}_j - \mathbf{q}_i) \times (\mathbf{p}_j - \mathbf{q}_j)]^T \mathbf{v}, \quad (4.9)$$

$$h_{i,j} = [\mathbf{u} \times (\mathbf{q}_j - \mathbf{p}_i)]^T \mathbf{v}. \quad (4.10)$$

Haben $g_{i,j}$ und $h_{i,j}$ das gleiche Vorzeichen, berechnet sich der minimale Kreuzungsabstand der betrachteten Strecken gemäß Abb. 7b zu

$$\tilde{e}_{i,j} = \min \left(|\mathbf{p}_i - \mathbf{p}_j|, |\mathbf{p}_i - \mathbf{q}_j|, |\mathbf{q}_i - \mathbf{p}_j|, |\mathbf{q}_i - \mathbf{q}_j| \right). \quad (4.11)$$

Tritt schließlich der Fall ein, dass der zulässige minimale Kreuzungsabstand unterschritten wurde (vgl. Gl. 4.8), sollte der Wert von Z aus Gl. (4.6) zu Null gesetzt werden. Hierfür hat sich in der Praxis die Definition eines Faktors $\eta(\mathbf{p}_i) \in [0, 1]$ bewährt (siehe Gl. 4.6), der bereits in einem kleinen Bereich vor dem Eintreten der Kollision den Wert der Zielfunktion linear verringert. Damit wird in den meisten Fällen die Konvergenz eines gradientenbasierten Optimierungsverfahrens gesichert.

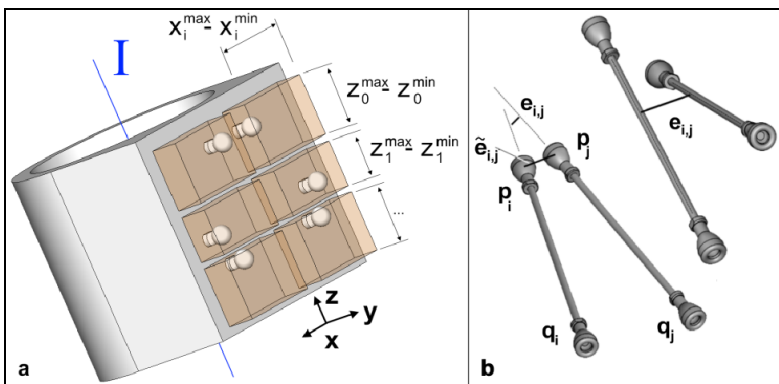


Abb. 7: a) zulässiger Bauraum für die Kugelgelenke am Gestell bzw. an der Plattform b) Berechnung der Abstände der Streben

Mit den Ergebnissen des ersten Rechenlaufs für die Plattformpunkte \mathbf{p}_i sollte die Optimierung auf die gestellfesten Punkte \mathbf{q}_i angewendet werden. An Stelle von Gl. (4.6) dient dann $Z(\mathbf{q}_i) = \eta(\mathbf{q}_i) \|\mathbf{K}(\mathbf{q}_i)\|$ als Zielfunktion, wobei die Nebenbedingungen in Gl. (4.7) entsprechend modifiziert werden.

6 Gestaltung und Dimensionierung der Gelenke

Die Belastungen, die im Betrieb auf das Handgelenk wirken sind hinreichend bekannt und können in einem Kollektiv von N Lastfällen \mathbf{f}_m zusammengefasst werden ($m=1, \dots, N$). Richtung und Betrag der Komponenten von \mathbf{f}_m beziehen sich auf das raumfeste Koordinatensystem $\{\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}\}$. Die Längskräfte τ_m in den Streben können daraus lt. [2] (S. 259) für jeden Lastfall berechnet werden

$$\tau_m = \mathbf{J}^T \mathbf{f}_m . \quad (5.1)$$

Dazu wird \mathbf{J}^{-T} aus Gl. (4.5) invertiert. Entsprechend der maximalen Strebenkraft wird zunächst die Querschnittsfläche S_i (siehe Gl. (4.2)) berechnet. Als Anhaltspunkt dient eine Dimensionierungsrechnung bezüglich der Knicksicherheit, um letztlich unter Beachtung der Länge b_i der Streben deren Durchmesser d_i zu ermitteln. Die gefundenen Größen dienen dem Optimierungsproblem des vorherigen Abschnitts als Startwert. Entsprechend der linearen Steifigkeit der nachgiebigsten Strebe (Druckstabmodell, erster Term von Gl. (4.2)) wird nun die Baugröße des Kugelgelenks gewählt.

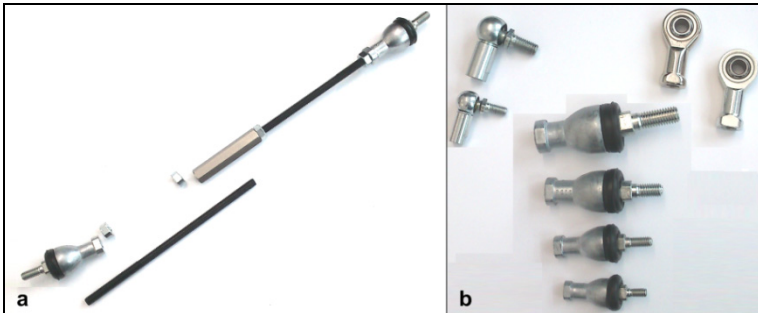


Abb. 8: a) Zusammenbau einer Strebe aus Kugelgelenken, einer Kupplung und Rechts- und Linksgewindestangen b) diverse Kugelgelenke

Für Kugelgelenke unterschiedlichen Typs und unterschiedlicher Baugröße wurden Kraft-Verschiebungs-Kennlinien aufgenommen. Auf diesen, noch nicht repräsentativen Untersuchungen basieren die folgenden Vermutungen:

- Spielfrei vorgespannte Kugelgelenke zeigen unter Druckbelastung ein charakteristisches Setzverhalten (Versteifungseffekt nach der Lastrücknahme, siehe Abb. 9).
- Die Kraft-Verschiebungs-Kennlinie besitzt einen annähernd linearen Abschnitt oberhalb einer Druckkraft von $\approx 15\%$ der statischen Traglast des Gelenks.
- Entspricht der Kugeldurchmesser ungefähr dem Streben-
durchmesser d_i , dann kann die Gelenksteifigkeit k_{BJ} in Gl. (4.2) vernachlässigt werden, indem die Strebenlänge b_i idealisiert bis in den Gelenkpunkt geführt wird (vgl. Abb. 8).

Vorzeichenwechsel der Strebenkräfte und die damit einhergehenden negativen Wirkungen des Setzens können nur dann ausgeschlossen werden, wenn mit hohen Vorspannkräften, z. B. durch Federn, eine Verschiebung des Arbeitspunktes aus der Nulllage heraus erfolgt. Naheliegender ist, diesem Problem durch die Verwendung kraft- oder stoffschlüssiger Gelenke zu begegnen.

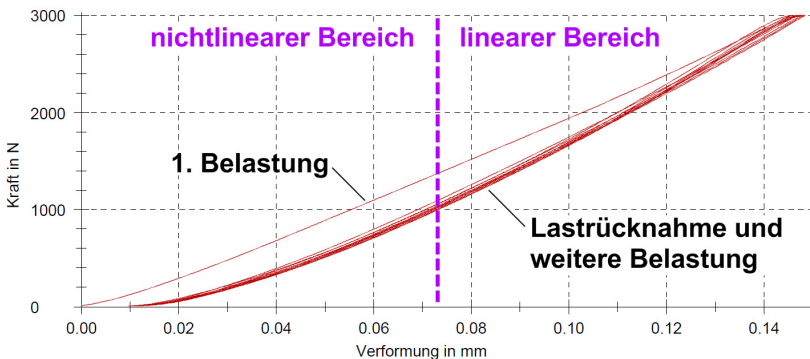


Abb. 9: Kraft-Weg-Kennlinie, obere Kurve verdeutlicht das Setzverhalten

7 Justage des Führungsgetriebes

Nach dem Zusammenbau weicht das Handgelenk von der idealen Geometrie ab, d.h., die Achsen I, II, III schneiden sich nicht im TCP. Dies führt zu einem Positionsfehler, der am TCP gemessen werden kann, wenn der Schneidbrenner seine Orientierung ändert. Dazu trägt der Brenner eine

Messdüse, die am TCP eine Kugel besitzt. Idealerweise verbleibt diese Kugel bei einer Winkeländerung des Brenners raumfest. In der Realität entsteht jedoch eine Fehlerkurve (Abb. 10a oben), aus der sich die Fehlerwerte in axialer Richtung ε_r und in radialer Richtung ε_a bestimmen lassen. Für die Justage kommt ein eigens entwickeltes Messgerät (Abb. 10a) zum Einsatz, das die Bewegung der Kugel dreidimensional erfasst.

Die Betrachtung des untergeordneten Winkelfehlers ε_γ wird nicht betrachtet.

Der aktuelle Entwicklungsstand sieht nur ein manuelles Einstellen der Strebenlängen, d. h. eine Verkürzung oder Verlängerung paarweise zugeordneter Streben, vor. Bei geeigneter Auswahl der Streben ergeben sich zu den konventionellen Justierrichtungen äquivalente Verstellmaßnahmen, aber auch komplexere Bewegungen. Über die zum Messgerät gehörende Software können die Änderungen direkt verfolgt werden. Die Auswahlstrategie der Strebenanordnung hinsichtlich der bestmöglichen Justierbarkeit war noch nicht Gegenstand der Optimierung, wird jedoch in zukünftigen Forschungsarbeiten gezielt hinzugezogen werden müssen.

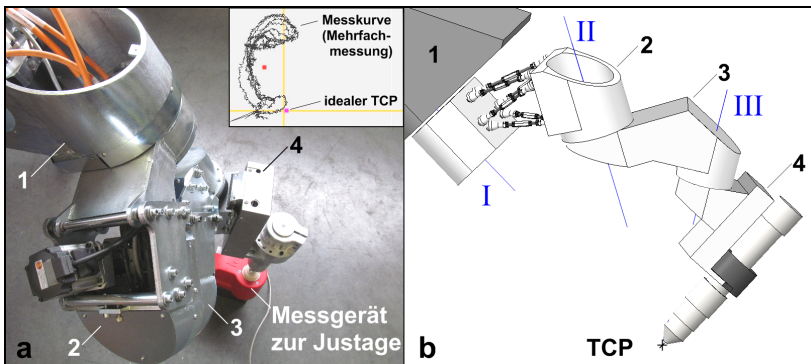


Abb. 10: a) Vermessung des Handgelenks (konventionelle Bauform des Getriebeglieds 2)

b) Entwurfskonstruktion des Glieds 2 mit starrem Hexapod

Theoretisch lassen sich aus den Messwerten angepasste Strebenlängen berechnen, die die vorhandenen Fehler kompensieren. Diese Rechnung entspricht in vielerlei Hinsicht dem Lösen des inversen kinematischen Problems für parallelkinematische Maschinen. Die Autoren schlagen vor, den Fehler $\boldsymbol{\varepsilon}_{1,\dots,n} = (\varepsilon_{rx} \ \varepsilon_{ry} \ \varepsilon_a)^T$ in Gl. (4.3) zu integrieren. Dann kann f_i durch

eine Änderung der Strebenlängen b_i minimiert werden, wobei stets alle n Messstellen zu berücksichtigen sind. Das Newton-Verfahren hat sich hierbei als ein effektives Werkzeug erwiesen, da mit den idealen Abmessungen b_i sehr gute Startwerte bereitstehen.

8 Ausblick

Dieser Aufsatz beschreibt einen Ansatz zur Justierung der Glieder eines Roboter-Führungsgetriebes zum Ausgleich von Fertigungsungenauigkeiten. Die bisherigen Erfahrungen motivieren zur weiteren Arbeit.

Aus einer praktischen Aufgabenstellung heraus ist eine neue, vergleichsweise unübliche Lösungsidee entstanden. Diese wird gegenüber einer konventionellen Lösung jedoch erst dann konkurrenzfähig sein, wenn durch eine adäquate Gestaltung und Fertigung das ihr innewohnende Potential vollständig genutzt wird.

Plausibel ist die Untersuchung möglicher Stoff- oder Kraftschlüssigkeit der Gelenke oder darüber hinaus einer "Monolithisierung" des gesamten Mechanismus. Letzteres meint, die gesamte Struktur aus einem einzigen, lokal elastischen Bauteil mit subtraktiven und bevorzugt auch generativen Fertigungsverfahren herzustellen. Denkbar ist auch, durch Piezoaktoren den Mechanismus aktiv auszubilden und gezielt zur Kompensation nicht-statischer Effekte zu nutzen.

Ein naheliegender Gedanke bei der Wahl der Anordnung der Streben in der Entwurfsphase ist, die Justierbewegungen voneinander zu entkoppeln. Jeder Einstellmöglichkeit sei in diesem Fall eine Ausgleichsbewegung zugeordnet. Dies zu erreichen erscheint schwierig, da man Parallelstrukturen im Allgemeinen als solche charakterisiert, deren kinematische Gleichungen nichtlinear und stark verkoppelt sind.

Eine gezielte Suche nach Posen, in denen die Jacobimatrix (teilweise) diagonal besetzt ist, kann zukünftig als brauchbares Mittel zur Findung entkoppelter Konfigurationen dienen. Im Zuge der Optimierung parallelkinematischer Roboter hat sich mit der Suche nach der isotropen Konfiguration ein ähnliches Vorgehen bewährt [3]. Auch eine näherungsweise Erfüllung dieser Bedingung begünstigt bereits die manuelle Justage.

Es kristallisiert sich ein interessantes Arbeitsgebiet heraus, das die Themen Robotik und "compliant mechanisms" verbindet und ein schönes Beispiel dafür ist, wie mit Mechanismen unkonventionelle technische Lösungen geschaffen werden können.

Literatur

- [1] Müglitz, J.; Berger, M.; Wegert, E.: Roboterhandgelenke zum thermischen Schneiden. In: Berger, M. (Ed.): 9. Kolloquium Getriebetechnik, Technische Universität Chemnitz (2011)
- [2] Merlet, J.-P.: Parallel Robots (Series: Solid Mechanics and Its Applications). Springer (2006)
- [3] Schönherr, J.: Evaluation and optimum design of parallel manipulators having defined workspace. In: ASME Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference Baltimore, Maryland (2000)
- [4] Teichgräber, C.; Berger, M.; Müglitz, J.: Antriebsauslegung parallelkinematischer Maschinen durch Nutzung praxisrelevanter Konstruktions- und Berechnungswerkzeuge, 16. VDI Getriebetagung Bewegungstechnik 2012, VDI Berichte 2175, ISBN : 978-3-18-092175-4

REIBUNG IN DREHGELENKEN SCHNELL- LAUFENDER MECHANISMEN

*Thomas Thümmel**, *Markus Roßner**,
*Johannes Rutzmoser**, *Sebastian Zenz**

* Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, Technische Universität München, Fakultät Maschinenwesen, Boltzmannstraße 15, 85748 Garching, thuemmel@tum.de

Abstract (deutsch und englisch)

Der Fokus liegt auf Kennlinien für Reibmomente über der relativen Winkelgeschwindigkeit in Drehgelenken von Mechanismen, z.B. STRIBECK-Kurven. Verschiedene Reibmodelle und mathematische Ansätze erweisen sich als sinnvoll, abhängig von den Betriebsbedingungen und verfügbaren Indikatorfunktionen. Es wird unterschieden zwischen der Reibung global im Mechanismus und auf den Antrieb bezogen als integrale Größe pro Kurbelumdrehung und andererseits Reibkennlinien für einzelne drehende oder schwingende Drehgelenke. Der experimentelle Abgleich erfolgt über Messung bei Quasi-Eigenbewegung, durch Auslaufversuche und Pendelversuche. Die Kurbelschwinge eines Mechanismenprüfstandes dient als Beispiel.

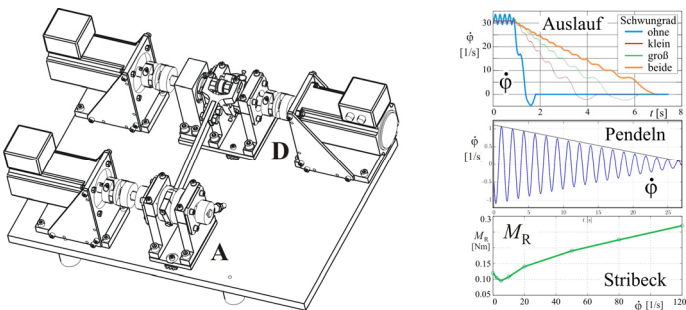


Abb. 1: Übersicht: Mechanismenprüfstand und Diagramme zur Reibung

The scope of this contribution is the identification and discussion of friction characteristics described by torque over angular velocity diagrams, e.g. the STRIBECK curve. An experimental mechanism setup, in particular a four-bar linkage, demonstrates the model update. Different tests are applied according to the required operational conditions: 'pseudo-eigenmotion', 'coast-down' and 'pendulum motion'.

1 Einleitung

Heute existieren zahlreiche Softwarepakete zur Modellierung und Simulation von Mehrkörpersystemen (MKS). Die Modellierungsmöglichkeiten und Lösungsalgorithmen werden vornehmlich durch die Automobilindustrie, Windindustrie, Luft- und Raumfahrt und zunehmend auch durch die Biomechanik und Mikrosystemtechnik vorangetrieben. Der Beitrag ist auf Fragestellungen der Mechanismendynamik im Verarbeitungsmaschinenbau ausgerichtet.

In der Mechanismendynamik stellt sich zuerst immer die Fragen nach den Antriebs- und Gelenkbelastungen infolge der Trägheitskräfte und Kraftwirkungen durch den Verarbeitungsprozess. Danach folgen Maßnahmen zum Massenausgleich (Dynamischen Ausgleich) und zur Schwingungsisolation bzw. Maschinenaufstellung. Erst dann, wenn überhaupt, werden Modelle und Simulationen mit Reibung und Spiel in Betracht gezogen.

Dieser Beitrag soll sich mit den sekundären Fragestellungen zur Reibung in den Gelenken der Mechanismen befassen. Spiel, Stöße und Reibung sind auch mit den heutigen Simulationstools meist nur unbefriedigend beherrschbar. Die Vielfalt guter Möglichkeiten der Softwarepakete und die hohe Anwendungsspezifität erschweren deren Einsatz. Eine experimentelle Absicherung solcher Simulationsergebnisse ist eher selten, aber eigentlich unverzichtbar, darum hier der Fokus auf dem experimentellen Modellabgleich.

Kapitel 2 befasst sich mit der Methodik des Modellabgleiches. Kapitel 3 stellt die Experimentierbasis vor, den Mechanismenprüfstand mit Kurbelschwinge. Es sollen einige Reibmodelle und mathematische Ansätze diskutiert werden. Unter Berücksichtigung der interessierenden Betriebszustände und bewertbaren Indikatorfunktionen (Verläufe von Winkelgeschwindigkeiten, Kräften, Antriebsmoment u.a.) erweisen sich unterschiedliche Ansätze und ein iteratives Vorgehen als zweckmäßig. Kapitel 4 stellt Reibungsmodelle, Kennlinien und mathematische Ansätze aus der Literatur zusammen und leitet mögliche Testvarianten ab.

Verschiedene Experimente mit der Kurbelschwinge liefern im Kapitel 5 praktische Erfahrungen: Auslaufversuche, Pendelversuche und Versuche mit Quasi-Eigenbewegung.

Besonders bei Umformpressen bestimmen die Reibverluste die Energieeffizienz der Maschine. Die Abb.2 zeigt das kinematische Schema und Ergebnisse zur Reibleistung einer großen Karosseriepresse.

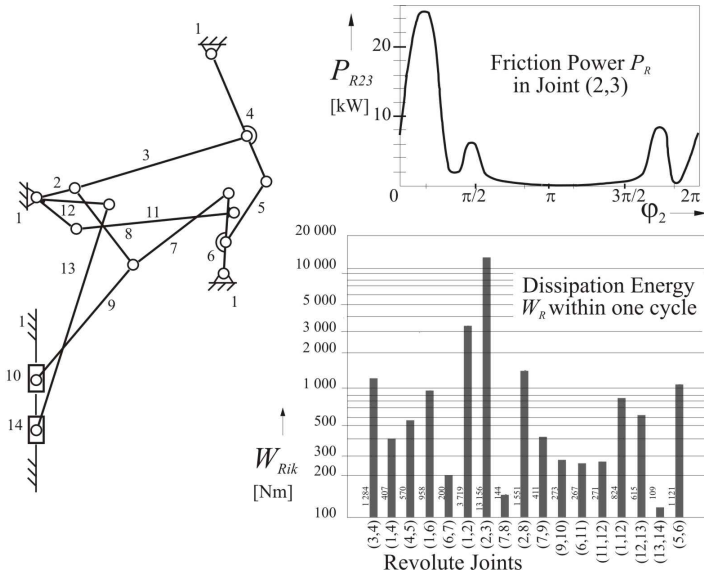


Abb. 2: Reibleistung und -arbeit in den Drehgelenken einer Presse [1]

Die momentane Reibleistung je Gelenk und die Reibarbeit je Kurbelumdrehung resultieren aus einer Simulation mit den Ansätzen

$$P_{Rik} = \mu_{ik} r_{ik} |f_{ik}| |\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_k| ; \quad W_{Rik} = \int_{cycle} P_{Rik} dt \quad (1)$$

Die mittlere Reibleistung von 5 kW [1], S. 82-88 (Energieverluste) in der Presse im Leerlauf bei 20 1/min gibt einen deutlichen Anreiz, die Reibung in Mechanismen weiter zu untersuchen.

In mehreren Arbeiten am Mechanismenprüfstand [3] bis [5] gilt das Augenmerk der Wirkung spielbehafteter Gelenke in Mechanismen, speziell dem spielbehafteten Kurbelbolzengelenk der Kurbelschwinge. Hier ist die Rei-

bung nur als Trockenreibung zwischen dem Außenring des Nadellagers und der Bohrung im Pleuel mit $\mu = 0,07 = \text{konst.}$ eingeflossen. Die Bolzenverlagerungsbahnen und Pendelschwingungen bei einem Spiel im Durchmesser von 0,1 mm konnten simuliert und experimentell verifiziert werden.

In jüngster Zeit konzentriert sich die Arbeit am Mechanismenprüfstand ganz speziell auf die Reibung in Drehgelenken und deren Identifikation [6] bis [8].

Dieser Beitrag soll ausgewählte Experimente und Erfahrungen mit Reibung in Mechanismen mit Drehgelenken beschreiben und liefert keine systematische Aufbereitung der Problematik.

2 Modellbildung und Modellabgleich für Reibung

Für ein reales Objekt, für eine Maschine lassen sich je nach Zweck der Untersuchung viele verschiedene physikalische Modelle ableiten. Die Modellierungstiefe bestimmt den späteren Aufwand bei der Simulation und beim Modellabgleich. Enthält das Modell Parameter und Störgrößen, die nur sehr grob abgeschätzt werden können und stark schwanken, dann macht ein sehr detailliertes Modell wenig Sinn. Andererseits kann das Übergehen nichtlinearer Effekte bewirken, dass die Physik und die inneren Zusammenhänge nicht aufgedeckt werden.

Bei der Reibung handelt es sich um ein solches Phänomen, welches sehr stark mit den Betriebszuständen einer Maschine und den Umgebungsbedingungen schwankt. Zum anderen dominieren in der Maschinendynamik zunächst andere Ursachen das wesentliche Maschinenverhalten. Die Erscheinungen infolge Reibung können oft vorerst vernachlässigt werden und später in einem zweiten Schritt für spezielle Fragestellungen einbezogen werden. Nicht zuletzt entscheiden Kosten und verfügbare Zeit über die Modellierungstiefe.

Eine ganz entscheidende Rolle beim Modellabgleich spielen die nutzbaren „Indikatorfunktionen“, siehe Abb.3. Darunter sind Signale bzw. Datensätze zu verstehen, die ausreichende Sensitivität hinsichtlich der gewählten Modellparameter besitzen und sowohl aus Messungen als auch durch Simulation zur Verfügung stehen. Die Parameter selbst lassen sich nur selten direkt messen. In Kapitel 4 sollen diese Gedanken im Zusammenhang mit den Reibmodellen und deren Parametrisierung noch weiter vertieft werden.

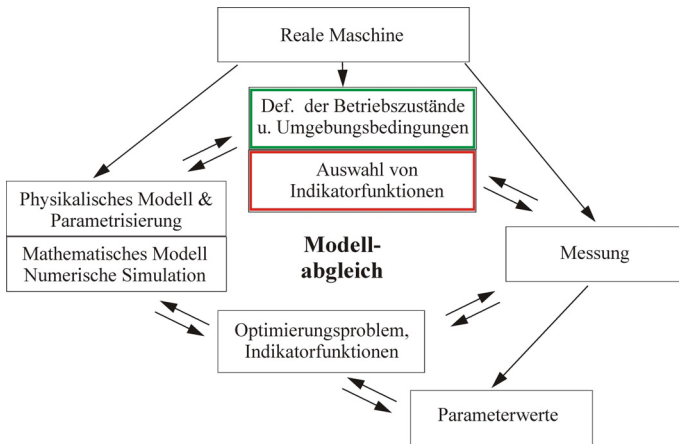


Abb. 3: Allgemeines Schema zum Modellabgleich

3 Der Mechanismenprüfstand mit Kurbelschwinge

Die Aussagen in diesem Beitrag sollen allgemein für Drehgelenke in Koppelgetrieben gelten, wie in Verpackungsmaschinen, Schneidemaschinen, Umformpressen oder Textilmaschinen. Für die Messung, Simulation und den Modellabgleich dient die Kurbelschwinge des Mechanismenprüfstandes (MPS) als Untersuchungsobjekt, siehe Abb.4. Der Antrieb erfolgt über einen Servomotor an der Kurbel, der wahlweise mit Drehzahlregelung oder Momentenregelung betrieben werden kann. Gleichzeitig liefert der Servoantrieb Signale zur Kurbelstellung, Winkelgeschwindigkeit und für das Antriebsmoment. Das Gestell (Grundplatte) der Kurbelschwinge ist schwingungsisolierend auf Gummifedern gelagert.

Tab. 1: Parameter der Kurbelschwinge

Nr.	Länge	MTM	Schwerpunktlage		MTM
i	l_i [mm]	m_i [kg]	ξ_i [mm]	η_i [mm]	J_{Si} [kgmm ²]
1	300,0	xx	xx	xx	xx
2	20,0	1,789	-2,8	0,0	1550
3	283,0	0,504	155,0	0,0	7030
4	77,5	1,517	-16,3	0,0	3610

Für Messungen am MPS stehen neben den Motorsensoren auch Piezo-Kraftsensoren unter den Lagerböcken der Gelenke A und D zur Verfügung.

Ein Signalanalysesystem Scadas mobile von der Fa. LMS ergänzt den Aufbau. Die Zuordnung der Gelenke mit A, B, C und D geht aus Abb.4 hervor, wie auch die Lage der gliedfesten ξ - η -Koordinatensysteme. Die Tabelle Tab.1 enthält die Gliedlängen und Trägheitsparameter. Die Gelenke A bzw. D haben Kugellager mit dem mittleren Radius $r_m=13\text{mm}$ bzw. $r_m=22,5\text{mm}$, während die Radien der Nadellager in B und C nur 5mm betragen.

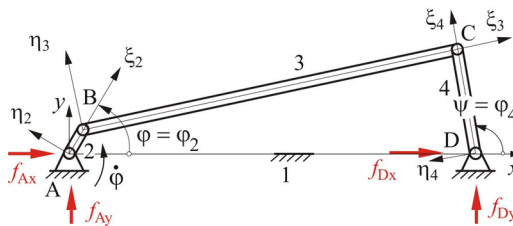
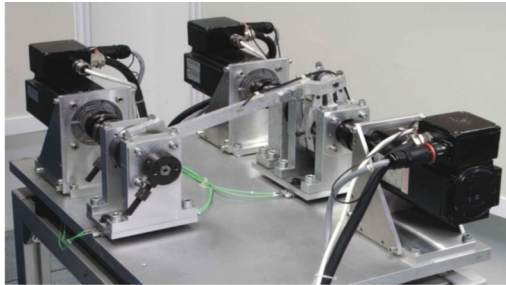


Abb. 4: Die Kurbelschwinge als Foto und Modellskizze

4 Modelle und Parameter für Reibung in Drehgelenken

4.1 Allgemeines zu Drehgelenken und Reibung

Unter dem Sammelbegriff „Reibung“ können alle Effekte zusammengefasst werden, die einen Energieverlust hervorrufen, indem mechanische Energie in Wärme umgewandelt wird. In einer Maschine tragen dazu z.B. die Materialdämpfung, die Dämpfung in Riementrieben oder Kupplungen oder Dämpfung und Reibung an der Wirkstelle beim technologischen Prozess bei.

Die Modelle und mathematischen Ansätze hängen davon ab, welche Aussagen damit gemacht werden sollen. Eine erste Klassifizierung kann danach erfolgen, ob nur das integrale Verhalten (Mittelwert) der Reibmomente inte-

ressiert, oder ob jedes Einzelgelenk und jede Kurbelstellung aufgelöst werden soll.

Die Reibvorgänge lassen sich aber auch je nach konstruktiver Bauart der Drehgelenke systematisieren. Wälzlager als Kugellager, Rollenlager oder Nadellager verursachen eine andere Reibcharakteristik als Gleitlager. Dabei spielen die Art und der Umfang der Schmierung eine wesentliche Rolle. Hier geben Standardwerke zu den Maschinenelementen die Informationen, wie BRÄNDLEIN u.a. [9] oder NIEMANN u.a. [10]. Aber auch die „Technische Mechanik“, wie SZABO [11], S.453–456, beschreibt die Schmiermittelreibung im Zapfenlager und bestimmt damit ein Reibmoment.

Eine Besonderheit bei Mechanismen ist, dass die einzelnen Gelenke unterschiedliche Betriebszustände besitzen. Die Gelenke bzw. Lager der Motoren, Kurbelwellen und Schwungräder rotieren fortwährend, dagegen werden Schwingenlager wechselnd belastet, evtl. sogar mit längeren Rasten. Auch unterscheiden sich die Winkelgeschwindigkeiten der einzelnen Gelenke, z.B. bewirkt die Kurbelschwinge (Abb.4) eine Übersetzung, so dass die Schwinge nur maximal 26 % der Winkelgeschwindigkeit der Kurbel erreicht.

Die Zusammenstellung von ARMSTRONG-HELOUVRY u.a. [13] liefert den historischen und wissenschaftlichen Überblick zur Reibungsmodellierung mit aktuellen praktischen Bezügen. Der Focus liegt dabei auf „Motion Control Systemen“ und geregelten Servoachsen. DRESIG und HOLZWEISSIG [12], S.60 gehen dafür speziell auf Reibung und Dämpfung in Mechanismen und in der Maschinendynamik ein.

4.2 Über Reibung und Kennlinien

In der Regel werden Reibkennlinien durch Kraft-Geschwindigkeits- bzw. Drehmoment-Winkelgeschwindigkeits-Diagramme wie in Abb.5 beschrieben, speziell für Drehgelenke als Kennlinie:

$$M_R = M_R(\dot{\varphi}) \quad (2)$$

Sehr oft wird die Reibungscharakteristik als STRIBECK-Kurve dargestellt, die drei Hauptteile besitzt: Grenzreibung (b' von „boundary“), Mischreibung und fluidische bzw. viskose Reibung. Als vierter Punkt kommt evtl. die Haftreibung dazu, die zu einem unstetigen mengenwertigen Reibgesetz führt. Innerhalb der Haftkraftreserve kann sich ein beliebiges Reibmoment (eine Menge) einstellen, welches die inneren Kraftwirkungen ins Gleichgewicht

bringt und zu den passiven Kraftwirkungen zu zählen ist. Häufig wird die Mengenwertigkeit um den Nullpunkt regularisiert durch eine schräge Gerade oder eine stetige Funktion wie der Tangens Hyperbolicus.

Die einfachsten Kennlinien zeigt das linke Bild in Abb.5: Die COULOMB-Reibung (Trockenreibung) und die geschwindigkeitsproportionale Dämpfung bzw. viskose Dämpfung. Die letztere führt zu einer linearen Differentialgleichung. Unter Annahme eines konstanten Reibkoeffizienten folgt für die COULOMB-Reibung die Unabhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit. Das mittlere Bild in Abb.5 zeigt kombinierte Reibkennlinien.

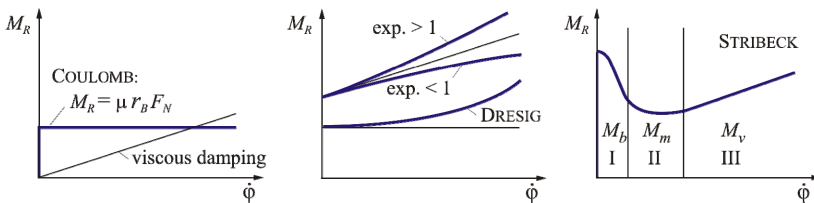


Abb. 5: Reibkennlinien für Drehgelenke [7]

Wenn die Relativgeschwindigkeit $\dot{\phi}$ im Reibkontakt während des zu untersuchenden Betriebszustandes immer deutlich größer Null bleibt, können Haft- und Grenzreibung unberücksichtigt bleiben. Selbst bei schwingenden Bewegungen mit Nulldurchgängen von $\dot{\phi}$ kann dieser Bereich oft wegfallen, denn zur Ausbildung und Aufhebung des Haftzustandes benötigt ein mechanischer Kontakt eine endliche Zeit von ca. 3ms bis 9ms, siehe ARMSTRONG-HELOUVRY u.a. [13], S.1094,. Am Mechanismenprüfstand mit 800 1/min dreht sich die Schwinge in 5ms bereits um $6,24^\circ$ und das im Zwanglauf bei einem Schwingwinkel von insgesamt $\pm 22^\circ$. Darum ist eine Regularisierung der Reibmomente in Drehgelenken schnelllaufender Mechanismen auch physikalisch begründet, neben dem Vorteil in der Numerik.

4.3 Reibgesetzte und mathematische Ansätze

Mechanismen in Verarbeitungsmaschinen erfordern ausgewählte Reibgesetze und Parametrisierungen. Die Reibmomente in den Drehgelenken hängen nach Gl.(3) von unzähligen Parametern ab.

$$M_R = M_R(\dot{\phi}, \mu, r_b, F_N, T, v, \dots, \text{u.a.}) \quad (3)$$

Generell bieten sich für Abschätzungen des Reibmomentes in einem Drehgelenk die relative Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$, die von der Betriebsdrehzahl abhängige Normalkraft F_N , der Gleitreibungskoeffizient μ , der Gelenkradius r_b , und die Temperatur T oder die Viskosität ν des Schmiermittels als Parameter an. Es folgt damit die Formel:

$$M_R = -\mu(T, \nu, \dot{\varphi}) r_b F_N(\dot{\varphi}) \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \quad (4)$$

Das Reibmoment wirkt immer der Relativbewegung im Reibkontakt entgegen, was die Signumfunktion sichert. Im Reibkoeffizient können viele zusätzliche Einflüsse versteckt sein, indem dieser über ein mehrdimensionales Kennfeld zu bestimmen ist.

DRESIG u.a.[12], S.60 schlagen eine globale Approximation des Reibmomentes entsprechend Gl.(5) vor, siehe „DRESIG-Kurve“ in der Mitte von Abb.5. Dieses Reibgesetz berücksichtigt die quadratisch mit der Drehzahl anwachsende Normalkraft F_N im Drehgelenk in Kombination mit einem konstanten Anteil von COULOMB-Reibung (für statische Effekte, wie konstante Vorlast).

$$M_R = -\operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \left[M_1 + M_2 \left(\frac{\dot{\varphi}}{\omega_o} \right)^2 \right] \quad (5)$$

Außerdem kann die nichtlineare Differentialgleichung des zwangläufigen Starrkörper-Mechanismus für den Reibansatz nach Gl.(5) näherungsweise analytisch gelöst werden, womit eine Abschätzformel für Auslaufversuche verfügbar wird, siehe DRESIG u.a.[12], S.65-66.

Wie die später folgenden Messungen zeigen, erweist sich der parabolische Anstieg der Reibkennlinie der „DRESIG-Kurve“ als zu progressiv. Darum wählte ROSSNER [6] einen anderen Exponenten als ‚2‘, den freien Parameter ‚b‘ im folgenden Reibgesetz (6):

$$M_R = -\operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \left[a |\dot{\varphi}|^b + c \right] \quad (6)$$

Wie Experimente in [6] und in Abschnitt 5.1 zeigen, wird mit einem Exponenten $b \approx 0,7$ das Reibmoment im stationären Dauerbetrieb recht gut abgebildet, somit steigt das Reibmoment noch weniger als linear mit zunehmender Geschwindigkeit, siehe Kurve 'exp.< 1' in der Mitte von Abb.5.

Durch Experimente mit Auslaufversuchen und Pendelversuchen in den Abschnitten 5.2 bzw. 5.3 werden auch die STRIBECK-Kurventeile der Grenzrei-

bung (I, M_b) und Mischreibung (II, M_m) einbezogen. Dafür wird die gesamte STRIBECK-Kurve mit 5 Parametern wie in Gl.(7) benötigt:

$$M_R = -\operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \left[M_b + M_v |\dot{\varphi}|^b + M_m \frac{1}{1 + \mu_m \dot{\varphi}^2} \right] \quad (7)$$

Weitere Details zur Parametrisierung der STRIBECK-Kurve beschreiben ARM-STRONG-HELOUVRY u.a. [13], S.1096. Sie geben Empfehlungen für konkrete Parameterwerte und behandeln auch Rollen- und Kugellagerreibung.

Nicht unerwähnt bleiben sollen die vielen anderen Möglichkeiten, Reibung (oder Dämpfung) zu erfassen, wie z.B. über den Verlustwinkel oder die relative Verlustenergie aus Hysteresekurven, siehe DRESIG u.a.[12], S.42-54.

4.4 Tests je nach Betriebszustand und Indikatorfunktion

Je nach Hauptziel der Reibungsanalyse bei Mechanismen erweisen sich unterschiedliche Betriebszustände und Indikatorfunktionen als zweckmäßig. Für den Mechanismenprüfstand bietet sich die relativ gut messbare Relativgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ als Indikatorfunktion an. Dem entsprechend können verschiedenartige Testszenarien entwickelt und ausprobiert werden:

T1 – Globaler M_R -Test:

- Dauerbetrieb (stationärer Zustand) mit Quasi-Eigenbewegung und Vorgabe eines konstanten Motormomentes an den Servoantrieb
- Indikatorfunktion: Einzelwerte $M_{Rm} = M_{Rm}(\dot{\varphi}_m)$ bei diskreten Drehzahlen als Mittelwert über einen Zyklus (eine Kurbelumdrehung)
- 3 Varianten: gesamter Mechanismus, Gelenk A bzw. D separat
- nur für STRIBECK-Kurventeile III (M_v), $n > 100$ 1/min, Param. für Gl.(6)

T2 – Auslaufversuch (coast-down):

- Motormoment wird bei erreichter Solldrehzahl (ω_b) abgeschaltet
- zusätzliche Schwungscheiben
- Indikatorfunktion: $\dot{\varphi}(t)$ kompletter Zeitdatensatz
- 3 Varianten: gesamter Mechanismus, Gelenk A bzw. D separat
- für STRIBECK-Kurventeile I-III, $n > 15$ 1/min, Param. für Gl.(7)

T3 – Pendel-Versuch:

- ohne Motormoment, Grundplatte gekippt
- Zusatzpendel mit bekannten Parametern montiert

- 2 Varianten: Gelenk A (Kurbel) bzw. Gelenk D (Schwinge) separat
- Indikatorfunktion: $\dot{\varphi}(t)$ kompletter Zeitdatensatz
- für STRIBECK-Kurventeile I-III, $0 < n < 15$ 1/min, Param. für Gl.(7)

Für die Tests T2 und T3 wird das Reibmoment für verschiedene diskrete Winkelgeschwindigkeiten als Optimierungsparameter angesetzt und dabei die gemessene Indikatorfunktion $\dot{\varphi}(t)$ durch die über Zeitintegration simulierte Indikatorfunktion approximiert. Abb.6 illustriert dieses Vorgehen.

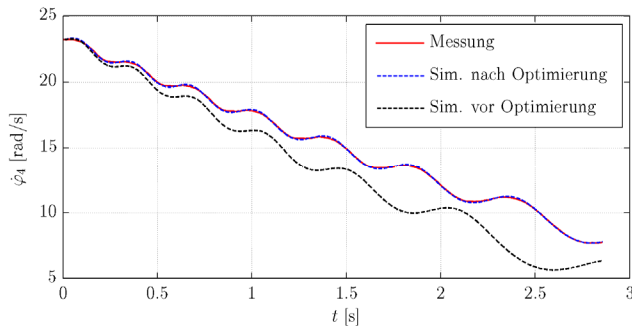


Abb. 6: Kurvenapproximation beim Auslaufversuch an der Schwinge

5 Ergebnisse zur Reibung am Mechanismenprüfstand

5.1 Globales Reibmoment: T1 – Globaler M_R -Test

Das mittlere Reibmoment M_{Rm} über eine Kurbelumdrehung wird dem vorgegebenen konstanten Antriebsmoment im Leerlauf des Mechanismenprüfstandes gleichgesetzt. Dazu muss am Servoantrieb eine Momentenvorgabe möglich sein und ein kalibriertes Momentensignal vorliegen. Die sich für das Gleichgewicht aus Motor- und Reibmoment einstellende Drehzahl wird ebenfalls gemessen. Daraus sind auch die Reibleistung und Reibarbeit pro Kurbelumdrehung abschätzbar. Mehr über diesen speziell für den Test hergestellten Betriebszustand der „Quasi-Eigenbewegung“ findet man in [8]. Die Abb.7 zeigt dazu das Ergebnis von ROSSNER aus [6].

Für die separaten Gelenke A und D liefert der globale M_R -Test die folgenden Parameter, die im Dauerbetrieb für $n > 100$ 1/min gelten:

$$M_{R,A} = 0.0727 + 0.0080 |\dot{\varphi}_2|^{0.701}, \quad M_{R,D} = 0.0618 + 0.0154 |\dot{\varphi}_4|^{0.662} \quad (8)$$

Mit dieser globalen Abschätzung des Tests T1 lässt sich der stationäre Betriebszustand des Prüfstandes schon sehr gut nachbilden, nur bei transienten Betriebszuständen und niedrigeren Drehzahlen weichen damit die Indikatorfunktionen $\dot{\phi}(t)$ zu stark voneinander ab. Deshalb folgen zeitlich danach weitere Untersuchungen mit dem Tests T2 durch RUTZMOSEER und wiederum danach von ZENZ eine Wiederholung von T2 und der Test T3.

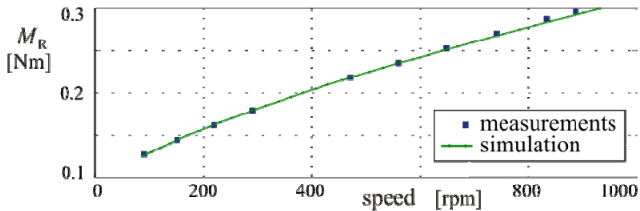


Abb. 7: Reibkennlinie für globales Verhalten des MPS aus [6] und [7]

5.2 Auslaufversuche: T2 – (coast-down)

Zusätzlich montierte ausgewuchtete Schwungscheiben an der Kurbelwelle (Abb.8 links) bzw. nach Entfernen des Pleuels an der Schwingenwelle (Abb.8 rechts) erhöhen die kinetische Energie bei einer Startdrehzahl. Damit verlängern Schwungscheiben die Auslaufzeit, bewirken einen weniger schwankenden Geschwindigkeitsverlauf und verbessern schließlich die Genauigkeit der Ergebnisse.

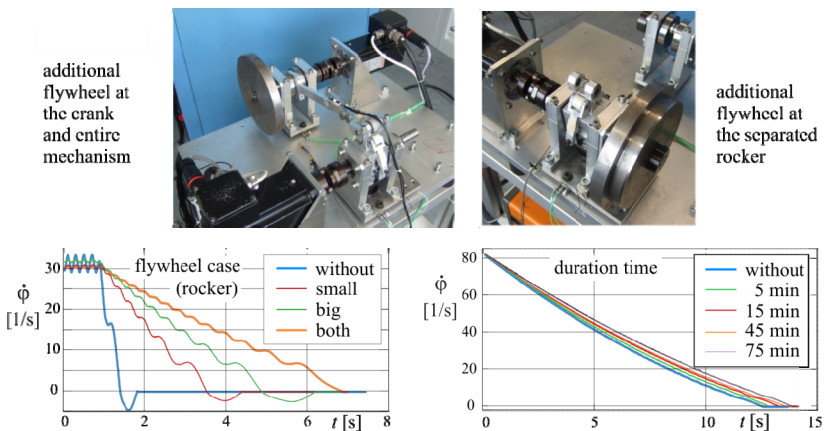


Abb. 8: Auslaufversuche mit Schwungscheiben aus [7]

Die Kurvenverläufe in Abb.8 rechts veranschaulichen den Einfluss der Temperatur auf die Reibung, darum erfolgen alle Auslaufversuche grundsätzlich nach 10 Minuten Warmlaufzeit.

Für die separierten Gelenke A und D können aus den Auslaufversuchen auch Parameter für die Reibung bei Drehzahlen unter 100 1/min abgeschätzt werden, siehe Abb.9. Die Parameter dazu enthält Gl.(9). Diese Werte von RUTZMOSEER entsprechen der Parametrisierung der STRIBECK-Kurve mit Gl.(7).

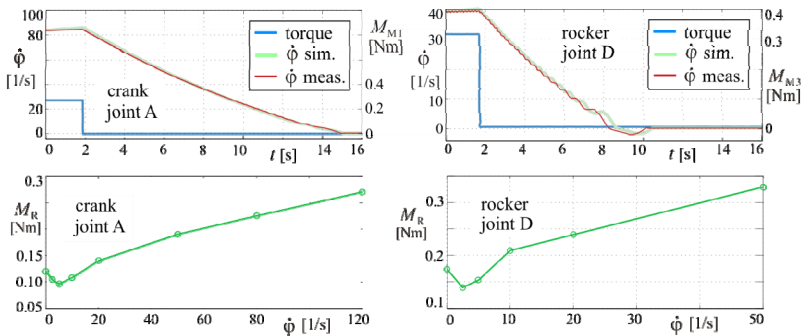


Abb. 9: Auslaufversuche für Einzelgelenke des MPS aus [7]

$$M_{R,A} = 0.0445 + 0.0208 |\dot{\phi}_2|^{0.4944} + 0.0731 \frac{1}{1 + 0.350 \dot{\phi}_2^2} \tag{9}$$

$$M_{R,D} = 0.0650 + 0.0490 |\dot{\phi}_4|^{0.4237} + 0.1075 \frac{1}{1 + 1.797 \dot{\phi}_4^2}$$

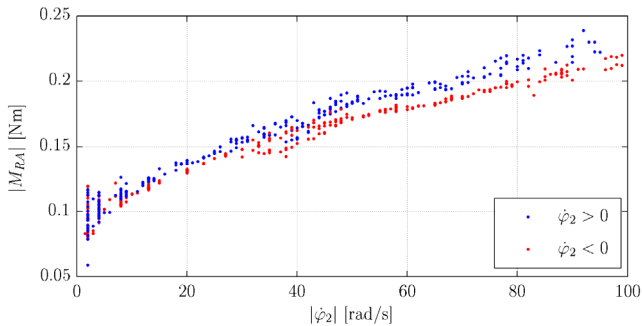


Abb. 10: Reibmomente aus Auslaufversuch an der Kurbel

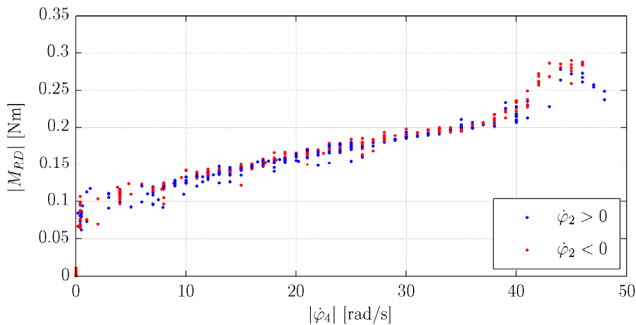


Abb. 11: Reibmomente aus Auslaufversuch an der Schwinge

Die Streuung der Parameter bei der Identifikation durch die Auslaufversuche von ZENZ in den Abb.10 und Abb.11 lässt noch viel Raum für Interpretationen, vermittelt aber ein gutes Bild des Vertrauensbereiches.

Infolge der Unwucht der Schwinge kommt es oberhalb von 400 1/min zu Vibrationen des Fundamentes, so dass die Messwerte für diesen Drehzahlbereich verworfen werden müssen, siehe Abb.11.

5.3 Pendel-Versuche: T3

Um noch bessere Aussagen zur Reibung in den Drehgelenken bei Geschwindigkeiten unter 20 1/min zu erhalten, folgen weitere Versuchsreihen durch ZENZ mit freien Schwingungen der Kurbel und der Schwinge als Pendel. Die Ausschwingkurve in Abb.12 weist nahezu einen linearen Abfall der Amplituden aus, was auf COULOMB-Reibung hin deutet.

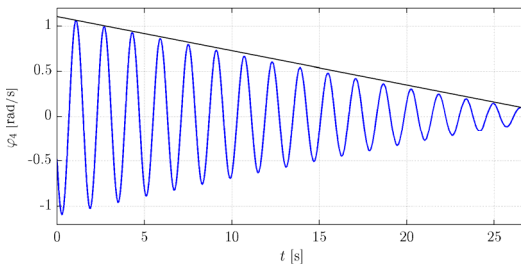


Abb. 12: Ausschwingkurve vom Pendelversuch mit der Schwinge

Die Pendelung wird erst durch bekannte Zusatzmassen möglich, wie es Abb.13 für die Schwinge mit dem Gelenk D zeigt.

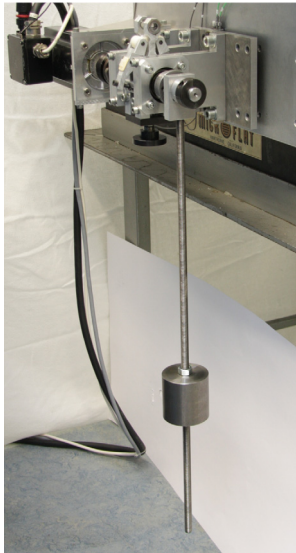


Abb. 13: Pendelversuch mit der Schwinge und Pendelmasse bei 300 mm

Mit Hilfe des Pendelversuches wird der untere Drehzahlbereich erreicht, wenn auch die Streuung der Messpunkte in Abb.14 recht groß erscheint. Eine Tendenz zum Haften oder Grenzreibung kann nicht erkannt werden.

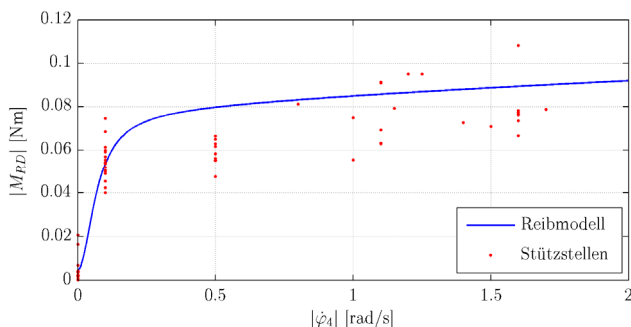


Abb. 14: Pendelversuch mit der Schwinge und die geschätzte Reibkennlinie

Ein vierter Test von RUTZMOSEER, der „Trepp-auf-Trepp-ab-Versuch“ (Run-up/slow-down in [7]) wird hier nicht noch einmal beschrieben. Dieser relativ einfache Versuch bei wieder anderen Betriebsbedingungen gegenüber den Tests T1 bis T3, hilft aber, die identifizierten Reibkennlinien weiter zu verifizieren, z.B. auch für die Reibcharakteristik beim Anlaufen aus der Ruhelage.

5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Nach Auswertung der Tests T2 und T3 (einschließlich der neueren Pendelversuche von ZENZ) ergeben sich Reibkennlinien wie in Abb.15 für das separierte Kurbelwellengelenk A.

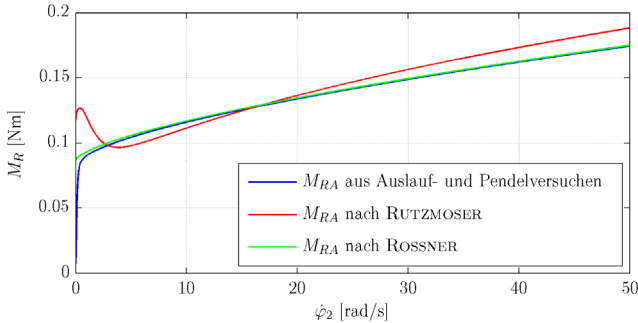


Abb. 15: Identifizierte Stribeck-Kurve für das Gelenk A an der Kurbel

Die anschließende Messung der mittleren stationären Reibmomente entsprechend Test T1, (rote) Punkte in Abb.16, zeigt hier eine gute Übereinstimmung mit der gefitteten und parametrisierten Kurve. Das muss nicht sein, denn bei Test T1 handelt es sich um ein ganz anderes Reibmoment (stationär, gemittelt über eine Kurbelumdrehung) als bei Test T2 oder T3.

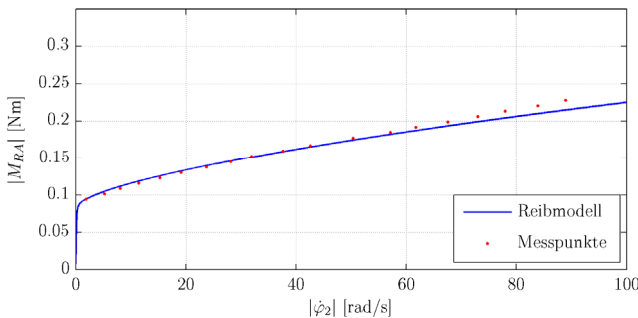


Abb. 16: Stribeck-Kurve für das Gelenk A und M_{Rm} aus Quasi-Eigenbewegung

Zum Abschluss unterstreichen Simulationsergebnisse von Abb.17 nochmals die Sensitivität der Ausschwingkurven der gesamten Kurbelschwinge hinsichtlich der Reibmomente in den Gelenken A und D.

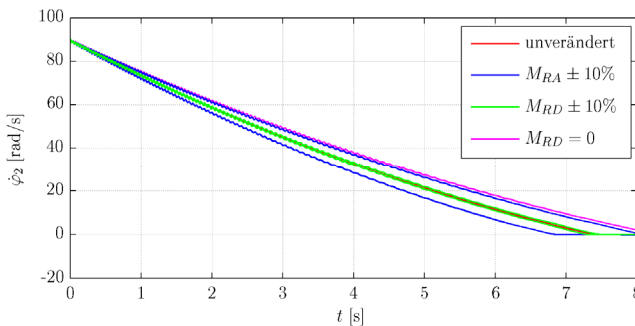


Abb. 17: Auslaufkurve mit Variation der Reibparameter der Kurbelschwinge

6 Zusammenfassung und Ausblick

Durch iteratives Vorgehen und verschiedenen Testaufbauten wurden Kennlinien für Reibmoment am Mechanismenprüfstand bestimmt. Die Abschätzungen erfolgten sowohl für das auf den Antrieb projizierte Reibmoment der gesamten Kurbelschwinge, als auch für die separaten kugelgelagerten Gelenke A und D. Keine Untersuchungen gibt es zu Gelenken B und C, die Nadellager enthalten. Dieser Reibeinfluss wurde vernachlässigt, was nach den bisherigen Erkenntnissen eine zulässige Näherung ist.

Der Einfluss der Normalkräfte auf die Reibung in den Gelenken wurde nicht speziell untersucht. Ebenso könnten energetische Betrachtungen folgen.

Für umfassende Aussagen wäre eine neue Messtechnik für Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit vorteilhaft, doch lieferten die verschiedenen Experimente bereits wesentliche Grundaussagen zur Reibcharakteristik in den Gelenken der Kurbelschwinge am Mechanismenprüfstand.

Literatur

- [1] THÜMMEL, TH: Algorithmen und Programme zum dynamischen Ausgleich von Mechanismen. Dissertation an der TH Karl-Marx-Stadt (jetzt TU Chemnitz), 1985.
- [2] THÜMMEL, TH: Experimente zur Mechanismendynamik mit Kurbelschwinge und Servoantrieben. VDI-Getriebetagung Bewegungstechnik, Nürtingen 2012, VDI-Berichte 2175, S.157-170

- [3] THÜMMEL, TH: Experimentelle Mechanismendynamik -- Messung, Modellierung, Simulation, Verifikation, Interpretation und Beeinflussung typischer Schwingungsphänomene an einem Mechanismenprüfstand. Habilitationsschrift an der TU München, VDI-Fortschrittsberichte Reihe 11, Heft 345, online: < <http://mediatum.ub.tum.de> >
- [4] THÜMMEL, TH.; GINZINGER, L.; GAULL, A.: Simulation und Messung an einer Kurbelschwinge mit Reibung, Spiel und Stößen. VDI-Berichte 1845: Bewegungstechnik, VDI-Getriebetechnik 2004, VDI-Verlag 2004, S.191-210
- [5] THÜMMEL, TH; GINZINGER, L.; SCHREIBER, U.: Schwingungen in Mechanismen mit Spiel in Experiment und Simulation. VDI-Berichte 2077: 6. Fachtagung Schwingungen in Antrieben VDI-Verlag 2009, S. 29-40
- [6] THÜMMEL, TH; ROSSNER, M: Introduction to Modelling and Parameter Identification Methodology of Linkages by Measurements and Simulation. Proceedings 13th World Congress in Mechanism and Machine Science in Mexico (IFTToMM), 2011, paper-ID: A24 438, 10 Seiten
- [7] THÜMMEL, TH; ROSSNER, M; RUTZMOSE, J; ULBRICH, H: Friction Modeling and Parameter Value Estimation of Mechanisms. IMSD 2012 - The 2nd Joint International Conference on Multibody System Dynamics, 2012 Stuttgart, 10 pages
- [8] THÜMMEL, TH.; ROSSNER, M.; RUTZMOSE, J: Nutzung der Eigenbewegung zur Identifikation kinetischer Parameter in Mechanismen. 9. Kolloqu. Getriebetechnik 2011, Universitätsverlag Chemnitz, S.207-226
- [9] BRÄNDLEIN, J.; ESCHMANN, P.; HASBARGEN, L.; WEIGAND, K.: Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagern. 3. Edition, Vereinigte Fachverlage Mainz, 1995,
- [10] NIEMANN, G.; WINTER, H.; HÖHN, B.-R.: Maschinenelemente: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Mit 758 Abbildungen, 4. Auflage, Bd. 1, Springer Verlag Berlin, 2006,
- [11] SZABO, I: Höhere Technische Mechanik. 2. verbesserte und erweiterte Auflage, 498 Seiten, 414 Abbildungen, Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg 1958 S. 453-456
- [12] DRESIG, H; HOLZWEISSIG, F.: Maschinendynamik. 11. neu bearbeitete Auflage unter Mitarbeit von L. Rockhausen, 563 Seiten, 235 Abbildungen, Springer Vieweg - Berlin Heidelberg 2012
- [13] ARMSTRONG-HELOUVRY, B.; DUPONT, P.; CANUDAS de WIT, C.: A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction. Automatica, Vol. 30, No. 7, p. 1083-1138, 1994

PLANETENMISCHER MIT DYNAMISCH GETRIEBENEN MISCHARMEN

*Jörg-Henry Schwabe**

* Ernst-Abbe-Fachhochschule Jena, Fachbereich Maschinenbau, Fachgebiet
Getriebetechnik und Maschinendynamik, E-Mail: joerg-henry.schwabe@fh-jena.de

Abstract

Planetenmischer werden unter anderem zum Mischen von Betongemengen genutzt. Das Wirkprinzip der Planetenmischer besteht darin, dass die konstante Winkelgeschwindigkeit der Planetenräder, an denen die Mischarme befestigt sind, mit der Drehung des Planetenträgers überlagert wird. Die Geschwindigkeit der Mischwerkzeuge im Mischbehälter ändert sich daher in Abhängigkeit des Aufenthaltsortes. Ziel einer Weiterentwicklung der Planetenmischer ist die weitere Verbesserung der Mischwirkung.

Durch den Einsatz getriebetechnischer Lösungen werden die Geschwindigkeiten der Mischwerkzeuge auf ihren momentanen Aufenthaltsort angepasst. Die Entwicklung wurde durch getriebetechnische Simulationen mit SAM und Mehrkörper-Simulationen mit ADAMS unterstützt. Zur Abschätzung der Mischwirkung der neu entwickelten Mischer wurden Mischsimulationen nach der Diskreten-Elemente-Methode mit EDEM eingesetzt.

Planetary mixers are used for mixing concrete mix. The principle of the planetary mixer is that the constant angular velocity of the planet gears, on which the mixing tools are attached, is superimposed on the rotation about the chamber axis. The velocity of the mixing tools in the mixing chamber therefore varies as a function of the location. The objective of advancement of the planetary mixer is to enhance the mixing quality.

By using mechanical solutions the velocity of the mixing tool can be adapted to its current location. The development was supported by simulations with SAM, ADAMS and EDEM.

1 Planetenmischer

Bei der Herstellung von Beton sind die Ausgangsstoffe Zement, Gesteinskörnungen, Wasser sowie Zusatzstoffe und –mittel möglichst homogen zu vermischen, um die bestmöglichen Betoneigenschaften zu erreichen. Abb. 1 zeigt typische Bauformen von Mixern für die industrielle Betongemengeherstellung.

Planetenmischer bestehen aus einem oder mehreren Mischsternen, bei denen die Mischsternrotation um die Mischsternachse und die Sternachsenrotation um die Behälterachse überlagert werden (s. Abb. 1). Getriebetechnisch erfolgt dies meist unter Nutzung eines offenen Zahnrad-Planetengetriebes.

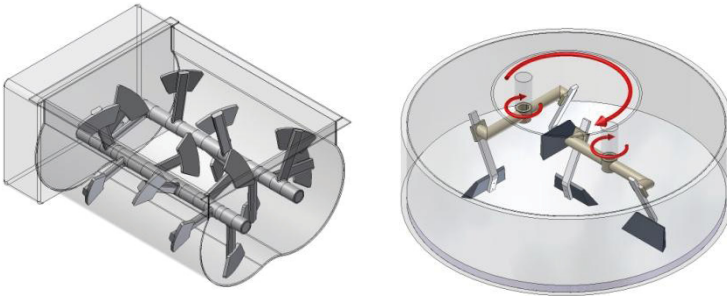


Abb. 1: Bauformen von Betonmischern, links: Doppelwellenmischer, rechts: Planetenmischer [1]

2 Analyse der Bewegung des Planetenmischers

Das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten von Stern- und Planetenträgerbewegung wird derart gewählt, dass über wenige Umdrehungen des Planetenträgers der gesamte Boden des Mischgutbehälters von den Mischschaufeln gleichmäßig überstrichen wird. Abb. 2 zeigt dies für einen Planetenmischer mit zwei Sternen zu je zwei Mischschaufeln. Das Modell wurde im Programmsystem SAM 6.1 aufgebaut, die Bahnkurven stehen für die Schaufelmitten. Mit dem Geschwindigkeitshodograph wird grafisch verdeutlicht, dass die Geschwindigkeit der Mischschaufel gegenüber dem Mischbehälter im

Außenbereich des Behälters größer ist als im Innenbereich. Ursache ist die Addition der Geschwindigkeiten aus den beiden Rotationen im Außenbereich und Subtraktion im Innenbereich.

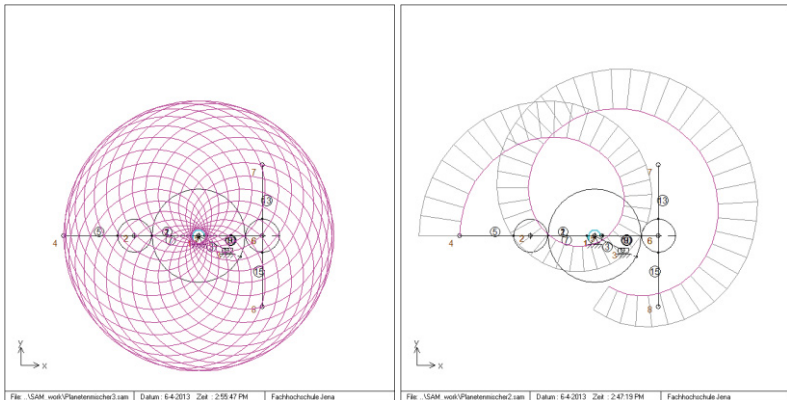


Abb. 2: Planetenmischer mit festen Mischarmen, links: Bahnkurven der Mischschaufeln, rechts: Geschwindigkeitshodograph an einer Schaufel

3 Lösungsansätze zur Beeinflussung der Bahngeschwindigkeit der Mischwerkzeuge

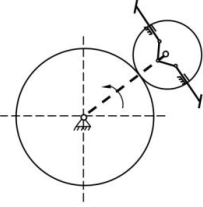
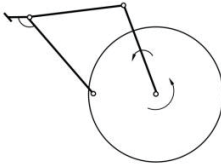
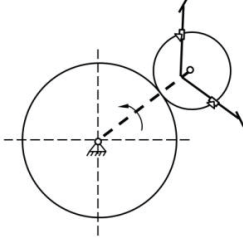
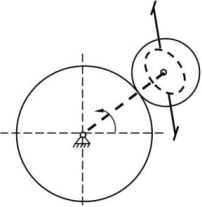
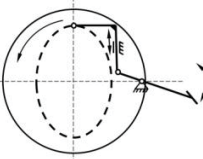
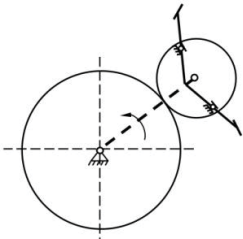
Hohe Geschwindigkeiten der Mischwerkzeuge im Außenbereich erhöhen die Gefahr von Entmischungen und geringe Geschwindigkeiten im Innenbereich senken die Mischwirkung. Zur Verbesserung der Mischwirkung wird daher angestrebt, dass die Geschwindigkeiten der Mischschaufeln nur geringe Unterschiede zwischen dem Außen- und Innenbereich des Mischbehälters haben.

Unter Beibehaltung einer konstanten Rotation des Planetenträgers und damit der Sternachsen kann die momentane Mischschaufelgeschwindigkeit

- durch Veränderung des Radius zur Planetendrehachse,
- durch Veränderung der momentanen Winkelgeschwindigkeit am Planet oder
- durch eine Kombination daraus realisiert werden.

In Tab. 1 sind Beispiele getriebetechnischer Lösungsansätze, ausgehend vom Bezugssystem Planet, dargestellt.

Tab. 1: Beispiele für getriebetechnische Lösungsansätze zur Beeinflussung der Bahngeschwindigkeit der Mischwerkzeuge [2]

Veränderung des Radius	Veränderung der Winkelgeschwindigkeit	Kombinationen
Schubkurbelgetriebe 	Doppelkurbel 	Kurbelschleife 
Kurvengetriebe 	Kurvengetriebe 	Schubkurbel mit erweiterter Koppel 

Mit dem Getriebesimulationssystem SAM können die Lösungsansätze schnell überprüft werden. Abb. 3 zeigt eine weitere Detaillierung des Ansatzes der Kurbelschleife, der für die weitere Umsetzung verfolgt werden soll. Am Geschwindigkeitshodographen ist eine annähernd gleiche Bahngeschwindigkeit der Mischschaufel zu erkennen.

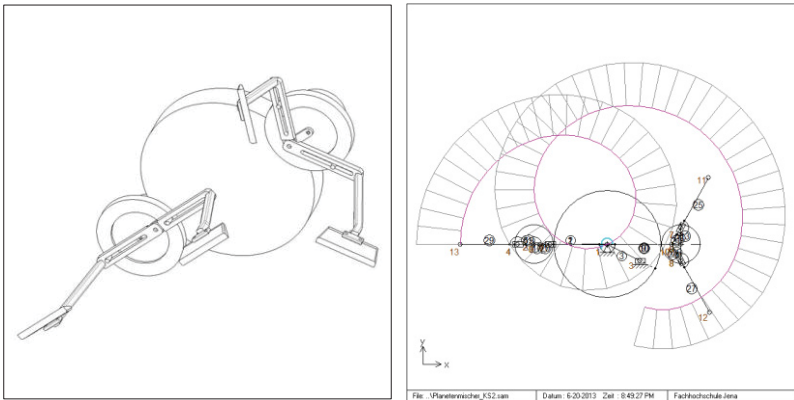


Abb. 3: Konzept eines Planetenmischers mit zwei Sternen zu je zwei Mischarmen mit Kurbelschleife, links: konstruktive Struktur [3], rechts: Geschwindigkeitshodograph einer Mischschaufel in SAM

4 Simulation des Mischvorgangs

Zielsetzung der Weiterentwicklung der Planetenmischer ist eine weitere Verbesserung der Mischwirkung. Um bereits in einer frühen Phase der Entwicklung das Potential der Verbesserung der Mischwirkung abschätzen zu können, werden Simulationen des Mischvorgangs nach der Diskreten-Elemente-Methode (DEM) vorgenommen. Dabei können die Bewegungen der Mischungsbestandteile als einzelne Partikel mit ihrer Interaktion untereinander und den Wänden (Behälter und Mischwerkzeuge) simuliert werden [4]. Die Mischgüte wird durch die Bildung eines Variationskoeffizienten der Mischungszusammensetzung in mehreren Mischproben beurteilt [1]. Abb. 4 zeigt Ergebnisse erster vergleichender Untersuchungen zu dem neuen Mischerkonzept. Demnach bestehen Potentiale sowohl hinsichtlich einer schnelleren Durchmischung als auch der absolut erreichbaren Mischgüte. Die Untersuchungen in [2] haben zudem gezeigt, dass eine weitere Anhebung der Werkzeuggeschwindigkeit im Innenbereich zusätzliche Nutzeffekte haben kann.

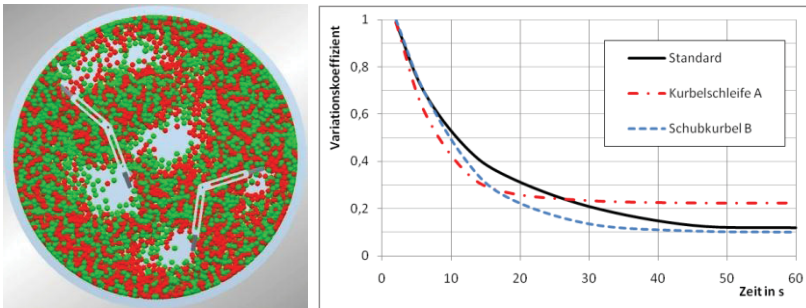


Abb. 4: Simulation des Mischvorgangs nach der Diskreten-Elemente-Methode (Programmsystem EDEM); links: Modellansicht, rechts: Zeitliche Entwicklung der Mischgüte für verschiedene Mischerkonzepte [2]

5 Konstruktion und Aufbau eines Funktionsmusters

Es ist ein Funktionsmuster nach dem Konzept der Kurbelschleife konstruiert und aufgebaut worden, um erste Erfahrungen mit dem neuen Mischer hinsichtlich Getriebe- und Mischeigenschaften sammeln zu können [5] (Abb. 5).

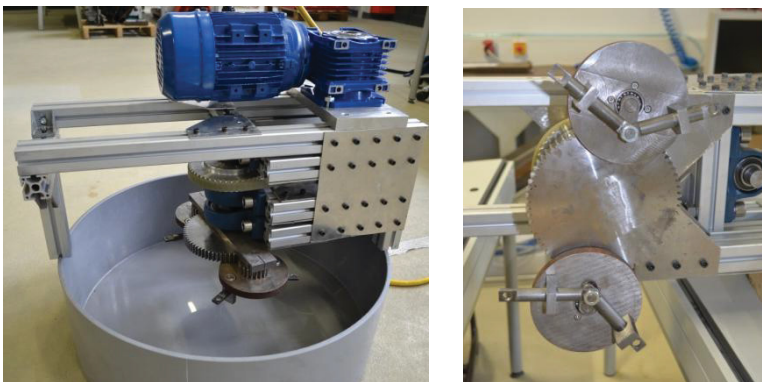


Abb. 5: Funktionsmuster im Maschinenlehrlabor der Erst-Abbe-Fachhochschule Jena, links: Gesamtgetriebe auf Mischbehälter, rechts: Detailansicht Kurbelschleifen

Das Mischbehältervolumen wurde für Laborzwecke auf 20 l reduziert. Die Antriebsdrehzahl kann über einen Frequenzumrichter geregelt werden. Für vergleichbare Mischwerkzeuggeschwindigkeiten im Gemenge sind bei den kleineren Hebelarmen größere Drehzahlen notwendig.

Parallel zum Aufbau und zum Test des Funktionsmusters wurden mit den CAD-Daten des Funktionsmusters DEM- und MKS-Simulationen durchgeführt (Abb. 6). Die MKS-Simulationen geben z.B. auch Aufschluss über das Antriebsmoment. Insbesondere bei einer verstärkten Beschleunigung der Mischwerkzeuge für den Weg durch den inneren Behälterbereich sind periodisch veränderliche Antriebsmomente für das vorliegende ungleichmäßig übersetzende Getriebe festzustellen und in der Auslegung zu beachten.

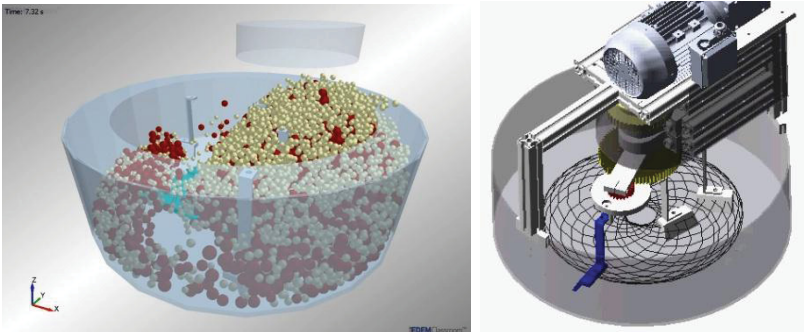


Abb. 6: Simulationen zum Funktionsmuster; links: Startphase der DEM-Simulation [6], rechts: MKS-Modell mit Bahnkurven [7]

6 Zusammenfassung

Zur weiteren Verbesserung der Mischwirkung ist ein klassisches Planetenmischergetriebe mit getriebetechnischen Lösungen zur Beeinflussung der Bahngeschwindigkeiten der Mischwerkzeuge kombiniert worden. Die Entwicklung wurde durch getriebetechnische Simulationen sowie MKS- und DEM-Simulationen unterstützt. Es ist ein Funktionsmuster geschaffen worden, mit dem erste praktische Erfahrungen gesammelt werden sollen.

Literatur

- [1] Kuch, H.; Schwabe, J.-H.; Palzer, U.: Herstellung von Betonwaren und Betonfertigteilen. Verlag Bau+Technik Düsseldorf 2009, ISBN 978-3-7640-0507-8
- [2] Kranz, B.: Untersuchung der Machbarkeit eines neuen Planetenmischerkonzeptes mit Hilfe von Pro/ENGINEER und dem Partikelsimulationsprogramm EDEM von DEM Solution. Masterarbeit Ernst-Abbe-Fachhochschule Jena, 2012
- [3] Schutzrechtsanmeldung AKZ 10 2012 210 558.1 (2012) – Schwabe, J.-H. (Erfinder); Kranz, B. (Erfinder): Planetenmischwerkzeug
- [4] Schwabe, J.-H.; Kuch, H.: Development and Control of concrete mix processing procedures. In: Proceedings 18th BIBM Congress Amsterdam 2005, S. 108-109
- [5] Mittenzwei, D.; Zeh, H.: Aufbau eines Funktionsmusters von einem Planetenmischer. Praxissemesterbericht, Ernst-Abbe-Fachhochschule Jena, 2013
- [6] Kohl, T.; Hüller, D.: DEM-Simulation eines Planetenmischers. DEM-Beleg, Ernst-Abbe-Fachhochschule Jena, 2013
- [7] Kohl, T.; Hüller, D.; Gossel, M.: MKS-Simulation des Funktionsmusters eines Planetenmischers. MKS-Beleg, Ernst-Abbe-Fachhochschule Jena, 2013

HAMMERING BENEATH THE SURFACE OF MARS – MODELLBILDUNG UND OPTIMIERUNG DES HP3-MOLE

Lichtenheldt, Roy **, Schäfer, Bernd**

* Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Robotik und Mechatronik Zentrum RMC, Roy.Lichtenheldt@dlr.de

** Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik

Abstract

Um Antworten auf die Frage nach der Entstehung erdähnlicher Planeten zu geben, werden im Rahmen der NASA-Marsmission InSight Untersuchungen des Wärmestroms im Planeteninneren durchgeführt. Damit der Wärmestrom im Inneren bestimmt werden kann, schlägt sich der HP3 Mole tiefer in dessen Boden als alle Messinstrumente jemals zuvor. Um das gewünschte Ziel von fünf Metern Tiefe zu erreichen, wird ein spezieller Mechanismus als „selbsteinschlagender Nagel“ verwendet. Mehrkörpersimulationen des Systems unter Berücksichtigung der Kontaktdynamik ermöglichen einen Einblick in das mechanisch-dynamische Verhalten und die Wechselwirkungen beim Betrieb des Moles. Diese Modelle bilden die Ausgangsbasis für die Einbindung in eine Optimierungsumgebung, und damit die Optimierung des Mechanismus selbst.

To answer the question for the evolution of earth-like planets, NASA's InSight mission addresses heat flow experiments of Mars' interior. For measuring the red planet's internal heat flow, the HP³ Mole hammers deeper below Mars' surface than any instrument before. To achieve the desired penetration depth of five meters, a special hammering mechanism is used. Multi-body simulations, combined with contact dynamics are used to gain further knowledge about the dynamic behaviour and interactions of the system. Based on these models optimizations using an optimization framework are carried out.

1 Einleitung

Die NASA-Marsmission InSight (Interior Exploration using Seismic Investigations, Geodesy and Heat Transfer) mit geplantem Start im März 2016 verfolgt die Aufgabe, durch Messungen Einsicht in den inneren Aufbau erdähnlicher Planeten zu geben. Das DLR beteiligt sich mit der Entwicklung und Bereitstellung der wissenschaftlichen Nutzlast HP³ (Heatflow and Physical Properties Package).

Der Wärmestrom im Inneren des Planeten wird dabei durch den HP³-Mole bestimmt. Hierfür arbeitet sich dieser als „selbsteinschlagender Nagel“ in das Innere des Mars. Dabei hängen die erreichte Tiefe und die benötigte Energie stark von der Eindringperformance des Schlagmechanismus ab. Für die Auslegung des Schlagmechanismus gemäß den Anforderungen der Mission, sind tiefere Kenntnisse der performance-beeinflussenden Parameter, sowie deren Auswirkungen nötig. Hierfür wurden Analysen auf Basis numerischer Mehrkörper-Simulationen durchgeführt. Mit diesen können zusätzliches Optimierungspotenzial als auch negative Einflüsse durch Reibung ermittelt werden.

Durch die interne Kontaktdynamik des Mechanismus, sowie den Einfluss der äußeren Kräfte des Bodens, zeigt der Mechanismus ein komplexes Verhalten. Für die Nutzung der Mehrkörper-Modelle im Optimierungs-Tool MOPS [1] wird eine effiziente Modellierung dieser Kontakte, sowie der Bodeninteraktion benötigt. Zudem wird eine spezielle Vorgehensweise zur Optimierung des Mechanismus vorgestellt, welche die Konvergenz der Optimierungsalgorithmen verbessert und damit die Gesamtberechnungsdauer senkt. Durch eine Erweiterung dieses Verfahrens um Variationen in festen Parameterwerten, kann ein zusätzlicher Einblick in die Einflüsse der einzelnen Parameter gewonnen werden. Die entsprechenden Modelle und Vorgehensweisen werden in den folgenden Kapiteln näher erläutert.

2 Modellbildung und Simulation

Den Ausgangspunkt der Untersuchung bildet der in [2] entwickelte Mechanismus. Für dessen Auslegung wurden bereits einfache Untersuchungen mittels Energiebetrachtung durchgeführt. Um einen genaueren Einblick in das Verhalten und die Einflüsse auf den Mechanismus zu erhalten, wird der Mole als Mehrkörpersystem modelliert. In den folgenden Abschnitten werden die Funktionsweise und die Modellbildung des Moles erläutert.

2.1 Aufbau und Funktionsweise des Mechanismus

Das Grundprinzip des HP³-Moles basiert auf einem internen Schlagmechanismus (siehe Abb. 1), welcher periodisch von dessen Motor gespannt wird und somit als „selbsteinschlagender Nagel“ betrachtet werden kann.

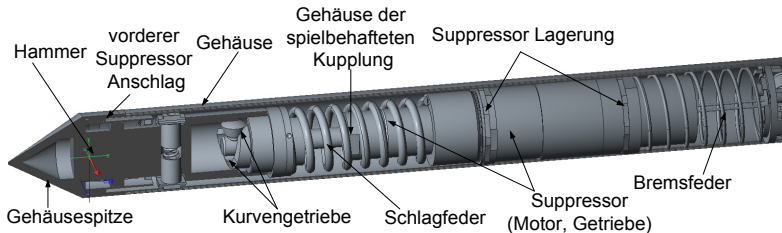


Abb. 1: Grundlegender Aufbau des Schlagmechanismus des HP³-Moles

Das Spannen geschieht über ein Kurvengetriebe, welches die konstante Rotation der Getriebeausgangswelle in eine translatorische Bewegung zum Spannen der Schlagfeder umsetzt. Hierdurch bewegt sich zunächst die Suppressor Masse auf die Gehäusespitze zu, da die Bremsfeder entspannt wird. Sobald der Suppressor an dessen vorderen Anschlag im Gehäuse anliegt wird die Hammermasse von der Gehäusespitze weg zur Suppressormasse gezogen. Eine entsprechende Aussparung in der Bahn des Kurvengetriebes sorgt danach für das Auslösen des eigentlichen Schlages. Hierbei werden sowohl der Hammer, als auch der Suppressor beschleunigt. Die Bewegung der Suppressormasse wird dabei von der Bremsfeder abgebremst um parasitäre Aufwärtsbewegungen des Gehäuses zu minimieren. Trifft der Hammer auf die Gehäusespitze, so wird Energie auf das Gehäuse und damit in den Boden übertragen. Aufgrund der äußeren Reibung durch den Boden wird eine Penetrationsbewegung in den Boden erzeugt. Durch das Zurückprallen des Hammers und ein entsprechendes Komprimieren der Bremsfeder werden weitere, schwächere Schläge ausgeführt. Von diesen ist jedoch nur noch der zweite Schlag für die Lokomotion nutzbar. Danach beginnt der gesamte Spann- und Schlagvorgang erneut.

Um das Auslösen des Schlages zu unterstützen, ist eine spielbehaftete Kupplung zwischen Getriebeausgangswelle und Kurvengetriebe vorgesehen. Durch das Spiel wird das Abrutschen der Rolle von der Oberkante des Kurvengetriebes beschleunigt. Dies ist durch einen Vorzeichenwechsel des Momentes, beim Überschreiten des höchsten Punktes der Kurve durch die Rolle, bedingt.

2.2 Mehrkörper-Modellbildung

Bei der Modellbildung des Mehrkörpersystems, wird für linear bewegliche Teile von einer idealen Geradföhrung ohne statische oder dynamische Verkipfung ausgegangen. Abb. 2 zeigt den grundlegenden Aufbau des

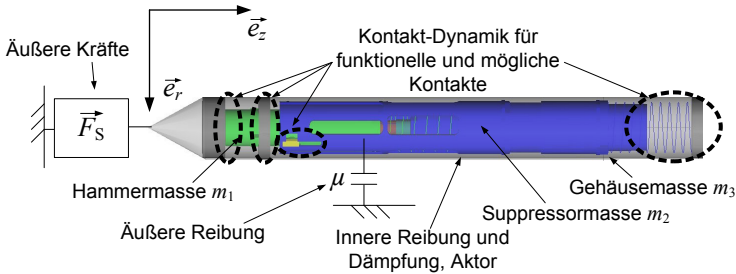


Abb. 2: Grundlegendes Mehrkörpermodell des HP³-Mole (90° gedreht)

Mehrkörpermodells. Gemeinsam bewegte Massen werden zu einem übergeordneten Körper zusammengefasst. Kraftelemente wie Federn oder Dämpfer werden als masselos betrachtet. Zur Berücksichtigung der Reibung wird ein COULOMB-Reibmodell unter Beachtung von Stick-Slip Effekten genutzt. Es werden die „worst-case“ Reibwerte der jeweiligen Materialien verwendet. Zudem wird in Analyse- und Optimierungsmodell unterschieden. Das Analysemodell umfasst die gesamte Operation des Moles inklusive des Spannvorgangs, das Optimierungsmodell führt lediglich einen Schlag mit bereits gespannter Schlagfeder aus. Dies führt zu Rechenzeiteinsparungen in der Optimierung bei gleichbleibender Vergleichbarkeit der Ergebnisse. In beiden Modellen wird der eigentliche Schlag und damit die Energieübertragung abgebildet. Das Analysemodell kann zudem genutzt werden um Einflüsse von Reibung und anderen Parametern auf den Spannvorgang und das Auslösen des Schlages zu untersuchen.

2.3 Kontakt-Dynamik

Anders als in der klassischen Mehrkörperdynamik, können nicht alle Körper des Schlagmechanismus als ideal starr angenommen werden. Durch die Abbildung der Energieübertragung bei den Schlagvorgängen werden Kontaktmodelle benötigt. Da harte Kontakte jedoch zu einer höheren Berechnungsdauer führen, wird eine Verformung bzw. Durchdringung der Kontaktpartner zugelassen (weiche Kontakte). Um sowohl die Durchdringung der

Kontaktpartner, als auch die Berechnungsdauer gering zu halten, werden die Kontakte im Inneren des Mechanismus in zwei Klassen gegliedert: funktionelle und mögliche Kontakte. Für beide Kontaktarten wird der HERTZ'sche Kontakt genutzt. Die Kontaktkraft definiert sich somit zu

$$\vec{F}_c = \left(\frac{2E}{3(1-\nu)} \sqrt{r_c \delta^3 + k\dot{u}} \right) \vec{e}_z \quad (2.1)$$

wobei E und ν der E-Modul und die Querkontraktionszahl sind. Die Größen r_c und δ beschreiben den Kontaktradius sowie die Durchdringung, sowie k den Dämpfungskoeffizienten und \dot{u} die Relativgeschwindigkeit der Kontaktpartner. Funktionelle Kontakte übertragen Schlagenergie und haben damit direkten Einfluss auf das Lokomotionsverhalten des Moles. Ein Beispiel eines funktionellen Kontaktpaares sind Hammer und Gehäuse. Mögliche Kontakte hingegen werden nicht in jeder Konfiguration zwangsläufig geschlossen. Ein Beispiel eines möglichen Kontaktes ist das Anschlagen des Suppressors am oberen Gehäuseende. Diese Unterscheidung ermöglicht eine getrennte Bestimmung der Kontaktparameter. Funktionelle Kontakte erhalten dabei die werkstoffspezifischen Kennwerte für den HERTZ'schen Kontakt. Die Steifigkeiten der möglichen Kontakte werden herunter skaliert. Das Schließen der Kontakte führt zu un stetigen Kontaktkräften. Um trotz dieser Unstetigkeiten einen hinreichend großen Zeitschritt wählen zu können, kommen implizite Integrationsverfahren mit variablem Zeitschritt zum Einsatz.

2.4 Modellbildung für Aktor und Kurvengetriebe

Die Getriebeausgangswelle des Motors des HP³-Moles rotiert mit einer festen Winkelgeschwindigkeit von $2/3 \pi$ Hz. Daher wird diese als rheonomes Drehgelenk modelliert und eventuelle Drehzahlabweichungen vernachlässigt. Sowohl die spielbehaftete Kupplung als auch das Kurvengetriebe können durch 3D-Kontaktkörper abgebildet werden. Jedoch führt ein solches Vorgehen mit weichen Kontakten, wie in Abschnitt 2.3 erwähnt, zu einer Durchdringung. Wie in Abb. 3a) in Zylinderkoordinaten der Kurvenbahn dargestellt, führt diese Durchdringung im Falle des Kurvengetriebes zu einem Fehler der Federvorspannung in Abhängigkeit des Drehwinkels γ_2 der Eingangswelle des Kurvengetriebes. Für Position (1) kann dieser durch erhöhte Steifigkeit zwar minimiert werden, jedoch nur zu Lasten der Berechnungsdauer. Da in Position (2) das Abrollen über die Kante abzubilden ist,

wird der Fehler δ_V hier auf Grund der verringerten Kontaktfläche stets größer sein. Da die korrekte Abbildung des Abrollens jedoch essentiell für die Analyse des Auslöse- und anschließenden Schlagvorganges ist, sind 3D-Kontaktmodelle nicht anwendbar.

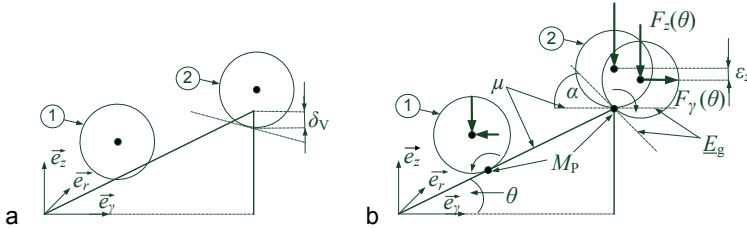


Abb. 3: Prinzip der Modellierung des Kurvengetriebes mittels a) 3D-Kontakten und b) analytischem Modell

Daher wird das Kurvengetriebe, wie in Abb. 3b) dargestellt, analytisch modelliert. Dies geschieht für Zustand (1) unter Annahme von idealem Rollen auf der Kurvenbahn. Dazu werden der Anstiegswinkel $\theta(\gamma_2(t))$ und die Höhe $z(\gamma_2(t))$ der Kurvenbahn als analytische Funktion oder numerischer Look-up Table in Zylinderkoordinaten hinterlegt. Die Kräfte \vec{F}_z und \vec{F}_γ können dann mit Hilfe der hinterlegten Daten als Kräfte am Keil berechnet werden. \vec{F}_z entspricht dabei der Federkraft der Schlagfeder in Abhängigkeit von $z(\gamma_2(t))$. Durch Hinzufügen eines Rollreibungswertes μ_r , die Anwendung des Additionstheorems und $z'(\gamma_2(t)) = \tan[\theta(\gamma_2(t))]$ ergibt sich das Moment an der Eingangswelle des Kurvengetriebes zu

$$\vec{M}_K = \left(\frac{z'(\gamma_2(t)) + \mu_r}{1 - z'(\gamma_2(t)) \cdot \mu_r} c_1 [z(\gamma_2(t)) + \lambda_{01}] \right) \cdot \vec{e}_v \times r_K \cdot \vec{e}_r \quad (2.2)$$

wobei c_1 die Steifigkeit und λ_{01} die Anfangsvorspannung der Schlagfeder sowie r_K der mittlere Radius der Kurvenbahn sind. Um das Abrollen und Abrutschen an der Kante zu modellieren, wird der Kippwinkel α wie in Abb. 3b) eingeführt. Sobald der Momentanpol M_p die Kante erreicht, beschreibt α den Winkel der äquivalenten Gleitebene E_g zur Horizontalen. Mit Hilfe der Normal- und Tangentialkraft in dieser Ebene, kann die Haftreibbedingung geprüft werden. Weiterhin lässt sich die Bahn des Rollendrehpunktes über γ_2 , unter der Annahme der während des Vorgangs konstanten Momentanposition, ermitteln.

Mit $\vec{\varepsilon}_\gamma = r_R \gamma \cdot \vec{e}_\gamma$ ergibt sich die Bahn $\begin{pmatrix} \varepsilon_\gamma \\ \varepsilon_z \end{pmatrix}$ zu

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_\gamma \\ \varepsilon_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_R \sin(\alpha) \cdot \vec{e}_\gamma \\ r_R \cos(\alpha) \cdot \vec{e}_z \end{pmatrix}; \quad \alpha = \arcsin\left(\frac{\gamma_2 r_K}{r_R}\right) \quad (2.3)$$

wobei r_R der mittlere Radius der Rolle ist. Solange noch Haftreibung besteht, kann ε_z als ein Verlust an nutzbarer Federvorspannung betrachtet werden. Das Höhenprofil $z(\gamma_2(t))$, sowie der Anstieg $z'(\gamma_2(t))$ werden durch $\varepsilon_z(\gamma_2(t))$ und $\alpha(\gamma_2(t))$ ergänzt und als Look-up Table hinterlegt. Mittels der spielbehafteten Kupplung ist ein dynamisches Auslösen durch den Vorzeichenwechsel in \vec{M}_K während des Abrollens möglich. Das Spiel ermöglicht eine Beschleunigung der Eingangswelle des Kurvengetriebes in \vec{e}_{γ_2} , welche für die drehzahlgegelte Getriebeausgangswelle nicht möglich wäre.

Die spielbehaftete Kupplung wird durch ein nichtlineares Moment über dem Differenzwinkel $\Delta\gamma(t) = \gamma_2(t) - \gamma_1(t)$ der Getriebeausgangswelle (γ_1) und der Eingangswelle des Kurvengetriebes (γ_2) abgebildet,

$$\vec{M}_C = \vec{e}_z \begin{cases} -c_\gamma \Delta\gamma; & \forall \Delta\gamma \leq -\gamma_0 \\ 0; & \forall \Delta\gamma \in (-\gamma_0, \gamma_0) \\ c_\gamma \Delta\gamma; & \forall \Delta\gamma \geq \gamma_0 \end{cases} \quad (2.4)$$

wobei $2 \cdot \gamma_0$ dem Spielwinkel der Kupplung und c_γ der Kontaktsteifigkeit entspricht. Diese Kontaktsteifigkeit wird aus Gründen der numerischen Stabilität herunterskaliert.

2.5 Modellbildung der äußeren Kräfte

Da das Verhalten des Mechanismus durch die äußeren Kräfte des Bodens beeinflusst wird, müssen deren Effekte sowohl hinreichend genau als auch effizient abgebildet werden. In der Terra- und Bodenmechanik werden oftmals Modelle auf Basis der Finiten (z.B. [3]) oder zunehmend auch Diskreten Elemente Methode (DEM) genutzt (siehe [4]). Diese Methoden bilden die Interaktion mit den Böden zwar detailliert ab, sind jedoch nicht ausreichend zeiteffizient für die Optimierung des Mechanismus. Aus diesem Grund wurde für diese Interaktion ein empirisches Modell erstellt. Dafür werden die äußeren Kräfte gemäß Abb. 2 mit zwei Modellen abgebildet.

Die Reibung des Bodens zum Gehäuse wird als COULOMB'sche Stick-Slip Reibung modelliert. Die entsprechende Normalkraft dieser Reibung berechnet sich aus der Kraft durch den passiven Erdrudruck im speziellen RANKINE-Fall (gemäß [5]) und unter Annahme glatter Wände nach [5] zu

$$\vec{F}_{PH} = \rho_B \vec{g} \cdot \frac{z_p^2}{2} [1 - \sin(\phi_B)] \quad (2.5)$$

dabei ist z_p die aktuelle Penetrationstiefe, gemessen an der Molespitze. ρ_B und ϕ_B sind dabei die Dichte und der Reibwinkel des Bodens. Für die Berechnung wurde weiterhin die Annahme kohäsionsloser Böden ohne Auflasten getroffen (freies Gelände). Die Reibkraft ergibt sich somit zu

$$\vec{F}_R = \left| \rho_B \vec{g} \frac{z_p^2}{2} [1 - \sin(\phi_B)] \right| (\vec{v}_3)_0 \cdot \begin{cases} \tan(\phi_H); \forall |v_3| = 0 \\ \tan(\phi_G); \forall |v_3| \neq 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

wobei \vec{v}_3 die Geschwindigkeit des Gehäuses und $\phi_{G,H}$ die Reibwinkel zwischen Boden und Gehäuse für Gleiten und Haften sind. Die Reibwinkel wurden experimentell mit dem Bevameter (siehe [6]) des RMC in Schertests ohne Grouser zu 17° und 18° ermittelt.

Um auch die Kräfte durch die Verdrängung des Bodens zu modellieren wurde ein elasto-plastisches Modell mit Hystereseverhalten genutzt. In Abb. 4 ist die Reaktionskraft des Modells über der Bodenverformung ε_B dargestellt. Zu Beginn der Verformung wird zunächst die Steifigkeit c_0 aufgebracht. Bei

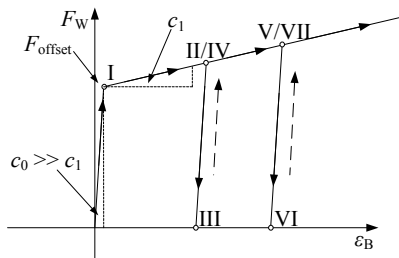


Abb. 4: Kraftverlauf des elasto-plastischen Elementes als eindimensionales Modell der Bodenwiderstandskräfte

Erreichen einer Offsetkraft F_{offset} in Punkt (I) Abb. 4 wird die geringere Steifigkeit c_1 aufgebracht. Nach dem Schlag des Moles tritt in (II) eine Entlastung auf. Die in c_1 eingebrachte Verformung wird dabei als plastisch betrachtet. Durch die bleibende Verformung tritt in (III) der Gleichgewichtszustand ein.

Wird von (III) eine erneute Belastung aufgebracht, so muss zunächst wieder eine Offsetkraft überwunden werden. Die Kraft berechnet sich damit zu

$$\vec{F}_W = \vec{e}_z \begin{cases} F_E = c_0(\varepsilon_B - \varepsilon_p); & \forall F_E \leq F_P \cap \vec{v}_3 \leq 0 \\ F_P = c_1 \varepsilon_B + F_{\text{offset}} & \forall F_E \geq F_P \cap \vec{v}_3 \leq 0; \varepsilon_p = \varepsilon_B - \frac{F_P}{c_0} \\ 0; & \forall \vec{v}_3 > 0; \varepsilon_p = \varepsilon_B \end{cases} \quad (2.7)$$

wobei ε_p die bleibende plastische Verformung nach Entspannung und $F_{E,P}$ der elastische bzw. plastische Anteil der Widerstandskraft ist. Mittels c_0 wird die initiale Bodenfestigkeit bis zum Versagen abgebildet. Durch den Übergang auf c_1 kann die steigende Verdichtung des Bodens in tieferen Schichten modelliert werden. Ein Vergleich der Eindringtiefe der Simulation (Abb. 5) mit den Messungen eines Moles in [7] zeigt eine gute Übereinstimmung der finalen Eindringtiefe, sowie qualitativer Effekte. So tritt nach dem ersten Auftreffen des Hammers (I) auf das Gehäuse ein Rückstellen (II) durch den elastischen Anteil der Bodenverformung ein, welcher (siehe Abb. 5a)) durch das zweite Auftreffen (III) zum Teil wieder ausgeglichen wird. Für geänderte

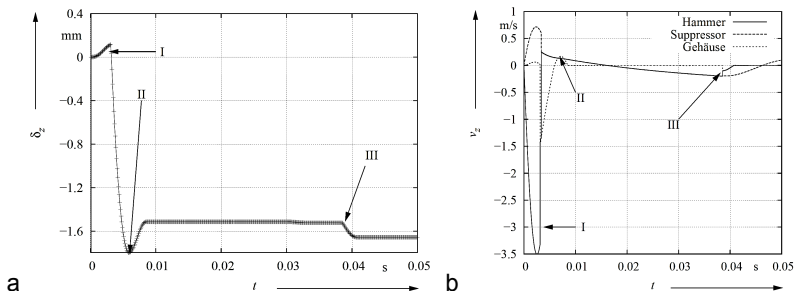


Abb. 5: a) Eindringtiefe eines Schlagvorgangs und b) Geschwindigkeitsverläufe der Einzelmassen

Parameter ist auch ein geändertes Verhältnis der Penetrationstiefe δ_z von ersten zum zweiten Auftreffen, wie in [7] möglich. Es wird jedoch eine größere Effektivität des ersten Schlages erwartet. In Abb. 5b) sind die Geschwindigkeitsverläufe der drei Hauptmassen dargestellt. Die auftretenden Unstetigkeiten in diesen Verläufen werden durch das Öffnen und Schließen der Kontakte hervorgerufen. Durch das vorgestellte Modell können sowohl Effekte während des Spann- und Auslösvorgangs, als auch die in realen Böden auftretenden Effekte qualitativ abgebildet und für den Vergleich der einzelnen Varianten in der Optimierung genutzt werden.

3 Optimierung

In den vorangegangenen Abschnitten wurde die Modellierung des Mechanismus für die Nutzung in Optimierungen vorgestellt. Die für die Optimierung angewandten Verfahren und Vorgehensweisen, sowie die Wahl der Parameter und Kriterien werden im Folgenden erläutert.

3.1 Optimierungsparameter und Kriterien

Für das Finden optimaler Lösungen für den Mechanismus, werden sowohl Parameter mit maßgeblichem Einfluss auf die Performance als auch geeignete Bewertungskriterien zum Vergleichen dieser Lösungen benötigt.

Zur Identifikation der Optimierungsparameter wurden Simulationen zum Bestimmen der Sensitivität der Modellparameter genutzt. Dabei wurden, wie in Abb. 6 zu sehen, die Massen m_1 bis m_3 identifiziert. Für diese Massen

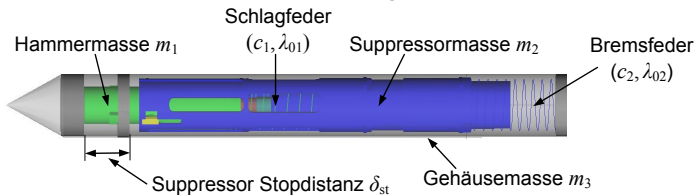


Abb. 6: Parameter für Optimierung und Variation

existieren abhängig von den anderen Parametern optimale Massenverhältnisse. Diese beeinflussen die Energieübertragung maßgeblich. Weiterhin ist die Schlagfeder mit ihrer Steifigkeit c_1 und der Vorspannweg λ_{01} vor dem Spannvorgang, ausschlaggebend für die auf den Hammer übertragene Energie. Da der Federweg λ_1 nach dem Spannen quadratisch in die Änderung der gespeicherten Federenergie eingeht, wird λ_1 entsprechend der Federkonstante und dem maximal verfügbaren Antriebsmoment angepasst. Die Steifigkeit c_2 und der Vorspannweg λ_{02} im gespannten Zustand beeinflussen die vom Suppressor auf das Gehäuse übertragenen Kräfte und deren Relativgeschwindigkeit während der Penetration. Die Stop-Distanz δ_{st} beeinflusst sowohl die Dauer der Beschleunigung und damit die Einschlaggeschwindigkeit des Hammers, als auch dessen Kontaktdauer mit dem Gehäuse. Diese Größen haben wiederum signifikanten Einfluss auf die Energieübertragung vom Hammer auf das Gehäuse. Somit wird die durch eine optimierte Schlagfeder eingebrachte Energie erst durch eine optimale

Stop-Distanz gewinnbringend umgesetzt. Für diese Parameter werden Randbedingungen gemäß der konstruktiv möglichen Variationsbereiche gewählt.

Als Bewertungskriterien werden die Eindringtiefe nach dem ersten und zweiten Auftreffen des Hammers genutzt. Dabei wird die Gewichtung des ersten Schlages höher gewählt, da erwartet wird, dass mit diesem eine höhere Eindringtiefe erreicht wird. Die Gesamtmasse des Systems wird als zusätzliche Zielfunktion minimiert. Zudem führt ein Schließen des Kontaktes zwischen Suppressor und dem oberen Ende des Gehäuses zum Verwerfen der Lösung.

3.2 Verfahren und Ablauf der Optimierung

Multikriterielle Optimierungen allein liefern lediglich einen einzigen Weg zu einem Optimum im Parameterraum. Um ein tieferes Verständnis in die Einflüsse der Parameter zu erhalten, sowie um die Ergebnisse der Optimierung prüfen zu können, wird die multikriterielle Optimierung um Variationen in festen Parametergittern ergänzt.

Dabei werden die Minima der Gütekriterien während der multikriteriellen Optimierung direkt nach Ende des Simulationsdurchlaufes ermittelt und der weitere Weg der Optimierung im Parameterraum anhand dieser Kriterien ermittelt. Je nach verwendetem Algorithmus können sowohl lokale als auch globale Optima gefunden werden. In der Umsetzung der Optimierung mit MOPS [1] wird eine Kombination aus genetischem Algorithmus und Pattern Search Verfahren genutzt. Ersteres basiert auf evolutionären Algorithmen zum Finden globaler Minima im Parameterraum. Wird das Abbruchkriterium des genetischen Algorithmus unterschritten, so wird zusätzlich eine Pattern Search (zur Suche lokaler Minima) am gefundenen Minimum gestartet um sicherzustellen, dass es sich um ein globales Minimum handelt. Liegt die Lösung des genetischen Algorithmus neben dem globalen Minimum, so konvergiert die anschließende Pattern Search im globalen Minimum. Allerdings erhöht sich mit steigender Parameterzahl die Dauer bis zum Erreichen der Konvergenz. Für die Variation werden die Minima der Kriterien erst nach Ablauf aller Simulationsläufe ermittelt und aufgetragen. Zusätzlich kann danach eine optimale Lösung aus den Ergebnissen der Variation durch Minimierung des Gütekriteriums ermittelt werden. Hiermit können jedoch nur lokale Minima bestimmt werden. Zudem ergibt sich bei feinerer Auflösung

der Gitter im Parameterraum und steigender Parameterzahl eine deutlich größere Berechnungsdauer.

Durch eine Kombination beider Verfahren kann die Gesamtberechnungsdauer verringert werden und sowohl das globale Minimum gefunden, als auch Einblick in die Parametereinflüsse erlangt werden. Um die Berechnungsdauer weiter zu senken, bzw. das Konvergenzverhalten der Optimierungsalgorithmen zu verbessern, wird zudem gemäß Abb. 7 eine schrittweise Optimierung vorgenommen. Für dieses Vorgehen wird davon ausgegangen, dass die globalen Optima für einige Parameter von denen anderer Parameter abhängig sind. Diese Annahme wurde durch den Vergleich globaler Optimierung aller Parameter und der schrittweisen Optimierungen

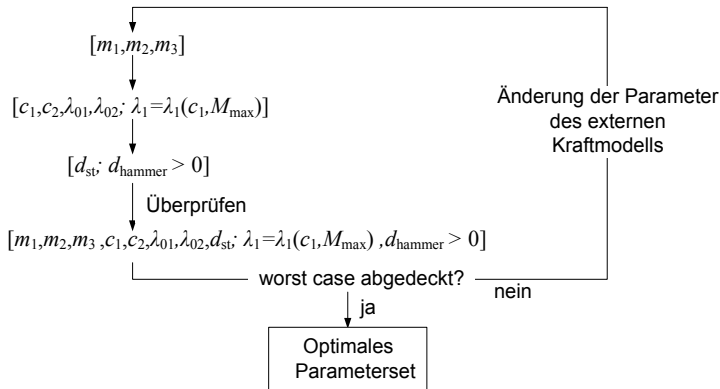


Abb. 7: Ablauf der Optimierung

geprüft. Es kann gezeigt werden, dass die Parameter der beiden Optimierungsläufe lediglich vernachlässigbare Abweichungen in ihren Optima aufweisen. Die Optimierungsläufe werden anschließend für geänderte Parameter des Modells der äußeren Kräfte wiederholt, um eine Bandbreite an möglichen Böden abzudecken.

4 Ergebnisse und Diskussion

Um tiefere Einblicke in das Verhalten des Mechanismus zu erhalten, wurden zunächst verschiedene Parameter auf ihren Einfluss untersucht. Die einflussreichsten Parameter sind anschließend mittels Optimierung eingestellt worden. In den folgenden Abschnitten werden sowohl die Ergebnisse der Analyse als auch der Optimierung erläutert.

4.1 Analyse des Mechanismus

Um Parameter für die Optimierung zu finden, als auch um den Einfluss von unsicheren Parametern und deren Schwankungsbreite zu untersuchen, wurde deren Sensitivität analysiert. Die Reibung gehört zu den Parametern, welche durch Herstellungsprozesse und Toleranzen einer gewissen Schwankungsbreite unterliegt. Dabei zeigte sich, dass die Reibung der Linearführungen innerhalb ihrer Toleranzen kaum Einfluss auf die Performance haben. Um diesen Einfluss auf die Optimierung zu erfassen, wurde diese sowohl für die nominalen, als auch die „worst-case“ Werte der Reibung durchgeführt. Für die Reibung in rotatorischen Lagerstellen wurde ein Einfluss auf die spielbehaftete Kupplung ermittelt. Beim Auslösen des Schlages schnappt die Kupplung durch die Richtungsumkehr des Momentes durch das Kurvengetriebe durch. Dies bewirkt ein dynamisches Abrutschen der Rolle von der Kurvenbahn. Bei erhöhter Reibung innerhalb des Toleranzbereiches bleibt dieser Effekt jedoch bereits aus. Da kein dynamisches Abrutschen erfolgt, sinkt die Vorspannung der Schlagfeder und damit die effektive Schlagenergie. Für die entsprechenden Reibstellen wird eine zusätzliche Schmierung vorgesehen.

4.2 Optimierungsergebnisse

Die Ergebnisse der Optimierung geben sowohl einen Einblick in die optimale Wahl der Parameter, als auch deren Einfluss bei der Variation. Zunächst sollen diese Einflüsse näher erläutert werden. Die Penetrationstiefe der folgenden Diagramme (Abb. 8-Abb. 11) ist dabei auf die Penetrationstiefe der initialen Konfiguration normiert. Die entsprechenden Definitionsbereiche der Optimierungsparameter zeigt Tab.1.

Tab. 1: Definitionsbereiche der Optimierungsparameter

Parameter	Minimum	Initial	Maximum
$(m_1 m_2 m_3)$ [g]	(60 100 100)	(109 213 167)	(400 850 600)
$(c_1 c_2)$ [N/mm]	(8 0,15)	(11,6 0,315)	(20 0,8)
$(\lambda_{01} \lambda_{02})$ [mm]	(0 0)	(0 10)	(30 10)
d_{st} [mm]	-7	0	3

Bei der Untersuchung des Massenverhältnisses von Hammer und Gehäuse mittels Variation zeigt sich ein von der Gesamtmasse abhängiges optimales Verhältnis. Die Existenz eines solchen optimalen Verhältnisses wurde auf

Grund des Einflusses auf die Energieübertragung erwartet. Dabei steigt die Penetrationstiefe gemäß Abb. 8 zunächst für leichtere Schlagmassen an, da diese eine höhere Einschlaggeschwindigkeit und damit Energie erreichen.

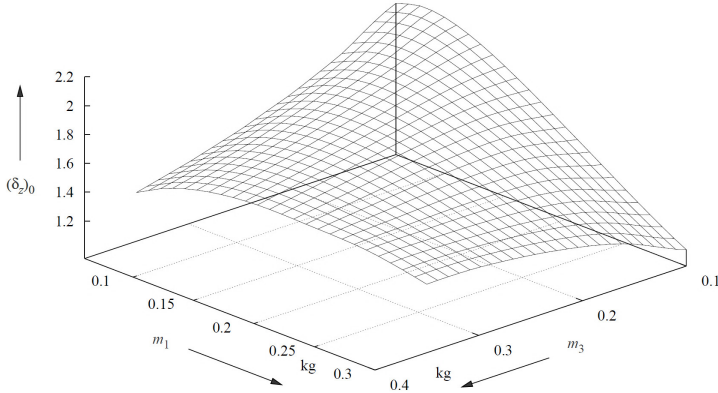


Abb. 8: Einfluss des Massenverhältnisses von Hammer- und Gehäusemasse bei konstanter Masse des Suppressors

Diese sinkt jedoch unter 85g wieder ab. Die zugehörige optimale Gehäusemasse liegt dabei stets über der Masse des Hammers. Bei der Optimierung mit MOPS wurde ein Optimum von $m_1 = 86\text{g}$ und $m_3 = 100\text{g}$ ermittelt. Analog hierzu wurde das Verhältnis der Suppressor- und Gehäusemasse untersucht ($m_1 = 86\text{g}$). Hierbei sinkt die Penetrationstiefe mit steigender Gehäusemasse und steigt für höhere Suppressormassen. Das Optimum stellt

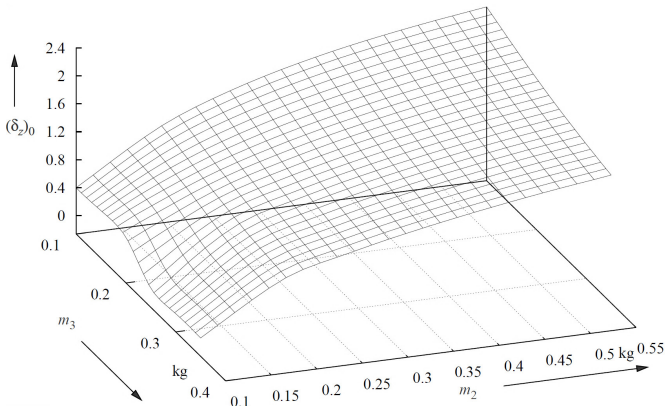


Abb. 9: Einfluss des Massenverhältnisses von Suppressor- und Gehäusemasse bei konstanter Masse des Hammers

sich bei $m_2 = 450\text{g}$ ein. Hierbei ist zu erwähnen, dass die Suppressormasse durch die Nutzung der Gesamtmasse als Zielfunktion zusätzlich begrenzt wurde. Ohne diese läuft die Suppressormasse während der Optimierung auf ihr Maximum zu. Zur Untersuchung der Federkonstante wird die Vorspannung der Schlagfeder nach dem Spannen so gewählt, dass das maximale Antriebsmoment während des Spannvorgang ausgenutzt, jedoch nicht überschritten wird. Dies kann mittels Anpassung der Kurvenbahn umgesetzt werden. Für die Variation wird zudem der initiale Beschleunigungsweg des Hammers beibehalten. In Abb. 10 ist die Variation der Federkonstanten dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Penetrationstiefe für geringere Schlagfedersteifigkeiten mit entsprechend höherer Vorspannung ansteigt. Dies liegt in der größeren in der Feder gespeicherten Energie begründet. Ebenso verbessert sich die Eindringperformance für geringere Bremsfederkonstanten. Hierdurch werden bei höheren Relativgeschwindigkeiten zwischen Gehäuse und Suppressor während des Eindringvorganges kleinere

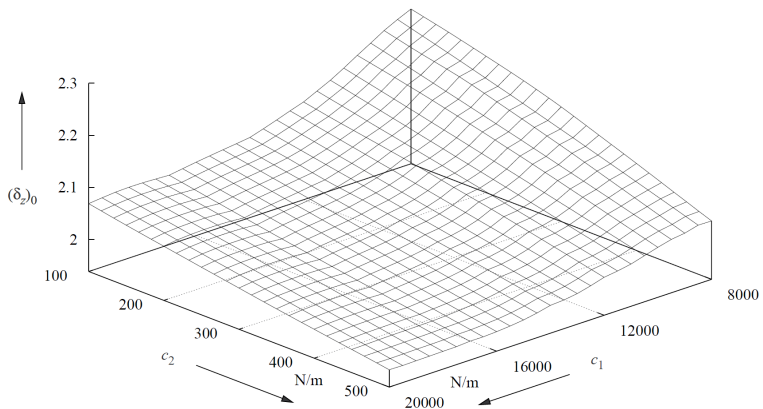


Abb. 10: Einfluss der Steifigkeiten der Schlag- und Bremsfeder bei Nutzung des maximalen Antriebsmomentes zum Spannen

Kräfte auf das Gehäuse übertragen. Dies resultiert in einer höheren Gehäusegeschwindigkeit sowie –energie und damit in größeren Eindringtiefen. Jedoch ist zu beachten, dass in keinem Fall ein Anschlagen des Suppressors am oberen Gehäuseende auftritt. Die optimalen Werte der Federsteifigkeiten ergaben sich zu $c_1 = 8\text{ N/mm}$ und $c_2 = 0,15\text{ N/mm}$. Da die Relativgeschwindigkeit \vec{v}_{23} unter anderem auch von der Bodenbeschaffenheit abhängt, wurde die Optimierung für verschiedene Parameter des Modells der äußeren Kräfte wiederholt.

In Abb. 11a) ist die Änderung d_{st} der Stopdistanz δ_{st} zu ihrem Ausgangswert dargestellt. Dabei wurden für die Massen und Federsteifigkeiten die bereits zuvor optimierten Parameter gewählt. Wird der Suppressor Stop näher an die Gehäusespitze verlegt, so steigt die Penetrationstiefe erheblich. Dieser Performancegewinn ist dabei nicht durch die Stopdistanz selbst bedingt. Sie ermöglicht lediglich das optimale Umsetzen der durch die optimierte Schlagfeder zusätzlich verfügbaren Energie. Ohne die Optimierung der Schlagfeder fällt der Zuwachs an Eindringtiefe durch die Stopdistanz geringer aus.

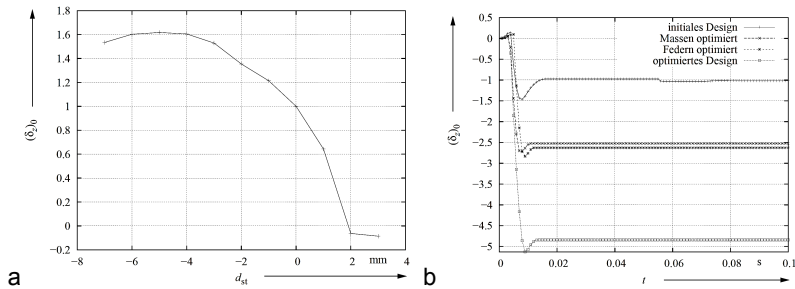


Abb. 11: a) Einfluss der Änderung der Stopdistanz und b) Vergleich der einzelnen Optimierungsschritte normiert auf die initiale Penetrationstiefe

Weiterhin ist in Abb. 11a) zu erkennen, dass sich ein Maximum der Penetrationstiefe bei $d_{st} = -5$ mm abzeichnet. Zudem sinkt die Eindringtiefe bei größerem Abstand des Stops zur Spitze rapide. Bereits bei einem Wert von $d_{st} = 2$ mm erfolgt kein erster Schlag, da Hammer und Gehäuse nicht in Kontakt treten. Dies erzeugt eine Aufwärtsbewegung, die durch den schwächeren zweiten Schlag nicht ausgeglichen werden kann. Die optimale Stopdistanz liegt bei $d_{st} = -5,2$ mm. In Abb. 11b) ist der Vergleich der einzelnen Optimierungsstufen dargestellt. Somit kann die Effektivität der verschiedenen Änderungen abgeschätzt werden. Dabei ist zu beachten, dass für die Federoptimierung die bereits optimierten Massen genutzt wurden. Für die Optimierung der Stopdistanz sind bereits alle anderen Parameter optimiert. Zudem ist der geringe Zugewinn durch die Optimierung der Federn auf die nicht optimale (initiale) Stopdistanz dieser Konfiguration zurückzuführen. Dies begründet weiterhin die signifikante Änderung durch die optimierte Stopdistanz, da diese das Potential der Federn erst nutzbar macht. Eine alleinige Optimierung der Stopdistanz zeigt eine deutlich geringere Wirkung.

Die durch MOPS optimierten Parameter sind in Tab. 2 zusammengefasst. Diese liegen in den Regionen der Variation, in welchen ein Optimum zu

erwarten ist. Somit kann durch die zusätzliche Variation der Parameter in festen Gittern die Anwendbarkeit der Optimierungsalgorithmen und Kriterien nachgewiesen werden. Zum Überprüfen des Vorgehens zur schrittweisen Optimierung von einander abhängiger Parameter aus Abschnitt 3.2, wurde die Optimierung erneut unter gleichzeitiger Nutzung aller Parameter wiederholt. Der einzige erkennbare Unterschied trat dabei für $m_1 = 84,5\text{g}$ ein. Konvergenzverhalten und –dauer der Algorithmen konnten durch die Anwendung der schrittweisen Optimierung verbessert werden. Mit dieser vernachlässigbaren Abweichung kann das Vorgehen als anwendbar betrachtet werden.

Tab. 2: Vergleich der initialen und optimierten Parameter

Variante	$(m_1 m_2 m_3)$ [g]	$(c_1 c_2)$ [N/mm]	$(\lambda_{01} \lambda_{02})$ [mm]	d_{st} [mm]
Initial	(109 213 167)	(11,6 0,315)	(0 10)	0
Optimiert	(86 450 100)	(8 0,15)	(0 0)	-5.2

5 Zusammenfassung und Ausblick

Um tiefer unter die Oberfläche des Mars zu gelangen als je ein anderes Instrument zuvor, wurde der Schlagmechanismus des HP³-Mole analysiert und optimiert. Hierfür wurde ein Mehrkörpermodell unter Beachtung der internen Kontaktdynamik als auch der externen Kräfte des Bodens erstellt. Die Analysen zeigten dabei erhebliches Optimierungspotential einiger Parameter. Durch ein spezielles Vorgehen während der Optimierung, bei welchem sowohl multikriterielle Optimierung auf Basis evolutionärer Algorithmen, als auch Variationen in festen Parametergittern genutzt werden, konnte zudem ein tieferes Verständnis der Parametereinflüsse gewonnen werden. Diese Erkenntnisse können für die Grobauslegung späterer Mole-Generationen genutzt werden. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass eine schrittweise Optimierung unter Beachtung der Abhängigkeiten der Parameter globale Optima bei verbessertem Konvergenzverhalten erreichen kann.

Um weitere Parameter wie die äußere Kontaktgeometrie zum Boden zu untersuchen und zu optimieren, ist das vorgestellte eindimensionale Bodenmodell jedoch nicht anwendbar. Durch diese empirische Modellierung können Einflüsse der äußeren Geometrie nicht direkt erfasst werden. Hierfür wurden bereits erste Untersuchungen mit DEM-Modellen (siehe [4]) zur Abbildung des Bodens durchgeführt. In einem weiteren Schritt werden diese in aktuellen Untersuchungen mittels einer Co-Simulation mit dem Mehrkörpermodell

permodell des Mechanismus gekoppelt. Mit diesem Modell lässt sich dann sowohl das Verhalten des Mechanismus als auch die Bodeninteraktion und deren gegenseitiger Einfluss detailliert abbilden. Die Co-Simulationen werden anschließend für weitere Untersuchungen und Optimierungen des Moles genutzt.

Dank

Besonderer Dank gilt Leigh Glasgow, Olaf Krömer, Tim van Zoest, Mark Fittock und Torben Wippermann vom Institut für Raumfahrtssysteme des DLR in Bremen, für das Zurverfügungstellen der benötigten Daten des HP³-Moles und die Möglichkeit der Validierung der Simulation durch Testergebnisse.

Literatur

- [1] Joos, H.-D.; Bals, J.; Looye, G.; Schnepfer, K.; Varga, A: A multi-objective optimisation-based software environment for control systems design, *IEEE International Conference on Control Applications and International Symposium on Computer Aided Control Systems Design*, Glasgow, Scotland, UK, S. 7-14, 2002
- [2] Grzesik, A.: *Konstruktion eines Schlagmechanismus für einen instrumentierten Penetrator zur Bodenerkundung bei Planetenmissionen (Mercury Surface Element)*, Diplomarbeit, Fachhochschule Aachen, 2004
- [3] Orr, M.K.: *Development of a Finite Element Model to Predict the Behavior of a Prototype Wheel on Lunar Soil*, Dissertation, Clemson University, 2010
- [4] Lichtenheldt, R.; Schäfer, B.: Planetary Rover Locomotion on Soft Granular Soils – Efficient Adaption of the Rolling Behaviour of Non-spherical Grains for Discrete Element Simulations, *III International Conference on Particle-based Methods*, Stuttgart, 2013
- [5] Türke, H.: *Statik im Erdbau*, 3. Auflage, Ernst & Sohn, Berlin, 1999
- [6] Apfelbeck, M.; Kuß, S.; Rebele, B.; Schäfer, B.: A systematic approach to reliably characterize soils based on Bevameter testing. *Journal of Terramechanics*, 48 (5), Seiten 360-371. Elsevier, 2011
- [7] Pinna, S. et.al.: Investigation of the dynamical behaviour of the penetrometer "Mole" by accelerometry: A procedure for the correct integration of shock acceleration data, *Prof. Intern. Workshop on Penetrometry in the Solar System*, Graz, Verlag der Österreichischen Akademie der Wissenschaften, 1999

BERECHNUNG VON BEWEGUNGSVORGABEN UNTER BEACHTUNG DER PROZESSDYNAMIK

AM BEISPIEL DES SCHNELLLAUFENDEN TRANSPORTS VON
KLEINFORMATIGEN STÜCKGÜTERN

Dipl.-Ing. M. Döring; Prof.-Dr.-Ing. J.-P. Majschak

TU Dresden, Professur für Verarbeitungsmaschinen/ Verarbeitungstechnik,
michael.doering@tu-dresden.de

Abstract

Dieser Beitrag widmet sich dem Problem der Berechnung optimierter Bewegungen unter Beachtung der Prozessdynamik. Es wird auf den Transport von kleinformatigen Stückgütern eingegangen und eine ergänzende Lösungsmöglichkeit vorgestellt, die sich im Zusammenhang mit diesem Berechnungsansatz ergibt. Um die Anwendung von Optimierungsverfahren unter Einbeziehung eines sensiblen Prozessmodelles zu ermöglichen, sind geeignete Startlösungen erforderlich. Hierzu wird das interaktive Bewegungsdesign vorgeschlagen, welches im Transportbereich durch eine auf der „Graphenmethode“ basierende Vorgehensweise unterstützt wird. Im Rahmen eines Vergleichs wird auf die Umsetzbarkeit der gewonnen Startlösungen eingegangen.

This paper addresses the problem of calculating optimized motions with respect to process dynamics. For the transport of small-sized cargo a complementary solution is presented. In order to enable the application of optimization techniques involving a sensitive process model, suitable start solutions are required. For this purpose, the interactive motion design is proposed, which is supported in the transport section by a minimum-time approach. Experiments show the feasibility of the obtained solution.

1 Einleitung

Der Antrieb von Arbeitsorganen in Verarbeitungsmaschinen wird immer häufiger durch Motion-Control Systeme ausgeführt. Gegenüber mechanischen Lösungen sind verschiedene Faktoren, wie Erhöhung der

Formatflexibilität, Modularisierung, oder auch eine online-Bewegungsmodifikation für diesen Schritt ausschlaggebend. Letzterer Punkt kann mit dynamisch änderbaren Bewegungsprofilen umgesetzt werden, um Bewegungsparameter wie Hub oder Synchrongeschwindigkeit zu variieren bzw. an den Verarbeitungsprozess anzupassen. Hiermit entsteht eine Taktratenabhängigkeit der Bewegungsvorgaben aus dem Prozess heraus, die mit Servoantrieben umgesetzt werden kann. Trotz alledem liegen diesen taktratenabhängigen Änderungen meist einfachere statische Modellvorstellungen zugrunde.

Eine genauere Anpassung an den Prozess oder alternative Prozesslösungen können umgesetzt werden, wenn auch die Prozessdynamik bei der Bewegungserstellung berücksichtigt wird. In den überwiegenden Fällen erscheint jedoch eine kinetostatische Betrachtung ausreichend, wie sie bereits seit längerem Inhalt von diversen Arbeiten ist. Der überwiegende Teil dieser Arbeiten befasst sich demnach mit der Berechnung von optimalen Steuerungen für ein ideales Antriebssystem und eine starre Mechanik. Störende Einflüsse z.B. infolge Elastizität und Reibung (Beispiele z.B. in [1]) sowie dynamische, lineare und nichtlineare, Prozessmodelle waren bereits Untersuchungsgegenstand (z.B. [2], [3]). In diesem Beitrag wird im Gegensatz zu den beispielhaft genannten Arbeiten ein nichtlineares Prozessmodell des Stückguttransportes mit der Möglichkeit der Abbildung einer freien Produktbewegung angewendet. Genutzt wird hierfür ein verbreitetes MKS-System. Es wird eine Möglichkeit aufgezeigt, wie bei diesem auf Änderungen der Eingangsgrößen sensibel reagierenden System Startlösungen für eine weitergehende Nutzung von Optimierungsmethoden erzeugt werden können.

In dieser Arbeit wird im Besonderen auf das interaktive Bewegungsdesign, mit der Möglichkeit der Berücksichtigung vielfältiger Kriterien eingegangen, sowie das „Graphenverfahren“ (zeitminimale Bewegung auf geg. Bahn) eingegangen, welche beide in Kombination zur Lösung der Problemstellung geeignet sind. In Abschnitt 2 wird näher auf die Problembeschreibung eingegangen, worauf folgend die Grundlagen und erstellten Hilfsmittel vorgestellt werden. Der Beitrag schließt mit der Vorstellung des Versuchsaufbaus und einem experimentellen Vergleich zwischen der gewonnen Startlösung und einer nachfolgend optimierten Lösung.

2 Detaillierung des betrachteten Prozessbeispiels

Der Transport bzw. die Handhabung von Stückgütern ist in Verpackungsmaschinen ein häufiger Vorgang und kann z.B. mit Hilfe eines nichtlinear übersetzenden Getriebes realisiert werden. In jedem Fall wird die räumliche Anordnung eines Verarbeitungsgutes/ Produktes verändert bzw. aufrechterhalten, wobei die feste räumliche Zuordnung zwischen Werkzeug und Produkt vorausgesetzt wird. Diese Zuordnung kann durch Kraft- oder Formschluss erreicht werden. Betrachten wir den schnellen intermittierenden Transport von kleinen Stückgüter (>250 AT/min), wie er industriell eingesetzt wird, so ist beides in Verarbeitungsmaschinen anzutreffen. Dieses geht mit unterschiedlichen Beschränkungen oder Effekten einher, die gewünscht oder nicht gewünscht sein können. Wird der Formschluss eingesetzt, sind aufgrund der schwer realisierbaren senkrechten Hub- und Senkbereiche Formschrägen nötig. Diese führen dazu, dass diese Lösungen nur sinnvoll bei kleinen Produkthöhen eingesetzt werden können. Die Umsetzung als kombinierter Form- und Kraftschluss geht mit einem einseitigen Kontakt des Werkzeuges mit dem Produkt einher, wobei der Kontaktverlust durch zusätzliche Reibkräfte sichergestellt wird. Hierdurch sind größere Produkthöhen handhabbar, wobei aber Reibkräfte in ausreichender Höhe aufzubringen sind (dieses kann störend sein oder als Nebenfunktion gewünscht). Wie auch immer gestaltet, so erscheint die Vielfalt an Lösungsmöglichkeiten beschränkt.

Alternative Lösungen sind möglich, wenn beispielsweise nicht zwingend von einer stets geführten Bewegung des Produktes ausgegangen werden muss, sondern eine freie Bewegung zulässig, berechenbar und realisierbar wird. So wäre es z.B. denkbar, die Bewegung eines Getriebes/ Handhabungsgerätes so zu gestalten, dass die Produkte kontrolliert in die Endposition „geworfen“ werden. Dieses könnte zu einer deutlichen Hubverkürzung und je nach Anwendung zu einer höheren Arbeitsgeschwindigkeit der Maschine selbst führen.

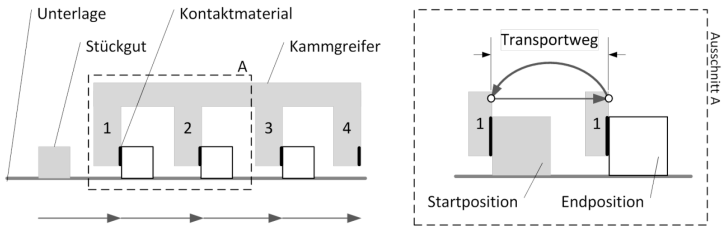


Abb. 1: Allgemeines konventionelles Prinzip für den Transportprozess

In Abb. 1 ist das betrachtete Beispiel für die Transportbewegung dargestellt. Es wird u.a. deutlich, dass durch die geführte Bewegung der gesamte Transportweg vom Arbeitsorgan realisiert werden muss.

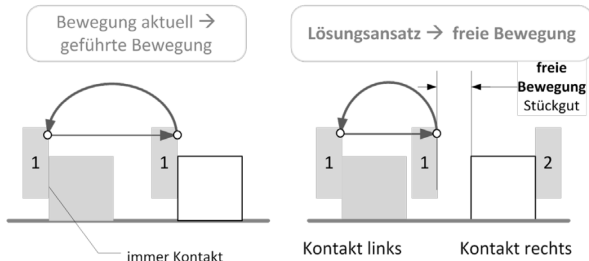


Abb. 2: Allg. Prinzip (links), geführte Bewegung durch Form- und Kraftschluss (Mitte), Prinzip mit freier Bewegung (rechts)

Zu erkennen ist zudem in Abb. 2 ein Vergleich der geführten Bewegung des Stückgutes (links) und dem Prinzip mit freier Bewegung (rechts). Letzteres weist im Vergleich einen Bewegungsbereich ohne Kontakt zum Werkzeug auf. Der Gesamthub des Arbeitsorgans (Kamm) selbst wird hiermit i.A. kürzer, wobei an dieser aber Stelle nicht auf die Vor- bzw. Nachteile dieser Lösung im Gegensatz zu bekannten Lösungen eingegangen werden soll.

3 Grundlagen und Methoden zur Bewegungsberechnung

3.1 Bewegungsdesign

Bereits mehrfach vorgestellt und erfolgreich angewendet, beruht das interaktive Bewegungsdesign auf der manuellen Variation von Knotenpunkten $\varphi_i(t)$, $\dot{\varphi}_i(t)$, $\ddot{\varphi}_i(t)$, die durch Polynome 5. Grades miteinander verbunden werden (siehe z.B. [4] oder [5]). Gesucht ist hierbei ein möglichst günstiger Verlauf der Antriebs- oder Abtriebsgrößen als guter Kompromiss zwischen einer Vielzahl an Gütekriterien. Diese können hierbei dem Anwender objektiv übersichtlich dargestellt werden oder subjektiv wirken. Die intuitive Bewegungsberechnung wurde auch auf Getriebe mit dem Laufgrad $L = 2$ angewendet, wobei entweder

$$\Phi(t) = \begin{bmatrix} \varphi_1(t) \\ \varphi_2(t) \end{bmatrix} \text{ oder } \mathbf{P}(t) = \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix} \quad (1)$$

variiert werden. Für die Variation bietet sich aber auch die Trennung von Bahn und Zeitbezug an, was z.B. im Arbeitsraum durch eine normierte Längenparametrisierung der Bahnposition $\mathbf{P}(\tau)$ und dessen zeitlichem Bezug $\tau(t)$ erfolgen kann (vgl. [6]). Diese wird als geeignet vorausgesetzt und im Folgenden betrachtet. Die Eingangsgrößen für die inverse Transformation und folgender kinetostatischer Berechnung des Getriebes können in diesem Fall mit

$$\mathbf{P}(t) = \mathbf{P}(\tau); \dot{\mathbf{P}}(t) = \mathbf{P}(\tau)' \dot{\tau}; \ddot{\mathbf{P}} = \mathbf{P}(\tau)'' \dot{\tau}^2 + \mathbf{P}(\tau)' \ddot{\tau}^2 \quad (2)$$

berechnet werden. Für die kinetostatische Berechnung gilt im vorliegenden Fall

$$\mathbf{J}(\Phi)\ddot{\Phi} + \mathbf{J}'(\Phi, \dot{\Phi}) + \mathbf{g}(\Phi) = \mathbf{M} \quad (3)$$

wobei \mathbf{J} und \mathbf{J}' die Trägheitsmomente erster und zweiter Ordnung sind und \mathbf{g} die Gewichtskraft.

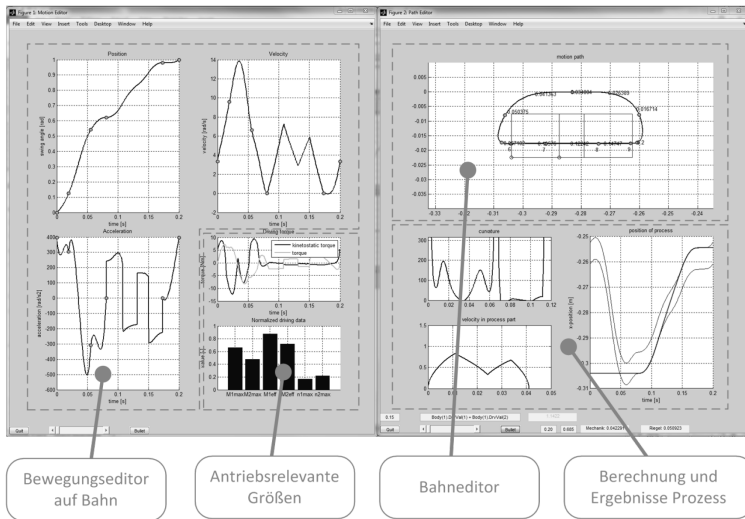


Abb. 3: Bewegungseditor zum Bewegungsdesign

Es wurde eine Berechnungshilfsmittel (ähnlich [7]) umgesetzt, welches in Abb. 3 dargestellt ist. Dieses besteht aus einem Bewegungseditor, einem Bahneditor und den jeweiligen Ausgabegrößen. Mit dem beschriebenen Aufbau ist es in einfacher Weise möglich, günstige Bewegungen für eine statisch beschreibbare Antriebsaufgabe mit einfachen Beschränkungen (maßgeblich Bahn- und Antriebsgrößen) zu berechnen.

Wird das angesprochene Prozessmodell ergänzt, so ergibt sich eine abweichende Situation. Die Lösungsgenerierung orientiert sich maßgeblich an dem zu realisierenden Prozess, d.h. das Finden von Bewegungsvorgaben mit dem der Transport in der vorgestellten Lösungsstruktur (Beschleunigen – freie Bewegung – Abbremsen) und den gewünschtem Endzustand des Stückgutes realisiert werden kann. Somit ist eine sinnvolle Optimierung des gesamten Bewegungsverlaufes nur bedingt möglich. Wird die Aufgabe in Prozess- und Rückhubbereich getrennt, wird die Lösungssuche verbessert, allerdings ist auch in diesem Fall die Erzeugung von geeigneten Bewegungen für den Prozessbereich schwierig. Unter geeignet wird Folgendes verstanden:

- Einhaltung der Lösungsstruktur
- Vermeidung hoher Kontaktkräfte durch Stöße

- Einhaltung des Endzustandes $\mathbf{P}_{S,end} = 0$, $\dot{\mathbf{P}}_{S,end} = 0$

Vorgeschlagen wird die Nutzung der „Graphenmethode“ für den Prozessbereich, um die manuelle Optimierung zu unterstützen.

3.2 Erweiterung zur „Graphenmethode“

In [Doe12] wurde bereits auf die Graphenmethode eingegangen, die in der Literatur vielfach aufgegriffen, erweitert und angewendet wurde (vgl. z.B. [6], [8], [9]). Im vorliegenden Fall soll diese helfen eine geeignete Lösung für den Prozessbereich (Kontakt des Arbeitsorgans mit dem Stückgut) zu finden. Zunächst soll das Problem in drei Teilprobleme aufgeteilt werden:

1. Beschleunigen des Stückgutes auf der Bewegungsbahn unter Kontakt mit dem Arbeitsorgan und mit vorgegebenem Maximalmoment aus dem Startzustand $\mathbf{P}_{S,start} = 0$, $\dot{\mathbf{P}}_{S,start} = 0$ heraus
2. Freie Bewegung des Stückgutes
3. Abbremsen des Stückgutes in den Endzustand mit vorgegebenem Maximalmoment

Die Teilprobleme 1 und 3 werden im vorliegenden Fall unter Beachtung eines vorgegebenen Maximalmomentes der Motoren in Form von Vorwärts- und Rückwärtsgraphen in Längenparametrisierung berechnet, mit

$$\Phi(t) = \Phi(\tau); \dot{\Phi}(t) = \Phi(\tau)' \dot{\tau}; \ddot{\Phi} = \Phi(\tau)'' \dot{\tau} + \Phi(\tau)' \dot{\tau}^2 \quad (4)$$

ergibt sich

$$\mathbf{A}_i \ddot{\tau} + \mathbf{B}_i \dot{\tau}^2 + \mathbf{g}(\tau) = \mathbf{M}_{i,max} \quad (5)$$

was bei monoton steigender Bewegung in

$$\mathbf{A}_i (\dot{\tau}^2)' + \mathbf{B}_i \dot{\tau}^2 + \mathbf{g}(\tau) = \mathbf{M}_{i,max} \quad (6)$$

umgeformt werden kann. Nach [Joh88] kann der max. zulässige Geschwindigkeitsanstieg auf der Bahn ermittelt und das Geschwindigkeitsprofil berechnet werden.

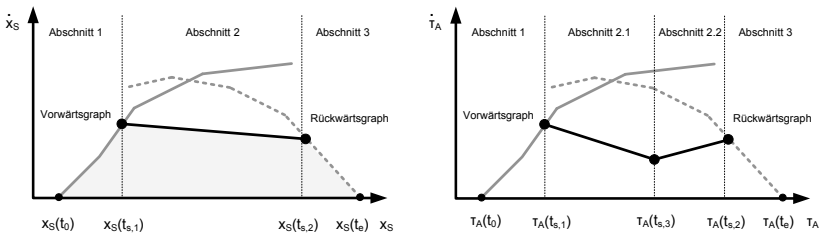


Abb. 4: Prinzip der Bewegungsberechnung, (links bezogen auf das Stückgutposition x , rechts auf die Arbeitsorganposition der Bewegungsbahn τ)

Hiermit ergibt sich der Rahmen für die weiteren Berechnungsschritte. Unter Reduktion des Transportvorganges auf ein eindimensionales Problem, kann die Riegelbewegung zwischen den Punkten 1 und 2 (siehe Abb. 4, links) durch

$$m\ddot{x}(\tau) - F_r = 0 \quad (7)$$

vereinfacht beschrieben werden.

Wird das Stückgut bis zu einer gegebenen Geschwindigkeit $\dot{x}_S(t_{s,1})$ mit gegebenen Maximalmomenten beschleunigt und der Kontakt mit der linken Seite des Kammgreifers aufgehoben (vgl. Abb. 2, rechts), so trifft bei genügend hoher Endgeschwindigkeit in Abschnitt 1 das Stückgut auf die rechte Seite des Kammgreifers bei $x_S(t_{s,2})$ und wird in den Endzustand verzögert. Es wurde bereits darauf eingegangen, dass die nötige Bewegung des Arbeitsorgans in x-Richtung geringer ist als die Bewegung des Stückgutes. Daher ist das Arbeitsorgan kurzzeitig zu verzögern und wieder auf die Übergabegeschwindigkeit $\dot{x}_S(t_{s,2})$ zu beschleunigen. Dieses kann vorteilhaft wiederum durch einen Verzögerungs- und Beschleunigungsgraphen umgesetzt werden und führt zu der Umschaltstelle $\tau_A(t_{A,3})$. Die Höhe der begrenzenden Maximalmomente in diesem Bereich kann z.B. durch manuelle Variation erfolgen und wird durch die gleiche Gesamtzeit

$$t_{s,2} - t_{s,1} = t_{A,2} - t_{A,1} \quad (8)$$

bestimmt. Unter Vorgabe der jeweiligen Maximalmomente und der Geschwindigkeit $\dot{x}_S(t_{s,1})$ oder $\dot{\tau}_A(t_{s,1})$ kann unter Nutzung dieser einfachen Vorgehensweise eine gültige Startlösung ermittelt werden (vgl. Abb. 5).

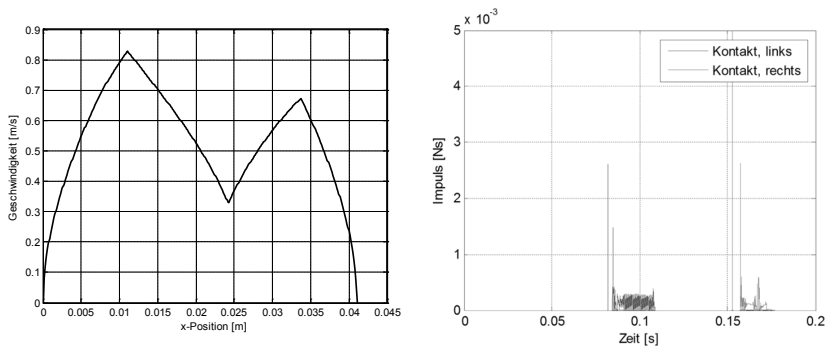


Abb. 5: Berechneter Geschwindigkeitsverlauf des Arbeitsorgans (links), Impulsverlauf in x-Richtung bei Berechnung mit MKS-Simulation

Es kann erkannt werden, dass zwar bei Kontakteintritt leichte Stöße vorliegen, diese aber in vergleichbarer Größenordnung liegen wie die restlichen Impulse bei Verzögerung in den Endzustand.

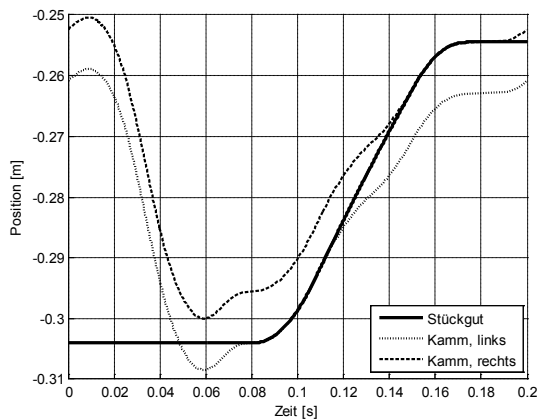


Abb. 6: Simulierter Bewegungsverlauf mit MKS-System

Hiermit ergibt sich der in Abb. 6 dargestellte Positionsverlauf des Stückgutes, welcher zusammen mit den Bezugspositionen der linken und rechten Kontaktfläche des Kammgreifers dargestellt ist.

3.3 Prozessmodellierung

Für die Modellierung eines solchen Stückgutprozesses können unterschiedliche Modellansätze angewendet werden. Sind die in Kontakt tretenden Körper steif, bzw. hat die durch Verformung entstehenden Positionsabweichungen nur geringen Einfluss auf den Bewegungsverlauf, so kann die Starrkörpermethode eingesetzt werden.

Auf den vorliegenden Fall trifft dieses zu und mit den mittels Ersatzversuch identifizierten Simulationsparametern, ist ein hinreichend genaue Abbildung der Stückgutbewegung möglich.

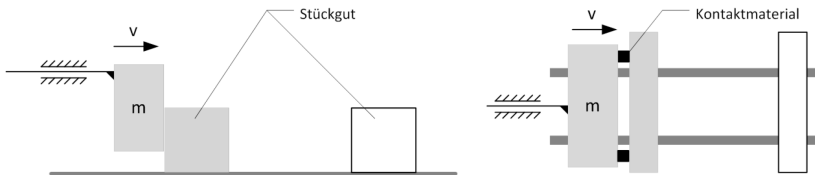


Abb. 7: Ersatzversuch zur Parameteridentifikation, links Seitenansicht, rechts Draufsicht

Der Ersatzversuch ist in Abb. 7 schematisch dargestellt, wobei die Stückgutposition an der Vorderseite und Rückseite photogrammetrisch gemessen wurde. Hierdurch kann die Bewegung des Masseschwerpunktes berechnet werden.

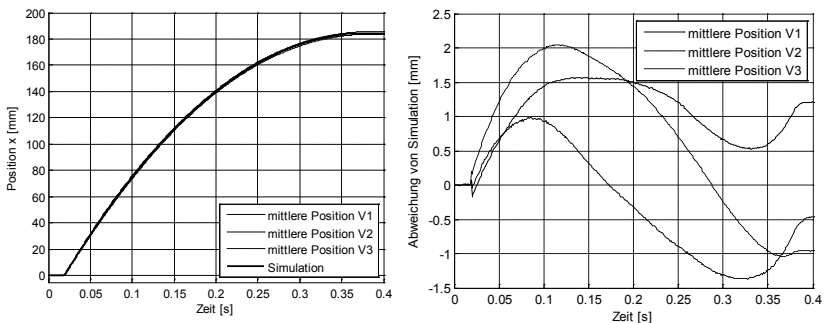


Abb. 8: Mit Ersatzversuch ermittelte Ergebnisse, links gemittelter gemessener und simulierter Positionsverlauf, rechts Positionsabweichungen

Abb. 8 zeigt die Ergebnisse eines Vergleiches zwischen Simulation und Messung mit dem beschriebenen Versuchsaufbau. Es zeigt sich, dass die relativen Positionsabweichungen im Bereich von ca. $\pm 1\%$ liegen.

In den Betrachtungen wurde das echtzeitfähige MKS-System Bullet¹ für die Untersuchungen genutzt. Hierbei handelt es sich um eine Physik-Engine, die vor allem im Bereich der Computersimulation eingesetzt wird. Wie bereits in [10] dargestellt, steht hierbei die Anforderung an möglichst hohe Stabilität, geringe Rechenleistung und visuelle Plausibilität im Vordergrund. Ein exaktes und deterministisches Verhalten ist nicht in jedem Fall garantiert, es liegt allerdings die Möglichkeit vor, dieses zu erzeugen. Vorteile sind die vielfältige Nutzbarkeit, die geringe Rechenzeit und die leichte Integration in die vorhandene Berechnungsumgebung in Matlab. An dieser Stelle soll noch einmal darauf hingewiesen werden, dass das Grundproblem auch auf ein eindimensionales Modell abgebildet werden kann, das gegenüber dem dreidimensionalen Modell weniger aufwändig erscheint. Die geringe Rechenzeit ermöglicht aber eine praktikable Anwendung und es werden hiermit Aussagen zu den Auswirkungen von räumlichen Geometrie- und Simulationsparameteränderungen möglich, was Inhalt weiterer Arbeiten ist.

4 Experimentelle Ergebnisse und Ergebnisdiskussion

4.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau besteht aus einem ebenen Fünfgelenk zum Bewegen des Kammgreifers, welches oberhalb eines Stückgutumlaufes platziert wurde. Ergänzt wird der Versuchsaufbau durch eine Highspeed-Kamera zur Auswertung der Stückgutpositionen (vgl. Abb. 9).

¹ siehe <http://bulletphysics.org>

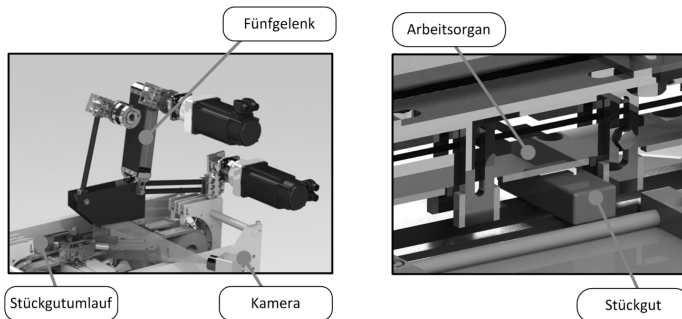


Abb. 9: Versuchsaufbau

4.2 Darstellung der experimentellen Ergebnisse

Die bis hierhin beschriebene Lösung für den Transportvorgang dient, wie dargestellt, als Startlösung für weiterführende Optimierungsschritte. In diesem Abschnitt soll trotzdem die gewonnene Lösung mit einer optimierten Bewegungsvorgabe verglichen werden.

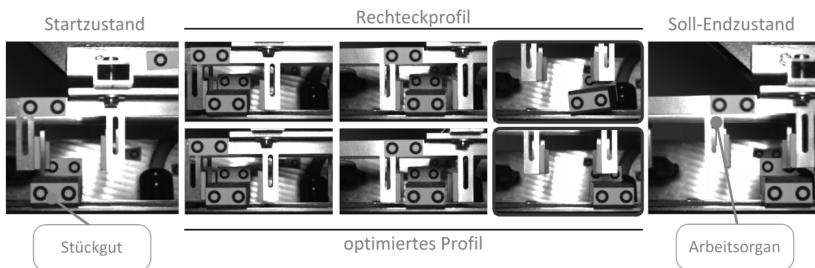


Abb. 10: Bildverlauf einer Messung mit der vorgestellten Startlösung (oben) und Vergleich mit einer optimierten Lösung

Es wird deutlich, dass die hier gewonnene Bewegung (Abb. 9 oben) nicht zielführend ist. Der Kontakt mit der rechten Seite des Kammgreifers (Arbeitsorgan) erfolgt zu früh. Am Versuchsstand ergeben sich durch die rechteckförmigen Verläufe im Prozessbereich hohe Positionsabweichungen durch Schwingungen in der Mechanik und im Antriebssystem. Diese beeinflussen in hohem Maß die Umsetzbarkeit der vorgestellten Lösung und führen dazu, dass Übergabegeschwindigkeiten nicht eingehalten werden

und das Produkt zusätzliche Stöße erfährt. Durch einen nachgelagerten Optimierungsschritt kann die Bewegungsvorgabe so gestaltet werden, dass eine geringere Schwingungsanregung entsteht und die Vorgabe selbst eine höhere Robustheit gegenüber Schwankungen der Initialposition und Modellparameter aufweist. Großen Einfluss hat hierbei die Geschwindigkeit am Ende des ersten Bewegungsabschnittes (vgl. Abb. 4, links). An dieser Stelle ist z.B. die Drehmomentenänderungsrate gegenüber dem Rechteckprofil zu beschränken.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Für den Transport von Stückgütern in Verarbeitungsmaschinen gibt es verschiedene Lösungsansätze mit geführter Bewegung der Produkte (Stückgut). Im Beitrag wird dargestellt, wie Bewegungsvorgaben berechnet werden können, die eine freie Bewegung des Produktes (Stückgut) zulassen bzw. nutzen. Hierfür wurde ein Lösungsansatz vorgestellt, welcher ein sensibel auf Eingangsgrößenänderungen reagierendes dynamisches Prozessmodell berücksichtigt. Dieser beruht auf der interaktiven Methode zur Berechnung günstiger Bewegungsvorgaben. Um die manuelle Variation zu unterstützen, wird eine Methode vorgestellt, die das auf einen Freiheitsgrad reduzierte Transportproblem löst und somit in einfacher Weise gültige Bewegungen erzeugt. Die experimentelle Untersuchung zeigt, dass diese Bewegungsvorgaben vorzugsweise einer nachgelagerten Optimierung unterzogen werden sollten.

Dieser Beitrag gliedert sich ein in die an der Professur laufenden Arbeiten zur Einbindung von Prozessmodellen in die Bewegungsberechnung.

6 Danksagung

Die vorgestellten Arbeiten wurden im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft unter dem Zeichen MA 4550/3-1 geförderten Projektes "Modellbasierte Bahnplanung" erstellt.

7 Literatur

- [1] Lotze, Alexander: Steuerungsintegrierte Vorgangsdiaagnose in Verarbeitungsmaschinen am Beispiel einer Quersiegeleinheit, Dresden, Techn. Univ., Fak. Maschinenwesen, Diss., 2008.

- [2] Prokop G.: „Optimale Prozeßdynamik bei Manipulation mit Robotern.“ VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 713. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998
- [3] Merdol, S. Doruk, Altintas, Yusuf, Virtual cutting and optimization of three-axis milling processes, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Volume 48, Issue 10, August 2008, Pages 1063-1071
- [4] Braune, R.: Bewegungs-Design – Eine Kernkompetenz des Getriebetechnikers, VDI-Berichte 1567, S. 1-23, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000
- [5] Braune, R.: Koppelgetriebe mit Servo-Antrieb in schnellen Verarbeitungsmaschinen. Tagungsband Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik VVD 2006, Selbstverlag der TU Dresden 2006, ISBN 3-86005-510-0, S.311-348.
- [6] Johanni, R.: Optimale Bahnplanung bei Industrierobotern, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 18, Nr. 51, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1988
- [7] Schwarz, A.: Automatisierte Bewegungsplanung flexibler Handhabungsgeräte in der verarbeitenden Industrie, Dresden, Techn. Univ., Fak. Maschinenwesen, Dissertation, 2011
- [8] Döring, M.; Tietze, S.; Majschak, J.-P.: Methodenvergleich zum Bewegungsdesign in schnelllaufenden Verarbeitungsmaschinen am Beispiel eines Siegelbackenantriebes mit elastischer Antriebsanbindung. Vortrag zur 16. VDI-Getriebetagung Bewegungstechnik 2012. VDI-Berichte 2175 S. 115-131
- [9] Bobrow, J.E., Dubowsky, S., and Gibson, J. S.: Time-Optimal Control of Robotic Manipulators Along Specified Paths, The International Journal of Robotics Research, Vol.4, No. 3. 1985
- [10] Gössner, S.: Eine Physik-Engine zur webbasierten Mechanismensimulation - Ergebnisse einer Studie, Tagungsband zum 9. Kolloquium Getriebetechnik, Universitätsverlag Chemnitz, 2011

DYNAMISCH ASSOZIATIVE CAD-PARAMETRIK FÜR DIE SYNTHESE VON MECHANISMEN FÜR BAHN- KURVEN

C. Ahl; T. Scherer; W. Lohr; R. Lohe

Universität Siegen, Institut für Konstruktion, Konstruktionstechnik CAD Mechatronik

Paul Bonatz Str. 9-11, 57076 Siegen

0271/ 740 46 36

kcm@uni-siegen.de

Kurzfassung des Vortrages

CAD-Systeme sind das Universalwerkzeug eines Konstrukteurs. Allerdings bedarf es meist weiterführender Programme und Methoden für die Synthese und Analyse von Getrieben und Mechanismen.

Wir haben in letzter Zeit einige Möglichkeiten zur Nutzung parametrischer CAD-Systeme für die durchgängige, dynamisch-interaktive und assoziative Getriebesynthese vorgestellt. Das betraf die Burmeister Synthese für Führungs- und Übertragungsgetriebe incl. einiger Sonderfälle aus VDI Richtlinien. Mit der Vorstellung neuer Ergebnisse aus dem Bereich der Mechanismensynthese für geforderte Koppelkurven soll dies hier fortgesetzt werden.

Die Motivation für die Suche nach CAD-basierten Ansätzen resultiert aus dem Wunsch, dem Konstrukteur die Möglichkeit zu bieten, die getriebetechnische Aufgabe in seinem gewohnten Arbeitsumfeld zu lösen.

Neben der Synthese von Getrieben ist oft bereits die Ermittlung von Begrenzungskurven und geforderten Koppelkurven eine Aufgabe, die weiterführender Kenntnisse bedarf. In einem Beispiel wird gezeigt, wie das kinematisch gleichwertige Ersatzgetriebe beim Verständnis der Randbedingungen und bei der Suche nach einem Lösungsgetriebe hilft.

Im Vortrag wird gezeigt, wie auch bei der Synthese eines Getriebes, das eine vorgegebene Koppelkurve annähert, ein CAD System dynamisch, interaktiv und assoziativ eingesetzt werden kann.

Es wird nach Aufgaben und Getrieben unterschieden, die eine Koppelkurve exakt oder näherungsweise realisieren. Bei der angenäherten Koppelkurve kann die Abweichung für verschiedene Punkte quantifiziert und optimiert werden.

Die Umsetzung wird anhand von Beispielen mit kinematischen Randbedingungen und Bauraum-Restriktionen dargestellt. Anhand von Praxisbeispielen werden Lösungen mit unterschiedlichen Getriebestrukturen vorgestellt, die sich aus einer systematischen Struktursynthese ergeben.

Die Beispiele sind mit Hilfe der 3D-CAD-Systeme Catia V5 und creo elements/pro ausgearbeitet worden.

1 Einleitung

Für die Synthese und Analyse von Getrieben werden üblicherweise spezielle Programme erstellt und eingesetzt, die selbst für erfahrene Getriebetechniker nur mit erheblichen Zeitaufwand zu erlernen sind. Aus diesem Grund wird hier weiterhin das Ziel verfolgt, möglichst viele getriebetechnische Aufgaben mit Hilfe eines CAD-Systems zu lösen, das dem Konstrukteur in seinem gewohnten Arbeitsumfeld zur Verfügung steht. Bisher haben wir bereits über einige Möglichkeiten berichtet, die ein 3D-CAD System bei der Synthese von Führungs- und Übertragungsgetrieben leisten kann.

Im Folgenden wird dargestellt, wie mit Hilfe von 2 verschiedenen 3D-CAD Systemen Getriebe synthetisiert werden können, deren Bahnkurve exakt eine Anzahl an vorgegebenen Punkten durchläuft.

Für Sonderlagen der Genaupunkte (Geradführungen, Kreisführungen) werden spezielle Konstruktionsverfahren verwendet [1]. Für allgemeine Lagen der Genaupunkte sind einige grafische Verfahren bekannt, wie z.B. das Verfahren der Punktlagenreduktion nach HAIN. Durch seine Sonderbedingungen und durch die unpraktischen Wahlmöglichkeiten ist das Einsatzgebiet aber eingeschränkt [2]. Ein graphisches oder analytisches Verfahren für die Realisierung einer Koppelkurve durch die theoretisch maximal erreichbaren 7 Punkte mit einem 4-gliedrigen Getriebe ist nicht bekannt.

Die Synthese mit Hilfe der 3D-CAD Systeme erfolgt dynamisch-interaktiv und assoziativ. Es werden dem Anwender Qualitätskriterien an die Hand gegeben, die visuell einfach verdeutlichen, ob man der gewünschten Lösung

näher kommt oder nicht. Durch diesen dynamisch-interaktiven Prozess wird der Konstrukteur in die Lage versetzt, zeitlich effizient eine gute Lösung für seine Aufgabe zu erhalten. Mit Hilfe eines 4-gliedrigen Gelenkgetriebes können hierbei bis zu 7 Punktlagen exakt durchlaufen werden.

2 Parametrik der CAD Systeme zur Erstellung und Variation von Bahnkurven

Bereits in vorangegangenen Beiträgen sind zur Parametrik der CAD-Systeme CATIA V5 und Creo Elements im Hinblick auf die Getriebesynthese Aussagen bezüglich Eignung, Verhalten, Vor- und Nachteile getroffen worden [3] - [5]. Diese Aussagen gelten in ähnlicher Weise für die Getriebesynthese für Koppelkurven. Die steuernden Skizzen der CAD Systeme bilden immer die Grundlage. Dabei treten auch hier die bekannten Unterschiede der beiden Systeme auf, wie z.B. die unterschiedliche Art der Bemaßungszuweisung.

Nachfolgend werden weitere nützliche Techniken vorgestellt.

2.1 Creo Elements

Eine einfache Methode zur Darstellung und Variation von Koppelkurven bietet die Skizzierumgebung in Creo Elements. Zur Darstellung einer Koppelkurve wird hier ein viergliedriges Getriebe mit seinen Abmessungen in mehreren Kurbelstellungen skizziert. In Abbildung 1 sind einige beliebige Kurbelstellungen dargestellt. Zur groben Visualisierung der Koppelkurve werden nur noch die Lagen des Koppelpunktes durch einen Spline miteinander verbunden. Zur Erhöhung der Genauigkeit der Darstellung kann die Anzahl der Getriebestellungen nahezu beliebig erhöht werden.

Durch die Ausnutzung der CAD-Parametrik ist es möglich, die Koppelkurve zu verändern und die sich dadurch ändernden Getriebeabmessungen zu beobachten.

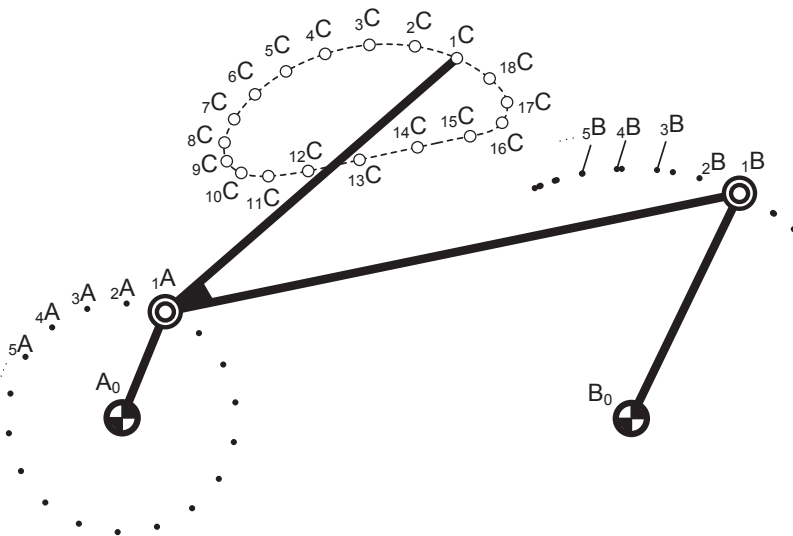


Abbildung 1: Interaktive Manipulation einer Koppelkurve

So kann in diesem Getriebe beispielsweise die Koppelkurve verbreitert werden. Dazu werden die gewünschten Getriebeabmessungen freigegeben und ausgewählte Punkte der Koppelkurve „gesperrt“, also fixiert. Darunter z.B. einer der beiden Scheitelpunkte. Der andere Scheitelpunkt wird dynamisch interaktiv gezogen. Die Abmessungen des Getriebes ändern sich dabei im Rahmen der verbliebenen Freiheiten.

2.2 CATIA V5

Zur Darstellung von Bahnkurven kann neben der skizzenbasierten Parametrik innerhalb von CATIA auch die Umgebung „DMU Kinematics“ genutzt werden. DMU Kinematics dient der Bewegungsanimation von Baugruppen. Es können viele Analysen, bspw. Geschwindigkeiten oder Translationsvolumen definiert werden. [6]

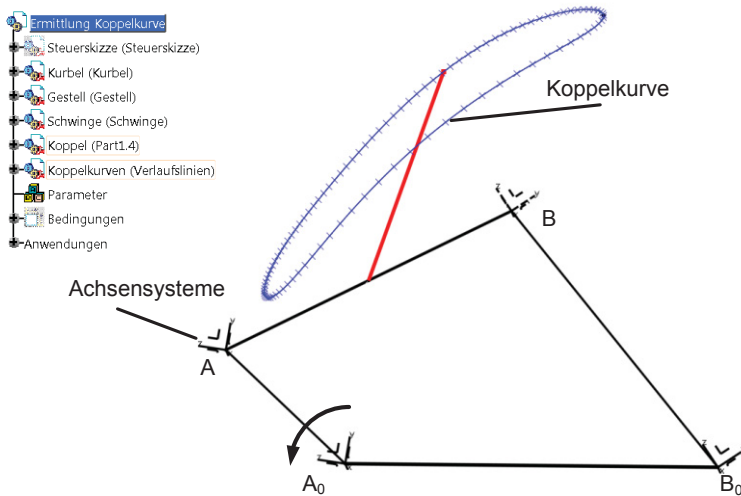


Abbildung 2: Baugruppe zur Ermittlung von Koppelkurve

Für die Darstellung von Bahnkurven eignet sich der Befehl "Verlaufslinie". Dadurch werden nach vorheriger Mechanismusdefinition Spurkurven definierter Punkte dargestellt.

In Verbindung mit einer parametrischen Mutter und Skelettmodellen werden so assoziativ interaktiv Getriebe simuliert und Bahnkurven dargestellt. Ein solches parametrisches Modell zeigt Abbildung 2. Anhand eines einfachen Viergelenkgetriebes ist hier die Erstellung der Koppelkurve dargestellt. Das Modell ist als Baugruppe aufgebaut, da CATIA für die Erstellung von Bewegungssimulationen nicht auf Skizzen, sondern auf einzelne Teile zurückgreift, deren gegenseitige Beweglichkeiten vorher definiert werden.

Grundlage der Baugruppe ist eine Steuerskizze (vgl. Abbildung 3), in der das Viergelenk definiert ist. Anstelle einer Steuerskizze können auch externe Parameter oder Referenzen aus bestehenden CATIA-basierenden Getriebe-synthesen herangezogen werden.

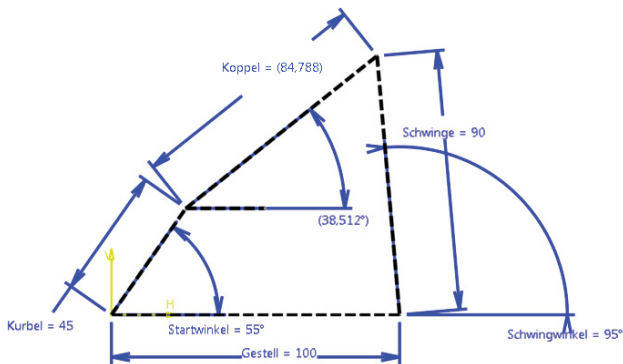


Abbildung 3: Steuerskizze CATIA

Die einzelnen Bauteile (Kurbel, Schwinge, Koppel, Gestell) sind als Parts definiert und mittels Drehgelenken über die ebenfalls definierten Achsensysteme verbunden. Durch Ändern der Steuerskizze passt sich das Getriebe automatisch den neuen Bedingungen an. Die Koppelkurve wird über den Befehl „Verlaufslinie“ in die Baugruppe eingeladen. Eine dynamisch interaktive Synthese, also die nachträgliche Änderung der Koppelkurve mit einer Rückwirkung auf das Getriebe ist in diesem Fall nicht möglich.

3 Getriebesynthese zur Erzeugung einer gewünschten Koppelkurve anhand eines Praxisbeispiels

Das nachfolgende Praxisbeispiel für die Ermittlung von Bahnkurven und für die Synthese von Koppelkurven mit Hilfe der 3D-CAD Systeme CATIA V5 und Pro/Engineer Wildfire entstammt der Walzwerksindustrie.

3.1 Aufgabe

Bei der Blechherstellung werden die auf eine gewünschte Dicke gewalzten Erzeugnisse auf einem Coil aufgewickelt. Dabei variiert die Breite des Bandes, so dass auch verschiedene Bänder mit unterschiedlichen Breiten auf einem Coil aufgewickelt werden können. Die Trennung der Bänder auf dem Coil erfolgt mit Hilfe von Trennscheiben, die die Lagen der einzelnen Bandpakete genau übereinander führen. Zusätzlich wird eine Andrückrolle

benötigt, die verhindern soll, dass zu viel Luft in den einzelnen Lagen eingeschlossen wird und damit das Coil unsymmetrisch wird. Die Trennscheiben und die Andrückrollen sind üblicherweise auf einer gemeinsamen Achse C gelagert.

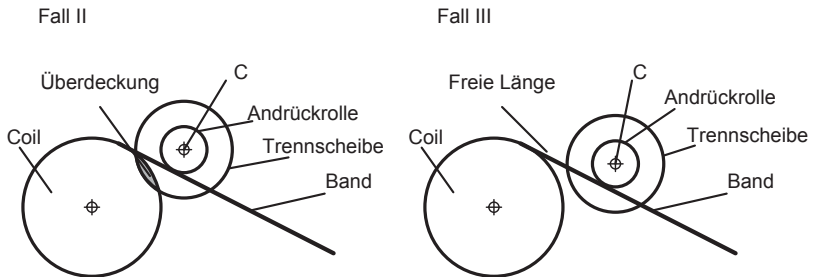


Abbildung 4: Schematische Darstellung der Extremfälle

Der Abstand dieser gemeinsamen Achse zum Coil soll so gestaltet werden, dass die Trennscheibe das Coil nicht berührt und auf keinen Fall neben das Coil eindringt. Das würde die Oberfläche des Bleches beschädigen (vgl. Abbildung 4, Fall II). Andererseits muss die Andrückrolle möglichst nah am Kontaktpunkt Band/Coil liegt, um die freie Länge klein und das Einschließen von Luft möglichst gering zu halten. Der Fall II in Abbildung 4 soll also ebenfalls vermieden werden.

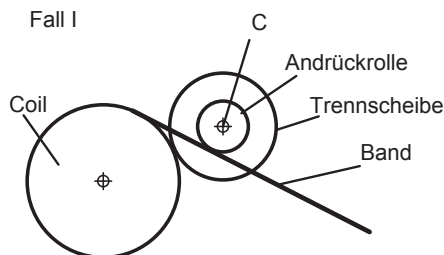


Abbildung 5: Schematische Darstellung des Idealfalls

Im Fall I (Abbildung 5) ist der ideale Abstand zwischen Coil und Trennscheiben dargestellt. Es ist das Ziel diese ideale Anordnung über den gesamten Wickelprozess von Minimal- bis zum Maximaldurchmesser des Coils sicher zu stellen.

3.2 Ideale Bahnkurve für die Achse C

Um das Führungsgetriebe zur Erfüllung dieser Aufgabe zu ermitteln, ist es zunächst notwendig die ideale Bahnkurve für die Achse C zu finden.

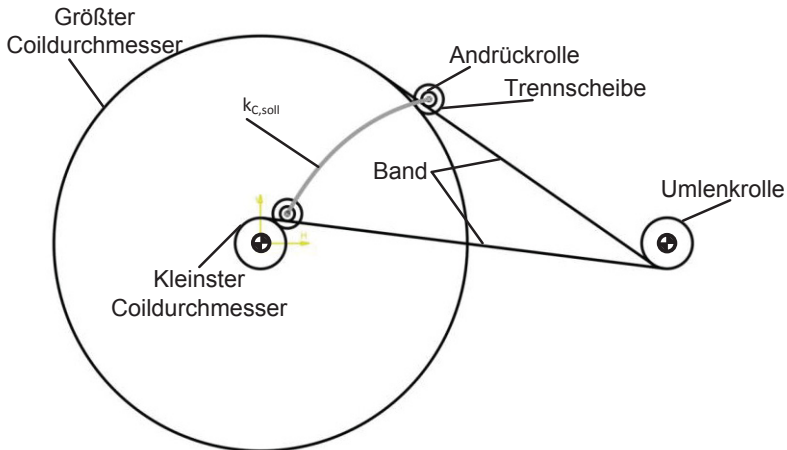


Abbildung 6: Ideale Bahnkurve für die Achse C

In Abbildung 6 ist das Coil mit seinem minimalen und maximalen Durchmesser und idealer Lage der Achse C dargestellt. Der grau dargestellte Bahnverlauf $k_{C,soll}$ muss ermittelt werden.

3.3 Ersatzgetriebe zur Erzeugung der Bahnkurve

Ein Getriebe, das die gewünschte Bahnkurve zwar exakt und ideal realisieren würde, ist das kinematisch gleichwertige Ersatzgetriebe. In Abbildung 7 ist es mit fluidisch gekoppeltem Antriebe dargestellt. Das Coil, die Trennscheibe, die Andrückrolle und die Umlenkrolle sind hierbei zur Verdeutlichung grau hinterlegt.

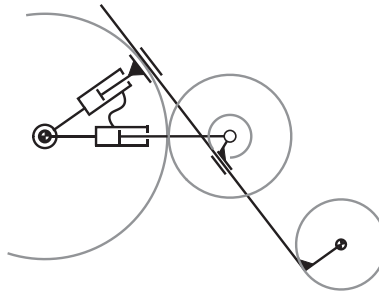


Abbildung 7: Ersatzgetriebe, fluidisch gekoppelt

In Abbildung 8 ist ein mechanisch gekoppelter Antrieb dargestellt.

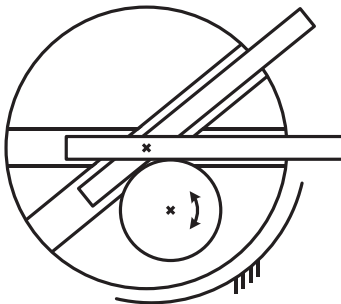


Abbildung 8: Ersatzgetriebe-Antrieb mit mechanischer Kopplung

3.3.1 Annäherung der Bahnkurve durch einen Kreis

Ein erster einfacher Ansatz zur Führung des Punktes C auf der gewünschten Bahnkurve $k_{C,soll}$ ist die Verwendung einer Schwinde zur Erzeugung einer Kreisbahn (Abbildung 9).

Es wird deutlich, dass der Kreisbogen unterschiedliche Abstände zur ermittelten Bahnkurve aufweist und damit die Führung des Punktes C nicht hinreichend genau genug annähert.

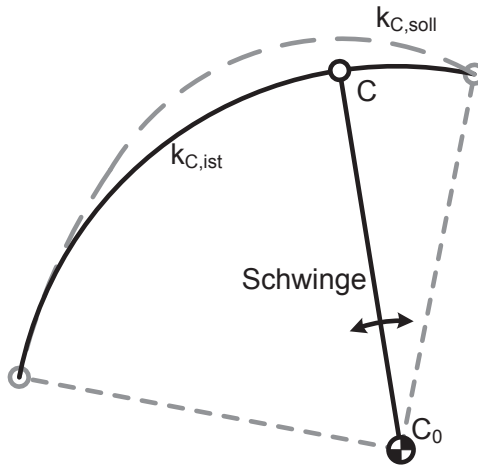


Abbildung 9: Bahnkurve binäres Glied

Der Kreisbogen muss zudem so angeordnet sein, dass er an keiner Stelle die Bahnkurve überschreitet und damit die Trennscheiben auf die Coiloberfläche drückt. Die Bahnkurve des Punktes C stellt damit eine Grenzkurve dar, die nicht überfahren werden darf. Bewegt sich die Achse C unterhalb dieser Grenzkurve, vergrößert sich die „freie Länge“ gegenüber dem Idealverlauf. Das wird eher in Kauf genommen, als die Beschädigung der Bleche.

3.3.2 Synthese eines 3-gl. Kurvengetriebes

Wenn außer Dreh- und Schubgelenken auch Kurvgelenke in Frage kommen, reicht ein 3-gl. Getriebe um den Koppelpunkt C exakt zu führen. Man betrachtet die von Punkt A erzeugte Kurve als Rollenmittelpunktbahn einer in Punkt A gelagerten Rolle und so kann ein entsprechender Kurvenkörper gefertigt werden, auf dem die Rolle abrollt (Abbildung 10).

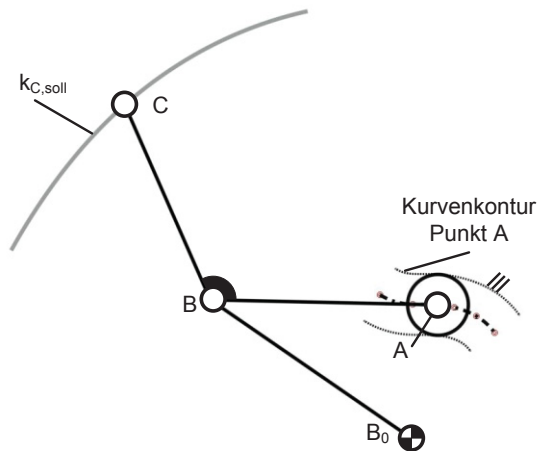


Abbildung 10: Kurvengetriebe

Durch dynamisches Ziehen an den Gelenkpunkten können die Gliedlängen verändert werden. Diese haben auch eine Änderung der Kurve in Punkt A zur Folge und dementsprechend eine Änderung der Kontur des Kurvenkörpers.

3.3.3 *Synthese eines 4-gl. Getriebes*

Will man die Führung der Achse C verbessern, dann muss ein höhergliedriges Getriebe eingesetzt werden. Wenn nur Dreh- oder Schubgelenke in Frage kommen, wird es 4-gliedrig.

Das Syntheseverfahren, das für diesen Fall als CAD-Anwendung vorgeschlagen wird, lehnt sich zunächst stark an eine klassische Vorgehensweise an. Es wird ein Zweischlag B_0 -B-C wie in Abbildung 11 beliebig angenommen, der in der Lage ist, den „Arbeitsraum“ der geforderten Koppelkurve $K_{C,soll}$ abzudecken.

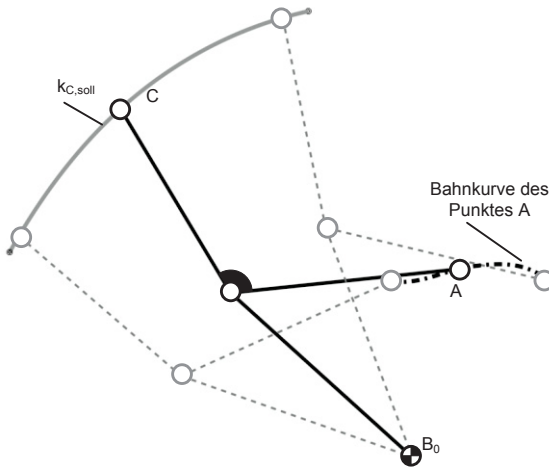


Abbildung 11: Rollenmittelpunktbahn von Punkt A

Dieser Zweischlag wird so bewegt, dass C exakt auf der geforderten Kurve $k_{C,soll}$ läuft. Auf dem Glied B-C wird ein Punkt A angenommen und so lange variiert, bis seine Bahn k_A kreis- oder geradenähnlich ist.

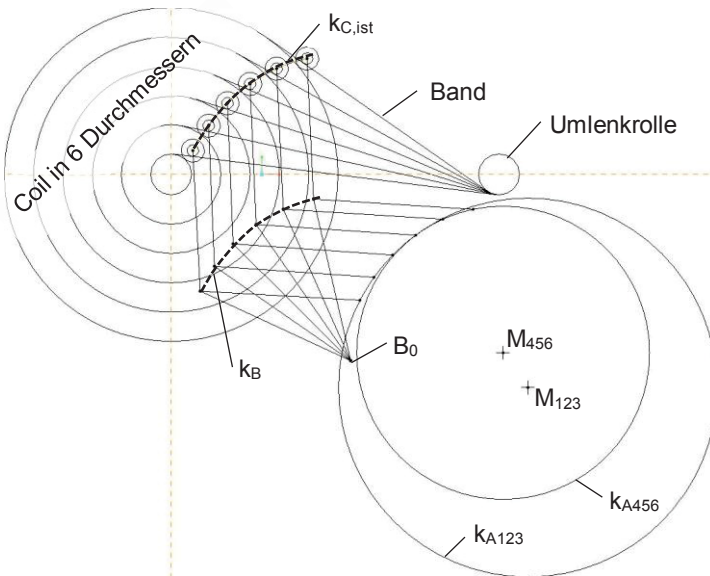


Abbildung 12: Variation des Punktes A

Für ein dynamisch assoziatives Vorgehen in einem CAD-System wird man die „Bewegung“ entlang der Bahn durch mehrere eingezeichnete Stellungen abbilden. Bewegt man jetzt den Punkt A zweidimensional mit der Maus, werden sich seine homologen Lagen mitbewegen. Diese Lagen kann man z.B. zu Dreierpaketen zusammenfassen, durch die man jeweils Kreise konstruiert. Durch interaktives Variieren des Punktes A versucht man, die Kreismittelpunkte zusammen zu führen, die im Erfolgsfall den Gestellpunkt A_0 ergeben (vgl. Abbildung 12).

Solange das Endergebnis nicht befriedigend ist, kehrt man zu dem anfänglich frei gewählten Zweischlag B_0 -B-C zurück. Dieser wird jetzt ebenfalls dynamisch zweidimensional am Punkt B oder B_0 variiert. Das iterative Vorgehen zwischen der Variation von A und der Variation des Zweischlages wiederholt man, bis die Kurve $k_{C,soll}$ bestmöglich erfüllt wird.

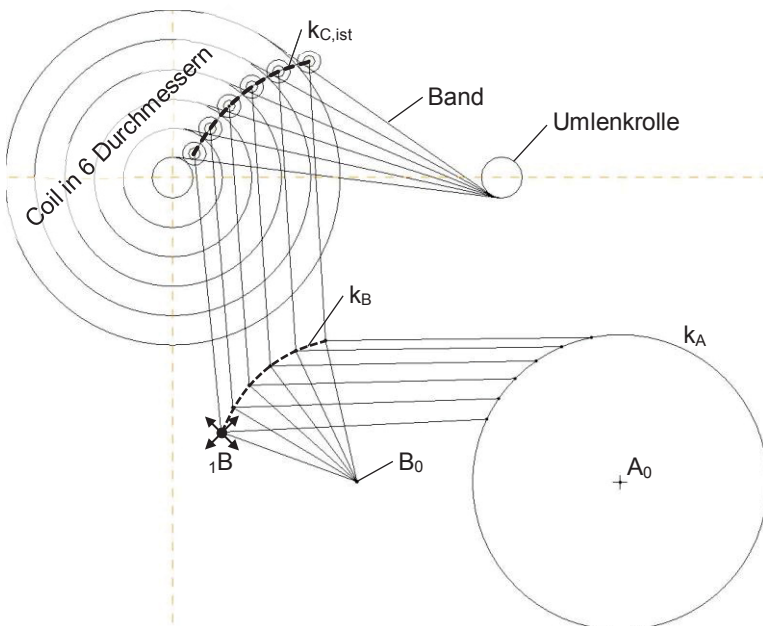


Abbildung 13: Optimierung des Getriebes

3.3.4 *Variationshilfe durch Teilautomatisierung*

In dieser Anwendung kann auch wieder eine Technik eingesetzt werden, die bei der Synthese für 4 Koppellagen und bei der Relativlagensynthese für Übertragungsgetriebe schon erfolgreich war. Der Bearbeiter zwingt das CAD-System durch eine Bedingung dazu, das Maß, das als Kompass dient und minimiert werden soll, zu Null zu setzen. In diesem Fall ist das z.B. der Abstand der Mittelpunkte der Kreise k_{A123} und k_{A456} .

Die Anzahl der zu manipulierenden Getriebeabmessungen reduziert sich dadurch und der Bearbeiter konzentriert sich auf die Optimierung des Zweischlages B_0 -B-C durch Bewegen des Punktes $_1B$, wie es in Abbildung 13 angedeutet ist.

4 Zusammenfassung

Bei der Synthese 4-gli. Gelenkgetriebe für vorgegebene Punktlage treten erwartungsgemäß mehr Freiheiten und komplexere Optimierungen auf, als bei der Genaulagen-Synthese für 4 oder 5 Ebenenlagen der Koppel oder bei der Genau-Relativlagensynthese für Übertragungsgetriebe. Das gilt für die exakte Erfüllung von 5, 6 oder 7 Punktlagen ebenso, wie für deren näherungsweise Realisierung.

Umso erfreulicher ist die Tatsache, dass eine Umstellung klassischer, grafischer Verfahren auf die Bedürfnisse und Möglichkeiten parametrischer CAD-Systeme ebenso gut gelingt.

Auch hier

- ... lässt sich ein praktischer, wenn auch nicht idealer „Kompass“ einsetzen,
- ... lässt sich eine dynamisch-adaptive Interaktion realisieren,
- ... muss der Bearbeiter die Konstruktionsumgebung nicht verlassen und
- ... kann das System zur Aufrechterhaltung von Teiloptima gezwungen werden.

5 Literaturverzeichnis

- [1] VDI Richtlinie 2728 Blatt 1: Lösen von Bewegungsaufgaben mit symmetrischen Koppelkurven. Beuth Verlag Berlin Februar 1998
- [2] Hain K.: Punktlagenreduktion als getriebetechnisches Hilfsmittel. In: Reuleaux-Mitteilungen, Band 11, Heft 1, VDI-Verlag, Berlin 1943
- [3] Lohe, R. et. al.: Einsatzmöglichkeiten der 3D-CAD Systeme Catia V5 und Pro/Engineer Wildfire in der Getriebetechnik. Kolloquium Getriebetechnik Tagungsband; Universitätsverlag Chemnitz; Chemnitz 2011
- [4] Scherer, T.; Lohe, R.: Klassische Mechanismen-Synthese dynamisch assoziativ durch Pro/Engineer Wildfire; 4. Anwendertreffen SAXSIM (SAXon Simulation Meeting). Chemnitz 2012
- [5] Lohe, R. et al. Syntheseverfahren zur Auslegung von Übertragungsgetrieben mit Hilfe parametrischer CAD Systeme; 16. VDI Getriebetagung Bewegungstechnik Tagungsband; VDI Verlag Düsseldorf; Nürtingen 2012
- [6] Meeth, J.; Schuth, M.: Bewegungssimulation mit CATIA V5: Grundlagen und praktische Anwendung der kinematischen Simulation 2. aktualisierte Auflage Carl Hanser Verlag München Wien 2008

AUTOMATISIERUNG DER LAGENSCHARSYNTHESE ALS VERFAHREN DER MASSSYNTHESE FÜR VIER- GELENKE BEI GEGEBENEN KOPPELKURVEN

Dr.-Ing. Franz Irlinger, Dipl.-Ing. Wolfgang Büscher**

* TU München, Lehrstuhl für Mikrotechnik und Medizingerätetechnik
irlinger@tum.de, Tel.:089- 289 151 88

Abstract

Zur Erfüllung von Punktführungsaufgaben werden Viergelenkgetriebe aufgrund ihrer Vielfalt von möglichen Koppelkurven in vielen Bereichen der Technik eingesetzt. Sie sind robust, kostengünstig und weisen speziell gegenüber seriellen Strukturen mit höheren Freiheitsgraden sehr gute dynamische Eigenschaften auf. Allein die Maßsynthese stellt im Konstruktionsalltag ein Problem dar. Auch wenn die gängigen Verfahren beherrscht werden, bieten diese oft nur die Möglichkeit wenige Punktlagen exakt zu erfüllen. In diesem Artikel wird eine Software auf Grundlage der Lagenscharsynthese vorgestellt. Im Vorfeld wurden Untersuchungen durchgeführt um auch unerfahrene Nutzer durch den Syntheseprozess zu führen und ihm mögliche Lösungsräume aufzeigen zu können. Schließlich können die bestimmten, umlauffähigen Viergelenke simuliert, und bewertet werden.

For performance a point-guiding-challenge the usage of four-bar-linkages in technical environment is helpful because of their plentitude of possible trajectories. They are robust, low-cost, and implement high-dynamic properties especially seen in contrast to with structures of higher degrees of freedom. Only the dimensioning of the bars and locating of fixed bearing resolve with problems. Also the usual methods are well known, they enable the exact synthesis for only four positions. So in this article a program based on the "Lagenscharsynthese" is presented. In the forefront analyses were made to check, if inexperienced persons could be guided thru the process of synthe-

sis and show them areas of possible solutions. Finally the defined rotatable four-bar-linkages can be simulated and evaluated.

1 Problemstellung

In der Handhabungs- und Verpackungsindustrie gilt es oft Teile innerhalb eines vorgegebenen Arbeitsraum oder Toleranzband entlang einer Kurve zu führen. In letzter Zeit wurden dazu häufig frei programmierbare Industrieroboter benutzt. Der Vorteil der einfachen Programmierung wird aber durch eine große Anzahl an Nachteilen erkaufte. Oftmals kommen serielle Mechanismen zum Einsatz, deren Freiheitsgrade die notwendige Anzahl deutlich übersteigt, die notwendig wäre einen Körper auf einer ebenen Punktbahn zu führen. Das resultiert in einem schlechteren dynamischen Verhalten, hohen Kosten und verminderter Sicherheit.

Trotz der großen Formenvielfalt von Koppelkurven, die mathematisch Kurven 6. Ordnung darstellen, ist es bei Verwendung von analytischen Methoden im Allgemeinen nicht möglich, mehr als 4 exakte Punktlagen vorzugeben. Nur so können noch Randbedingungen wie Bauraum oder Umlauffähigkeit berücksichtigt werden. Da bei den meisten Bewegungsaufgaben eine exakte Erfüllung der Bahn gar nicht nötig ist, sondern vielmehr eine ungefähre aber harmonische Bewegung gewünscht ist, wäre ein Verfahren wünschenswert, welches die Abweichungen entlang einer Bahnvorgabe minimiert. Die Methode der Lagenscharsynthese bietet hier vielversprechende Ansätze. Hierzu stehen aber keine Programmsysteme zur Verfügung, welche ohne große Erfahrung oder mehrfache Iterationen zu einer Lösung kommen.

2 Stand der Technik

Bisher wird die Synthese von Viergelenken zur Erfüllung von Bewegungsaufgaben über folgende Ansätze verfolgt:

- mathematische Optimierung (9 definierende Parameter)
- diskrete Exaktlagensynthese (üblicherweise vier Lagen)
- Koppelkurvenatlanten
- Lagenscharsynthese (bisher keine vermarktete Nutzung)

In [1] und [2] wird die Optimierung der 9 bestimmenden Parameter eines Viergelenks durch mathematische Algorithmen beschrieben. Die Parameter werden dabei solange variiert und das Ergebnis durch eine Analyse bewertet, bis ein ausreichend gutes Ergebnis vorliegt.

Das Programmsystem Approx / Optima [3] verlangt die Eingabe von Abmessungen, um dann im Optimierungsprozess innerhalb von vorzugehenden Variationsgrenzen Viergelenksmaße zu synthetisieren.

Genesis [4] ist ein komplettes Programmsystem, welches auf der Genauagsynthese beruht. Diese geschickt eingesetzt, hilft dem erfahrenen Konstrukteur bei der Synthese, jedoch muss dieser das komplexes Programmsystem beherrschen lernen. Es können nur wenige Lagen vorgegeben werden, diese werden dann exakt erfüllt, der Bahnverlauf zwischen den Lagen bleibt unberücksichtigt. Wird kein verwertbares Ergebnis erzielt, können die Lagen innerhalb wählbaren Grenzen variiert werden, um dadurch andere Ergebnisse zu erzielen.

„SAM (Simulation and Analysis of Mechanisms) ist ein interaktives PC-Software Programm für den Entwurf, die Bewegungs- und Kraftanalyse und für die Optimierung willkürlicher ebener Getriebe“ [5]. Der integrierte Design Wizard umfasst unter anderem die 3-Lagensynthese sowie die angenäherte und exakte Geradföhrung.

Die Lagenscharsynthese [6] ist eine bisher kaum beachtete Methode. Auf Grundlage von wenigen Vorgaben wird der mögliche Lösungsraum durch die Nutzung getriebetechnischer Zusammenhänge zielgerichtet eingeschränkt.

3 Nachteile Stand der Technik

Der Stand der Technik ermöglicht die Synthese von Viergelenken zur exakten Erfüllung weniger Lagen, kann aber keine Näherungslösungen für vorgegebene Wunschkurven bieten. Die Berücksichtigung einer kompletten Bahn ist direkt im Syntheseprozess bisher nicht abbildbar, denn die am Markt erhältlichen Programme vollziehen automatisiert lediglich die Analyse, der Mechanismus aber muss vom Benutzer selbst eingegeben werden. Die automatisierte Synthese eines Viergelenks zu einer gegebenen Koppelkurve ist bisher nicht möglich. Das bedeutet, dass der Konstrukteur viel Erfahrung in der Getriebesynthese mitbringen muss.

Außerdem mangelt es an einer Lösungsraumbewertung. Sprich, einer Landkarte, welche zu einer gegebenen Koppelkurve jene Bereiche angibt, die für An-/Abtriebslager geeignet sind.

Die bisherigen prototypischen Softwareumsetzungen der Lagenscharsynthese [7] verlangen noch, dass der Nutzer/Konstrukteur die Lagenscharsynthese selbst beherrscht; der Grad an Automation ist gering.

4 Aufgabenstellung

Auf der Basis der bekannten Lagenscharsynthese soll ein Programmsystem für die Maßsynthese von Viergelenken entwickelt werden. Vorgabe soll eine Koppelkurve sein, die von dem zu synthetisierten umlauffähigen Viergelenk durchlaufen wird. Dazu müssen alle gefundenen Viergelenke mittels einer Zielfunktion bewertet werden, um das optimale Getriebe auszugeben. Zusätzlich sollen dem Nutzer Bereiche markiert werden, in denen Lösungen für die Gestellgelenke möglich sind und wie die zu erwartende Qualität der Erfüllung sein wird.

Die Software soll gleichzeitig auch den schrittweisen Ablauf der Lagenscharsynthese für eine manuelle Nutzung zur Verfügung stellen, dabei für möglichst viele Parameter Einstellmöglichkeiten bieten und somit dem Wunsch nach einer Experimentierplattform nachkommen. Dies soll dem Erkennen eventuell existierender bisher aber unbekanntem kinematischen Zusammenhängen dienen.

5 Erwartete Vorteile und Funktionen der Lösung

Als erster zu erwartender Vorteil ist zu nennen, dass Nutzer Mechanismen zur Erfüllung Ihrer Wunschbahnen automatisch entwickeln lassen können, ohne in der Getriebesynthese erfahren sein zu müssen.

Das Programm soll auf der Basis minimaler Vorgaben günstige Positionen für An- und Abtriebslager finden, und darüber hinaus auch die zugehörigen Maße aller Glieder des Viergelenks ausgeben.

Die Software soll es ermöglichen, mit der Lagenscharsynthese als wissenschaftlicher Methode zu experimentieren. Es wird erwartet, dass die Software hilft, getriebetechnische Zusammenhänge zu erkennen und zu verifizieren. Mit diesem neu gewonnenen Wissen könnte die Getriebesynthese weiter vereinfacht und beschleunigt werden.

6 Beschreibung der Lösungsstruktur

Eine Lagenschar setzt sich zusammen aus der Summe der zeitlich varianten Positionen und Orientierungen einer Ebene. Ist nur eine Punktfolge als Koppelkurve vorgegeben, so sind nach Wahl des Antriebslagers zwei Ebenenbewegungen denkbar: Bei der einen wird der Kurbelkreis und die Koppelkurve gleichsinnig, bei der anderen gegensinnig durchlaufen (Abb. 1). Da bei der gegensinnigen Bewegung der Rotationsanteil im Allgemeinen höher ist, liegen die Drehpole der Lagenschar näher an der Lagenschar als bei der gleichsinnigen Bewegung.

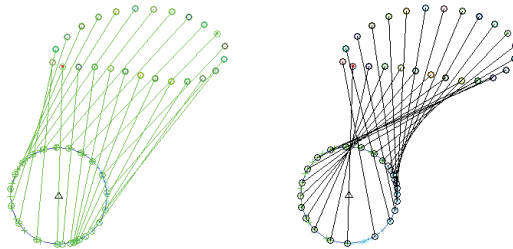


Abb. 1: Zwei generierte Lagenscharen zur gleichen Koppelkurve mit gleichem frei gewähltem Antriebslagerort; links gleichsinnig, rechts gegensinnig.

Die allgemeine Bewegung in der Ebene besteht aus 1 Rotation und 2 Translationen. Sie lässt sich immer auf eine reine Drehung um den Drehpol $P_{i,k}$ (Index: aus Lage i in Lage k) reduzieren (vgl. Abb. 2). Er ist der Ort des Drehzentrums (vgl. Abb. 2).

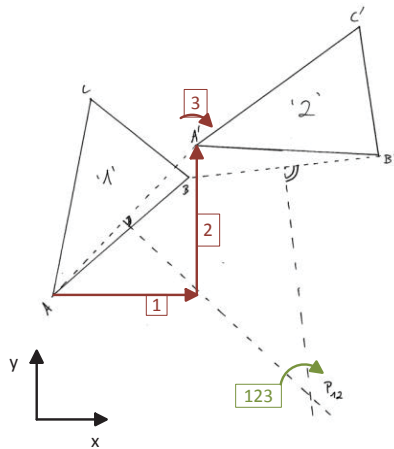


Abb. 2: zwei Translationen und eine Rotation entsprechen einer reinen Rotation um den Drehpol

Betrachtet man nun zwei infinitesimal unterschiedliche Lagen, so geht der Drehpol $P_{i,k}$ in den Momentanpol $M_{i,i+\varepsilon}$ über.

Basierend auf der Umkehrung der Analyse beruht die Methode der Lagen-scharsynthese (in [7] als Drehpolkurvenverfahren bezeichnet) auf der Gesamtheit aller Drehpole, der Drehpolwolke. Sie entsteht, wenn man für die Überführung der Koppel aus jeder möglichen Lage in alle möglichen Lagen alle jeweiligen Drehpole bestimmt: $\sum^{i,k} P_{i,k}$.

An der Gestalt der Drehpolwolke lassen sich charakteristische Eigenschaften der Lagenbewegung ablesen. Bei der Bewegung der Koppel eines echten Viergelenks zieht sich die Drehpolwolke im Festlager des Abtriebs zu einem Punkt zusammen. Bei annähernd echten Lagenbewegungen weist sie zumindest eine Einschnürung auf (vgl. Abb. 3). Die Gestalt der Kurve kann man sich für die Synthese zu Nutze machen.

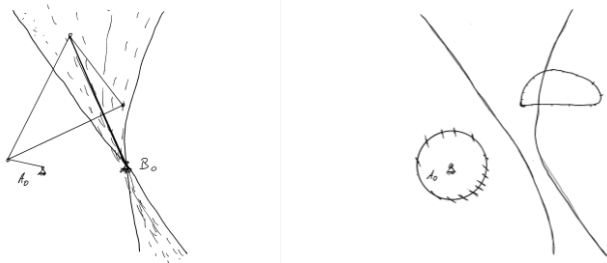


Abb. 3: Links: Polwolke einer Koppel eines echten Viergelenks.

Rechts: Polwolke einer Koppelbewegung, die wegen eines leicht verschobenen Antriebslagerortes nicht mehr exakt von einem Viergelenk erfüllt werden kann.

So wird sichtbar, dass die Drehpolwolke zur Einschnürung hin steigt. Die Dichte der Drehpolwolke kann in der Genauigkeit eines hinterlegten diskreten Rasters ermittelt und der Ort der höchsten Dichte als Lager B_0 des Abtriebs definiert werden.

Weitere Alternativen zur Bestimmung von B_0 sind:

Drehpole lassen sich in Drehpolkurven zusammenfassen. So kann definiert werden, dass die Drehpole, die zur selben Ausgangspose gehören, in Summe eine Drehpolkurve bilden: $\sum^k P_{i,k}$. Der Schnittpunkt zweier Drehpolkurven $\sum^k P_{i,k} = \sum^{j,l} P_{j,l}$ (es können auch mehr als einer existieren) kann als Lager des Abtriebs genutzt werden, was zur besseren Erfüllung der zugehörigen vorgegebenen Koppelpunkte führt. Will man die Gesamtheit der Kurve möglichst genau abbilden, beschreibt [7], warum einer der Schnittpunkte derjenigen Polortkurven, die zum nächsten und entferntest gelegenen Koppelpunkt bzgl. A_0 gehören, für die Wahl des Lagers B_0 am günstigsten ist.

Die dritte Möglichkeit ist, für ein geometrisches Feld von denkbaren B_0 die Relativlagen zu berechnen und durch diese jeweils einen Ausgleichskreis zu legen. Derjenige B_0 -Ort mit der geringsten Abweichung seiner Relativlagen von einer Kreisbahn ist der geeignetste, sein Mittelpunkt entspricht dann dem zugehörigen Gelenk B.

7 Beschreibung der Lösungsprozesse

Steht nur eine Bahnkurve und keine Lagenschar als Ausgangsdaten zur Verfügung, so lässt sich durch die beliebige Wahl eines Antrieblagerortes eine Lagenbewegung erzeugen (vgl. Abb. 1) und daraus eine Drehpolwolke zur vorgegebenen Koppelkurve generieren. Voraussetzung für gute Ergebnisse ist eine durch Viergelenke approximierbare Koppelkurve und die Kenntnis eines geeigneten Gebiets für den Antrieb A_0 . Daher wird im vorliegenden Programmsystem aus [8] und [9] ein Bauraum für den Antriebslagerort definiert und alle Positionen als Startparameter für den nachfolgenden Syntheseprozess genutzt.

Aus der Position dieses Lagers wird nun der Antriebskreis berechnet (vgl. Abb. 4). Die Differenz der Abstände des gewählten Lagers A_0 zum nächst gelegenen und entferntest gelegenen Punkt der Koppelkurve ergibt den Durchmesser des Antriebskreises. Dies ist logisch, da mit einer Umdrehung der Kurbel beide Punkte erreichbar sein müssen. Der Abstand des Antriebslagers zum entferntest gelegenen Punkt setzt sich dann aus Antriebskreisradius (a) und Koppellänge (e) zusammen.

Dann kann eine Lagenschar generiert werden (vgl. Abb. 1). Zur Erstellung der Lagenschar wird das Glied mit der Länge e an Koppelkurve und Antriebskurbelkreis angelegt und entlang beider Kurven einmal herumgeführt. Die Betrachtung jedes einzelnen Augenblicks entspricht einer Lage. Nun wird aus der Lagenschar die Drehpolwolke berechnet. Weist sie grob die Struktur einer Sanduhr auf, so kann in den Ort der Einschnürung das Lager B_0 (Abtrieb) gelegt werden, ansonsten ist die Wahl des Antriebslagerortes ungünstig. Die Berechnung kann dann für diesen Antriebsort abgebrochen werden.

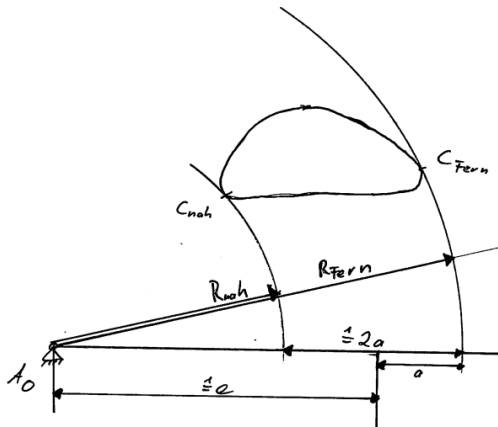


Abb. 4: Bestimmung des Kurbelradius und der ersten Seite des Koppeldreiecks nach dem der Ort des Antrieblagers frei gewählt wurde.

Zur Bestimmung der Schwingenlänge nutzt man die kinematischen Umkehr: Man betrachtet von der Koppel aus, ob und wie sich das Lager B_0 auf einer Kreisbahn bewegt. Der Mittelpunkt dieses Kreises, auf der Koppelenebene, entspricht dem Gelenk B, das Schwinde und Koppel verbindet.

Der Abstand von B nach B_0 ist die Schwingenlänge c , der Abstand von A nach B, jeweils in der Bezugslage, die Koppellänge b . Schließlich ergibt sich noch die Länge f und/oder wahlweise der Winkel zwischen e und b aus den geometrischen Beziehungen am Dreieck. Die Koppellänge e sowie der Kurbelradius des Antriebs wurden schon am Anfang bestimmt. Damit ist das Viergelenk bestimmt.

Die vorangegangenen Schritte können nun mit variiertem Antrieblagerort A_0 wiederholt werden und die Erfüllungsgenauigkeiten zur vorgegeben Wunschkurve verglichen werden.

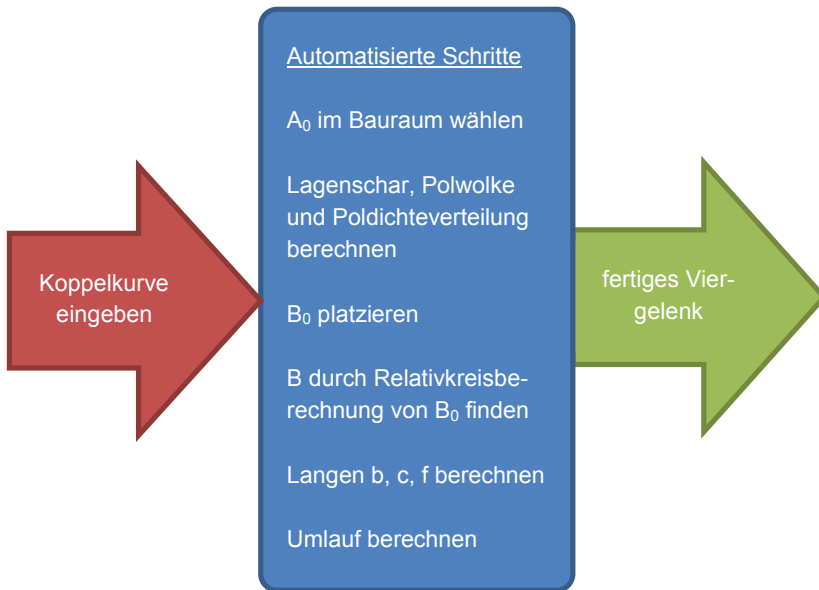


Abb. 5: Schematisch Beschreibung der geplanten Ablaufstruktur

8 Unterscheidungsmerkmale der Lösung

Der elementare Unterschied der Lagenscharsynthese gegenüber anderen Methoden ist, dass keine Exakt-Lagensynthese sondern eine optimierte Näherungslösung berechnet wird. Die Schritte aus der Lösungsstruktur sind soweit nicht neu, denn die Lagenscharsynthese ist seit vielen Jahren bekannt. Neu ist jedoch, Entscheidungen und Wissen des Nutzers in ein Programmsystem zu hinterlegen, so dass vom Nutzer lediglich die Wunschkurve eingegeben werden muss.

Da es für die Wahl des Antriebslager A_0 bisher keine Hinweise gibt, wird innerhalb eines geometrischen Feldes der Ort automatisch variiert. Dies widerspricht der Vorgabe der Zielgerichtetheit nicht, da zur angenäherten Erfüllung einer Kurve mehrere Viergelenke mit verschiedenen Antriebslagerorten in Frage kommen können.

Ist das Lager B_0 festgelegt, folgt die Bestimmung der Schwingenlänge. Dazu wird der „Blick“ auf das Lager B_0 aus allen Lagen eingefroren und in eine beliebig wählbare Bezugslage überführt. Durch diese sogenannten Relativpunkte wird ein Ausgleichskreis gezogen, dessen Mittelpunkt dem Gelenkort B in der Bezugslage entspricht.

Als Eigenschaft der Lagenscharsynthese ist hier anzumerken, dass durch gezielte Wahl des Lagers B_0 , je nach oben genannten Verfahren, und Festlegung des zugehörigen Ausgleichskreises bestimmte Lagen bevorzugt behandelt werden können:

Der Kreis kann also durch bestimmte Relativlagen von B_0 gelegt werden, was wiederum zur Erfüllung der zugehörigen Koppelpunkte führt. Nähere Untersuchungen siehe [7].

Die Umlauffähigkeit wird über den Satz von Grashof bestimmt. Ist diese gegeben, steht als nächster Schritt die Genauigkeitsberechnung an.

Dazu wird der Abstand eines jeden berechneten Ist-Koppelpunkts zu dem ihm nächstgelegenen Punkt der vorgegebenen Soll-Koppelkurve berechnet. G. Lohse berechnet in [7] den Abstand eines jeden generierten Punktes zu dem ihm zugeordneten vorgegebenen Koppelpunkt, was durch Indexverschiebungen zu überproportionalen Abweichungen führen kann. Aus allen so zielgerichtet entworfenen und gleichzeitig umlauffähigen Viergelenken kann jenes mit der höchsten Erfüllung der Vorgabe ermittelt werden.

9 Programmaufbau

Die Benutzeroberfläche ist daran orientiert, den Nutzer bei der Konzentration auf die eigentliche Konstruktion zu unterstützen [8]. Im ersten Fenster wird daher nur die gewünschte Koppelkurve durch beliebig viele Stützpunkte eingegeben. Sie kann dann noch korrigiert werden, bevor sie an die Synthese weitergegeben wird. Es können auch gespeicherte Kurven wieder geladen werden.

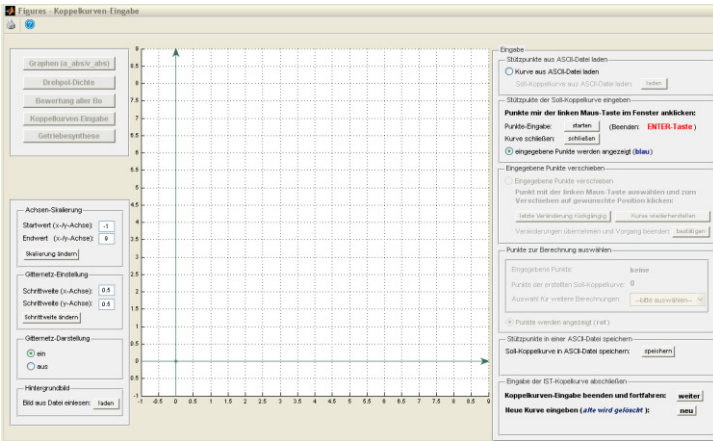


Abb. 6: Eingabemaske für gewünschte Koppelkurve

Im zweiten Fenster kann eine Vielzahl an Einstellungen bezüglich Automatisierungsgrad und B_0 -Bestimmungs-Methoden vorgenommen werden. Die Ergebnisse werden dann in einem Fenster wie dem folgenden dargestellt.

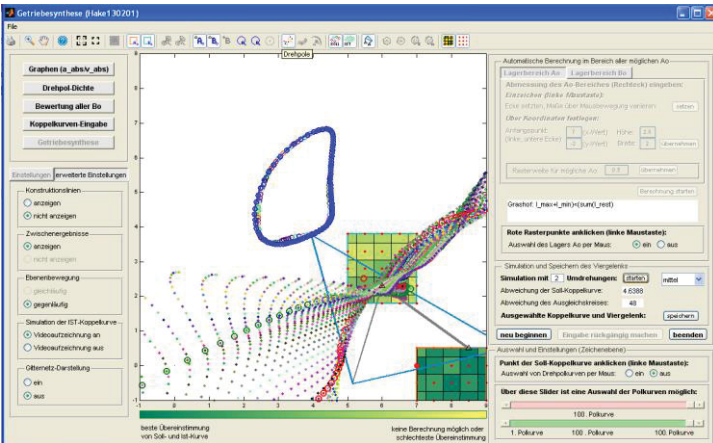


Abb. 7: Ergebnis mit Vierecklenk. Zwei Bereiche für An- und Abtrieb (je dunkler, desto besser), Wunsch-Koppelkurve(bunt), Ist-Koppelkurve (blau), Drehpolwolke (Polkurven zu Nah- und Fernpunkt leicht hervorgehoben)

10 Beschreibung der Zielfunktion

Bei der Bewertung der synthetisierten Viergelenke sowie bei der automatischen Ermittlung des besten wird der euklidische Abstand jedes Ist-Punktes zu dem ihm am nächstgelegenen Sollpunkt der Koppelkurve gemäß Formel 10.1 aufsummiert:

$$\varepsilon_{ku} = \sum_n \sqrt{\left(k_{xi_n} - k_{xs_{n\text{nächstgelegenen}}}\right)^2 + \left(k_{yi_n} - k_{ys_{n\text{nächstgelegenen}}}\right)^2} \quad (10.1)$$

Wie in Abb. 7 sichtbar, werden die umlauffähigen Viergelenke nach ihrem Erfüllungsgrad der Koppelkurve farblich dargestellt. Je dunkler, desto besser ist der Lagerort geeignet. Zu jedem A_0 -Ort gehört eine eigene Karte für den B_0 -Bereich, da sich die Lagenscharen und somit die Relativlagen von B_0 natürlich unterscheiden.

Die Ermittlung der Eignung der B_0 -Orte erfolgt über die Abweichung der Relativlagen-Orte von ihrem Ausgleichskreis, gemäß Formel 10.2.

$$\varepsilon_{kr} = \sum_{i=1}^n \left(\sqrt{\left(B_x - B_{0x}^i\right)^2 + \left(B_y - B_{0y}^i\right)^2} - B_{\text{Radius}} \right) \quad (10.2)$$

11 Zusammenfassung der Ergebnisse

Es konnte gezeigt werden, dass viele Punkte als Koppelkurvenvorgabe in Verbindung mit der Lagenscharsynthese eine sinnvolle Basis und eine umsetzbare Methode für die Viergelenksynthese darstellen.

Die Automatisierbarkeit wurde gezeigt und umgesetzt. Das erforderliche Vorwissen wurde stark reduziert.

Die Erstellung von Lösungsraum-Landkarten wurde gezeigt.

Literatur

- [1] Volmer, J.: *Getriebetechnik: Lehrbuch*. 5. durchges. Aufl. Berlin: Verl. Technik, 1987. ISBN 3-341-00270-7
- [2] Angeles, J.: Optimierung ebener, sphärischer und räumlicher Getriebe zur approximierten Lagenzuordnung. *Mechanism and Machine Theory* (1986), 21(2), pp. 187-197.
- [3] Strauchmann, Heinz, Prof. Dr.-Ing habil.: Nutzerinformation Approx für Windows
- [4] Braune, R., Prof.: eLearning Genesys. Sept. 2009
- [5] ARTAS: SAM 6.1 – Die Ideale Hilfe beim Getriebeentwurf, <http://www.artas.nl/de/sam> abgerufen am 28.06.2013
- [6] Lohse, P.: *Getriebesynthese*, 4. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo: Springer Verlag.
- [7] Lohse, G.: Analyse-Umkehr als Näherungsverfahren zur Punktlagensynthese ebener Viergelenke, 1991, Dissertation TU München, Lehrstuhl für Feingerätebau und Getriebelehre
- [8] Heidler, M. : Semesterarbeit: *Benutzeroberfläche zur Lagenscharsynthese umgesetzt in einem Matlab-basierten MVC-Konzept*, Lehrstuhl MiMed, TU München
- [9] Büscher, W.: Diplomarbeit: *Objekt-orientierte, Matlab-basierte Umsetzung der Lagenscharsynthese in der Getriebetechnik*, Lehrstuhl Mimed, TU München

STATISCHER KRAFTAUSGLEICH MIT BANDGETRIEBEN UND FEDERN

Falk Ebert, Maik Berger**

* TU Chemnitz, Institut für Füge- und Montagetechnik, Professur Montage- und Handhabungstechnik, falk.ebert@mb.tu-chemnitz.de

Einleitung

Ausgleichsmechanismen mit Federn werden sehr oft zur Reduzierung von Bedienkräften genutzt. Bekannte Beispiele sind im Umfeld der Möbelindustrie bei der Betätigung von Schranktüren, Sesseln oder Tischen zu finden. Ebenso kann ein Kraftausgleich durch Federn auch zur Kompensation statischer Kräfte aus parasitären Steifigkeiten auf einfache Weise dienen.

Um eine passende und i. d. R. nichtlineare Ausgleichskraft zu generieren, ist es erforderlich, die im Allgemeinen linear mit dem Federweg ansteigende Federkraft in einen zur Kompensation erforderlichen Kraft- bzw. Drehmomentverlauf umzuwandeln. Dies ist z. B. durch Getriebe mit nichtlinearer Charakteristik möglich. Jedoch sind die Anpassungsmöglichkeiten bei Verwendung einfacher Koppelgetriebe begrenzt.

Ausgehend von der Darstellung der klassischen Synthese für ein Feder-Bandgetriebe nach HAIN wird in diesem Beitrag ein einfaches Bandgetriebe der Struktur DB~SD zum vollständigen Kraftausgleich beschrieben.

Im Gegensatz zum zeichnerisch geprägten Lösungsansatz für Bandgetriebe mit Federn nach HAIN, das von Anbeginn die Getriebestruktur in den Syntheseprozess einbezieht, wird bei der nun vorgestellten Synthese zunächst eine Übertragungsfunktion in Abhängigkeit der Federparameter durch einen speziellen Optimierungsansatz bestimmt. Im Anschluss erfolgt für eine ausgewählte Bandgetriebestruktur die Maßsynthese der gesuchten und stetig konvex gekrümmten Bandkurvenscheibe. Die zur Generierung der Bandkurvenkontur erforderliche Evolvente wird unter Einbeziehung der

Momentanpollagen neu hergeleitet. Zur Anwendung dieser Methodik im Umfeld der antriebstechnischen Systemsimulation wurden die neu geschaffenen Funktionen in die Software SimulationX integriert. Abschließend wird für eine Oberschrantür die Funktionsweise des Gewichtskraftausgleichs beispielhaft berechnet und experimentell verifiziert.

Abstract

Compensation mechanisms with springs are often used to reduce operating forces. Well-known examples are in the vicinity of the furniture industry in the operation of cabinet doors, tables or chairs. Similarly, a force balance by springs also serves to compensate for static forces from parasitic stiffness in a simple way.

To generate an appropriate and usually non-linear compensating force, it is necessary to convert the generally linear with the travel rising spring force into a force or torque curve required for compensation. This is possible, for example, by gear with non-linear characteristic. However, the customization options are limited when using simple linkage.

Starting from the presentation of the classical synthesis of a spring-band transmission of HAIN a simple band structure of transmission DB~SD to the full force balance is described in this paper.

In marked contrast to the approach to the drawing band transmission with springs that includes transmission structure from the outset in the synthesis process, wherein the synthesis is first of all now presented a transfer function. It's determined in dependence on the parameters of the spring by a specific optimization approach. After the determination of the transfer function is a selection of the transmission band structure. Here, the synthesis of this and continuously convexly curved band cam is performed. The required to generate the band contour curve involute is derived taking into account the new instantaneous location. The newly created functions were integrated into the system simulation for the application of this methodology in the field of drive engineering system simulation. Finally, the function of the weight balance is exemplified calculated and experimentally verified by upper cabinet door.

1 Verfahren zur Synthese von Bandgetrieben mit Federn nach Hain

Die Synthese für eine einfache Bandgetriebestruktur mit einer im Zugmittel angeordneten Zugfeder geht auf die Arbeiten von HAIN zurück. In [1] beschreibt er ein Verfahren zur Erzeugung der Bandkurvenscheibenkontur bei dem ein geforderter Drehmomentverlauf, der Gestelllagerabstand und eine angenommene Federkennlinie vorgegeben wird.

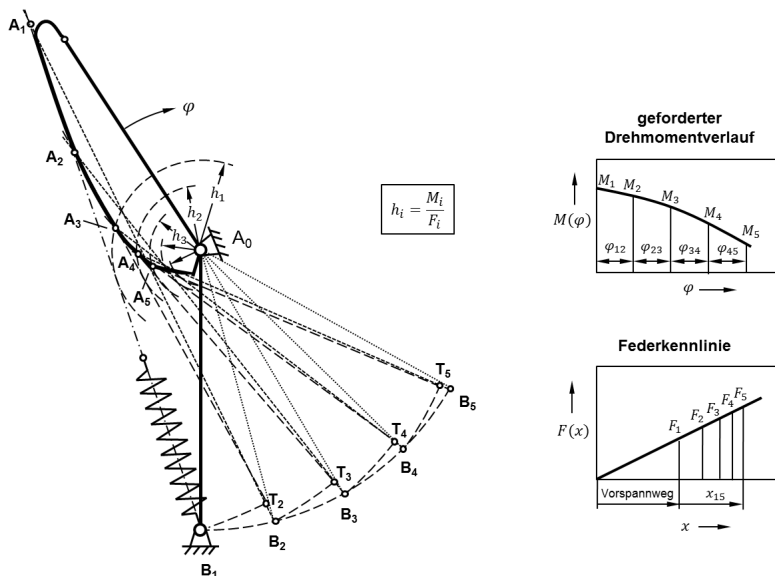


Abb. 1: Konstruktion einer Bandkurve für ein Ausgleichsgetriebe mit Bandkurvenscheibe und Feder nach Hain

Der in Abb. 1 gezeigte Entwurf schreibt vor, zunächst den Gestellpunkt B_1 entgegengesetzt der Kurvenscheibendrehrichtung um A_0 in ausreichend kleinen Intervallabschnitten von φ zu drehen. Im Federdiagramm einer gewählten Feder wird für die vorliegende erste Stellung eine Kraft F_1 angenommen und durch das vorgegebene Drehmoment M_1 mit der Gleichung $h_1 = M_1/F_1$ der wirksame Hebelarm bestimmt und als Kreisbogen um A_0 angetragen. Anschließend wird eine Tangente an den Kreisbogen durch den Punkt B_1 angelegt und der Kontaktpunkt A_1 an der vermuteten Seilauflagestelle der Bandkurvenscheibe angenommen. Durch

Schlagen eines Kreisbogens um A_1 durch den Punkt B_1 bis zur Verbindungslinie A_1 zu B_2 erhält man den Punkt T_2 und damit den Weg der Federlängung, welche durch Streckenabschnitt T_2 und B_2 verkörpert wird. Durch Antragen der Federlängung im Federdiagramm erhält man die Kraft F_2 für die zweite Getriebestellung und damit auch den wirksamen Hebelarm h_2 berechnet aus M_2 der geforderten Drehmomentkennlinie folgt. Durch erneutes Anlegen einer Tangente an den Radius von h_2 und durch B_2 ergibt sich der Kontaktpunkt A_2 als Schnittpunkt mit der Verbindungslinie A_1 zu B_1 . Das Verfahren wird schließlich solange fortgeführt, bis die vollständige Bandkurve bestimmt ist. Gegebenenfalls werden im Nachgang Korrekturen der Lage von A_1 oder der Federkennlinie erforderlich.

2 Neues Prinzip zur modularen Synthese von Bandgetrieben mit Elementen

Das klassische zeichnerische Syntheseverfahren nach HAIN setzt von Beginn an die Einbeziehung der gesamten Getriebestruktur voraus. Zudem werden Annahmen für einen Startwert der Kontaktpunktlage getroffen und dessen Lage ggf. im Nachgang auch mehrfach korrigiert. Diese Vorgehensweise ist für einen modularen Aufbau einer rechnergestützten Getriebebibliothek zur Synthese nur wenig tauglich, da für jede Änderung der Getriebestruktur ein neues Modell erforderlich wird.

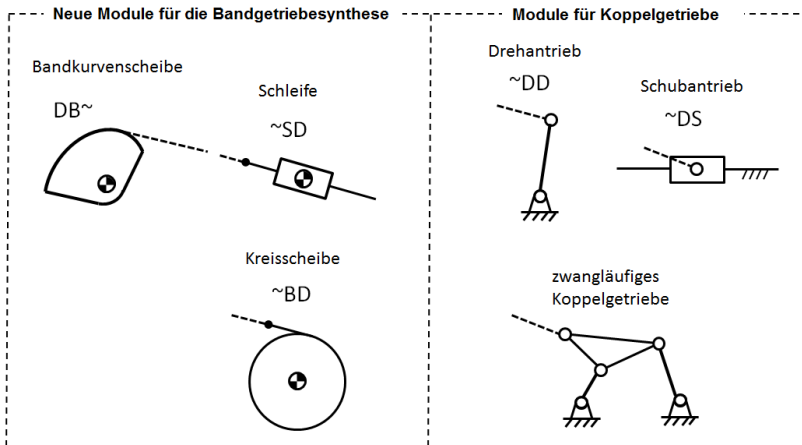


Abb. 2: Module für die Synthese von Bandgetrieben

Daher wurde ein neuer Ansatz erarbeitet, der eine Schnittstelle zwischen der zu generierenden Bandkurvenscheibe und der angeschlossenen Koppelgetriebestruktur im Punkt der Evolvente bildet.

Abb. 2 zeigt im linken Feld die neuen Module für Synthese von Bandgetrieben. Darin enthalten ist das Basismodul zur Berechnung der Bandkurvenscheibe DB~ (Drehgelenk Bandgelenk Band), das Anslusselement ~SD (Band Schubgelenk Drehgelenk) zur Darstellung einer für Feder-Bandgetriebe verwendeten Schleife und die drehbar gelagerte Kreisscheibe ~BD (Band Bandgelenk Drehgelenk). Im rechten Feld befinden sich weitere Anschlussmodule aus der SimulationX Koppelgetriebebibliothek [3]. Mit ihnen lassen sich Bandgetriebe in Kombination mit einer Schwinde, einem Schieber oder einer beliebigen zwangsläufigen Koppelgetriebestruktur darstellen.

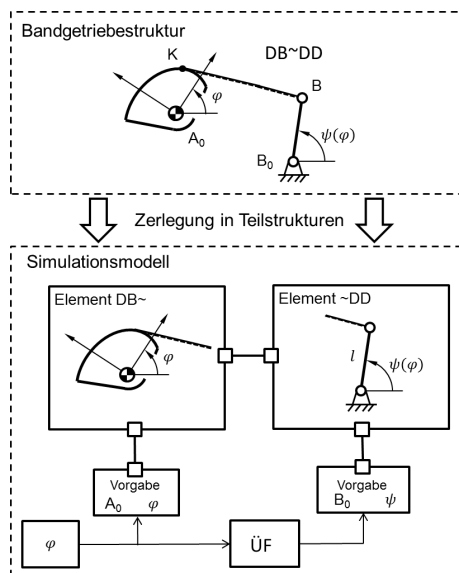


Abb. 3: Modellierung von Bandgetrieben mit Modulen zur Synthese der Getriebestruktur DB~DD

Das Modulprinzip basiert auf der Zerlegung der Bandgetriebestruktur in Teilgetriebe. Somit können mit wenigen Modulen möglichst viele praxisrelevante Bandgetriebestrukturen mit Dreh- und Schubgelenken

dargestellt werden. Das Bandgetriebebeispiel in der Abb. 3 zeigt ein einfaches Bandgetriebe mit Schwinge als Abtrieb. Zum Einsatz kommen die Module DB~ für die Bandkurvenscheibe und ~DD für die Schwinge. Durch das Verbinden dieser beiden Module wird das vollständige Getriebe dargestellt. Die Verbindungen übertragen die Bewegungsgrößen von Ebenen zwischen den Modulen. Durch Einsteuern der Lagezuordnung der Kurvenscheiben- und der Schwingenebene wird die Syntheseaufgabe durch die kinematische Umkehr und die Evolventen-Evoluten-Beziehung gelöst.

2.1 Bestimmung der Übertragungsfunktion für den statischen Kraftausgleich durch Optimierung

Die Bedingung für die Berechnung einer gültigen Übertragungsfunktion zwischen dem Drehwinkel der Bandkurvenscheibe φ und dem Federweg $x_S(\varphi)$ ist, dass das Produkt aus Federkraft $c_S x_S(\varphi)$ und wirksamen Hebelarm $h(\varphi)$ für jede Antriebswinkelstellung gleich dem zum Ausgleich erforderlichen Drehmoment $M(\varphi)$ ist.

$$M(\varphi) = c_S x_S(\varphi) h(\varphi) \quad (2.1)$$

Der wirksame Hebelarm und der Federweg sind abhängig von der Antriebswinkelstellung. Gleichzeitig entspricht der wirksame Hebelarm der Ableitung des Federwegs nach dem Antriebswinkel φ .

$$h(\varphi) = \frac{dx_S(\varphi)}{d\varphi} = x_S'(\varphi) \quad (2.2)$$

Nach Einsetzen der Gleichung (2.2) in die Gleichung (2.1) erhält man eine Differenzialgleichung (2.3) bei der die gesuchte Übertragungsfunktion 0. Ordnung mit der Übertragungsfunktion 1. Ordnung multiplikativ verknüpft ist. Eine solche Gleichung ist nur für bestimmte Funktionen von $M(\varphi)$ geschlossen lösbar.

$$M(\varphi) = c_S x_S(\varphi) x_S'(\varphi) \quad (2.3)$$

Im Allgemeinen existieren für einen vorgegebenen Drehmomentverlauf $M(\varphi)$ und vorgegebene Federrate c_S vielfältige Lösungen der gesuchten Übertragungsfunktion. Das vorliegende Problem wird daher in ein Optimierungsproblem überführt, indem die gesuchte Übertragungsfunktion $x_S(\varphi)$ durch eine Ansatzfunktion $x_A(\varphi)$ substituiert wird. Das in der

Gleichung (2.4) definierte Ziel der Optimierung ist die Minimierung des Fehlerquadrats aus dem vorgegebenen Drehmomentverlauf und dem durch die Ansatzfunktion berechneten Drehmomentverlauf.

$$\text{Min} = \sum_{i=1}^k \{M_i(\varphi_i) - c_S x_A(\varphi) x_A'(\varphi)\} \quad (2.4)$$

Die Wahl einer geeigneten Ansatzfunktion ist abhängig von:

- der Form des geforderten Drehmomentverlaufs,
- den Nebenbedingungen,
- den Genauigkeitsanforderungen an die Annäherung des vorgegebenen Drehmomentverlaufs und von der
- Getriebestruktur des Ausgleichmechanismus hinsichtlich der Nutzbarkeit für unterschiedliche Übertragungsfunktionen.

Grundsätzlich wurden in den durchgeführten Berechnungen mit Polynomen entsprechend Gleichung (2.5) mit Ansatzgraden von erster bis fünfter Ordnung gute bis sehr gute Ergebnisse erzielt.

$$x_A(\varphi) = a_0 + a_1\varphi + a_1\varphi^2 + \dots + a_n\varphi^n \quad (2.5)$$

Das mehrdimensionale Optimierungsproblem ist mit vielfältigen kommerziell verfügbaren Softwareprodukten lösbar. Für diesen Beitrag wurde auf den unter Microsoft Excel® verfügbaren Solver zur Lösung von linearen und nichtlinearen Optimierungsproblemen zurückgegriffen. Die Optimierungsparameter, Nebenbedingungen und das Optimierungsziel werden auf Zelleneinträge einer Arbeitstabelle referenziert. Der Optimierungsfortschritt kann für jeden Schritt des iterativen Lösungsprozesses beobachtet werden. Der verwendete Lösungsalgorithmus - der Generalized Reduced Gradient Algorithmus (GRG) - ist zur Lösung kontinuierlicher Probleme konzipiert. Die Vorgehensweise der Optimierung ist im Ablaufplan der Abb. 4 erklärt.

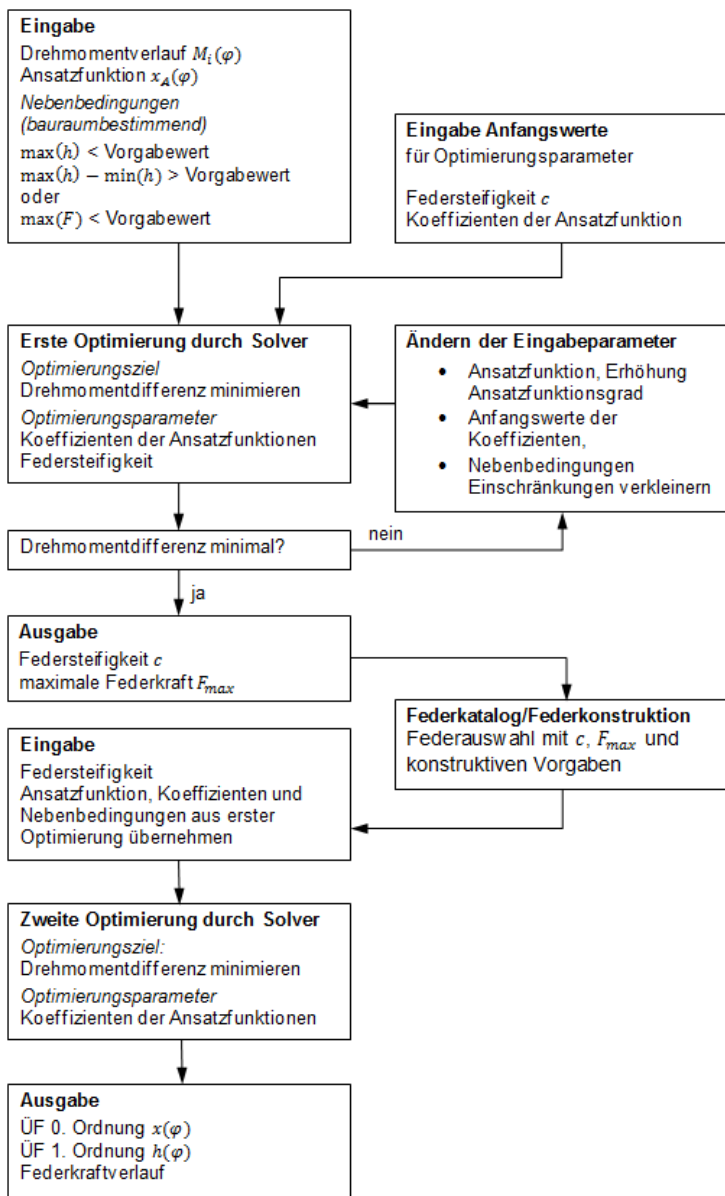


Abb. 4: Ablauf zur Bestimmung der Übertragungsfunktion

2.2 Kinematik der Bandkurvenscheibe einer DB~ Teilstruktur

Das Modul zur Berechnung der nichtlinearen Bandkurvenkontur enthält die Synthesaufgaben der kinematischen Umkehr und die Evolventen-Evoluten-Beziehung zur Generierung der konvex gekrümmten Bandkurve.

Die **Abb. 5** zeigt die zur Beschreibung der Kinematik verwendeten Koordinatensysteme. Neben dem globalen Koordinatensystem (GKS) existiert das Bezugssystem (BKS) zur Lagebeschreibung der Evolvente und Evolute. Das BKS liegt mit seinem Ursprung im Drehpunkt P1 der Bandkurvenscheibe und ist stets parallel zum GKS ausgerichtet.

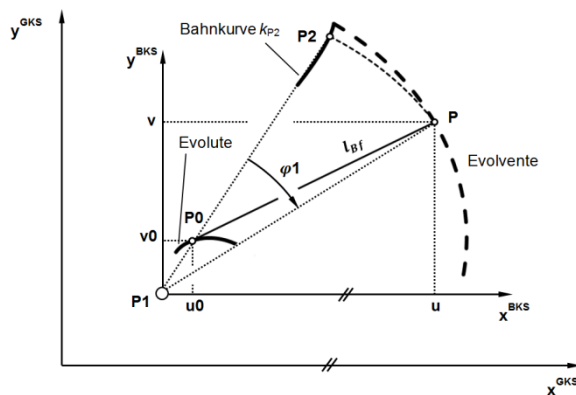


Abb. 5: Kinematik zur Erzeugung der Bandkurvenscheibe der DB~ Teilstruktur

Im ersten Schritt erfolgt die Berechnung der Evolventenkoordinaten durch das Prinzip der kinematischen Umkehr, indem die Punktkoordinaten von P2 um den Ursprungspunkt P1 des BKS mit negativem Antriebswinkel $-\varphi$ zurückgedreht werden.

$$u = (x_{P2} - x_{P1})\cos(-\varphi_1) - (y_{P2} - y_{P1})\sin(-\varphi_1) \quad (2.6)$$

$$v = (x_{P2} - x_{P1})\sin(-\varphi_1) + (y_{P2} - y_{P1})\cos(-\varphi_1) \quad (2.7)$$

Im zweiten Schritt werden aus den Evolventenkoordinaten die zugehörigen Evolutenkoordinaten der Bandkurvenkontur mit den Gleichungen (2.8) bis (2.13) berechnet. Die Evolute entspricht der Hüllkurve aller Normalen der Evolventenkurve bzw. der Mittelpunktsbahnkurve des Krümmungskreises entlang der Evolventenkurve.

$$u_0 = u - v' \frac{u'^2 + v'^2}{u' v'' - v' u''} \quad (2.8)$$

$$v_0 = v + u' \frac{u'^2 + v'^2}{u' v'' - v' u''} \quad (2.9)$$

Mit den Ortsableitungen:

$$u' = \frac{du}{d\varphi} \quad (2.10)$$

$$v' = \frac{dv}{d\varphi} \quad (2.11)$$

$$u'' = \frac{d^2u}{d\varphi^2} \quad (2.12)$$

$$v'' = \frac{d^2v}{d\varphi^2} \quad (2.13)$$

2.3 Kinematik für eine ~SD Teilstruktur

Das Modul ~SD (Schieben Drehen) berechnet aus der Lage der Gestellagerpunkte A_0 und B_0 , dem Federweg $x_S(\varphi)$ und dem wirksamen Hebelarm $h(\varphi)$ den Verlauf der Befestigungspunktkoordinaten PS zwischen Band und Feder. Durch den Auswahlparameter K wird über die Lage des Momentanpols 23 die Kontaktpunktlage und die Lage des Punktes PS gegenüber der Gestellgeraden definiert. Bei positiver Vorgabe des wirksamen Hebelarms liegt die Lösung rechtsseitig von der Verbindungslinie B_0 zu A_0 .

Die Lösung für die kinematische Umkehr zur Findung von Punkt PS wird über die Lage von Momentanpol 23 entwickelt. Die Hilfsgrößen H_1 bis H_6 sorgen gleichermaßen für eine Nachvollziehbarkeit der Herleitung und für einen kompakten Gleichungssatz zur Implementierung in ein Programmsystem.

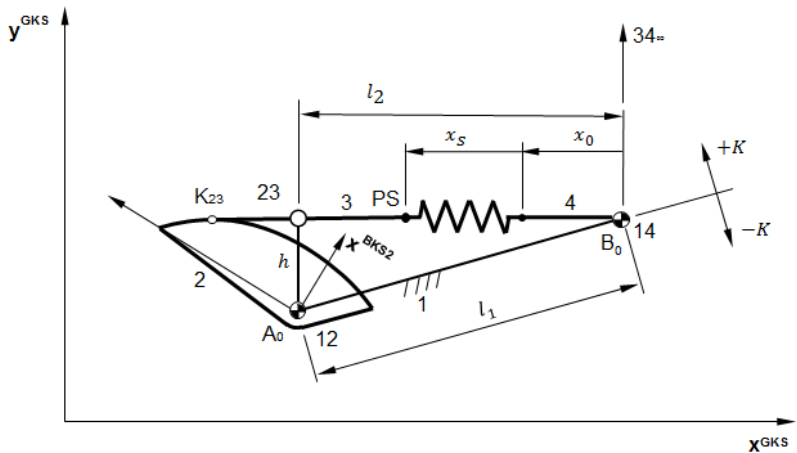


Abb. 6: Kinematische Umkehr für die Teilstruktur ~SD

Die Gleichungen (2.14) und (2.15) bestimmen die relativen Achsabstandskordinaten zwischen den Gestelllagerpunkten A_0 und B_0 .

$$H_1 = x_{14} - x_{12} \quad (2.14)$$

$$H_2 = y_{14} - y_{12} \quad (2.15)$$

Der absolute Abstand der Gestellgeraden l_1 folgt mit dem Pythagoras aus den Gleichungen (2.16) und (2.17).

$$H_3 = H_1^2 + H_2^2 \quad (2.16)$$

$$l_1 = \sqrt{H_3} \quad (2.17)$$

Weiter ergibt sich der Abstand l_2 von Momentanpol 23 bis zum Momentanpol 14 entsprechend Gleichung (2.18).

$$l_2 = \sqrt{l_1^2 - h^2} \quad (2.18)$$

Die Gleichungen (2.19) bis (2.22) bestimmen die Relativkoordinaten zwischen dem Momentanpol 14 und dem gesuchten Pol 23. Die Signumfunktion in Gleichung (2.20) stellt den Wechsel vom Pol 23 in den

zweiten Lösungsbereich sicher. Damit ist auch ein negativer wirksamer Hebelarm h zur Drehmomentumkehr an der Bandkurvenscheibe darstellbar.

$$H_4 = h^2 - l_2^2 + H_3 \quad (2.19)$$

$$H_5 = \text{sign}(h) K \sqrt{4H_3^2 h^2 - H_4^2} \quad (2.20)$$

$$H_6 = \frac{H_1 H_4 - H_2 H_5}{2H_3} \quad (2.21)$$

$$H_7 = \frac{H_2 H_4 - H_1 H_5}{2H_3} \quad (2.22)$$

Die Absolutkoordinaten vom Pol 23 beschreiben die Lage für den Lotfußpunkt zwischen dem wirksamen Hebelarm und dem Zugband gemäß der Gleichungen (2.23) und (2.24).

$$x_{23} = x_{12} + H_6 \quad (2.23)$$

$$y_{23} = y_{12} + H_7 \quad (2.24)$$

Der Anstieg zwischen den Momentanpolen 14 und 23 entspricht dem Bandneigungswinkel γ . Dieser kann durch den Arcustangenz 2 mit der Gleichung (2.25) berechnet werden.

$$\gamma = \text{atan2}(H_7 - H_2, H_6 - H_1) \quad (2.25)$$

Schließlich folgt der Befestigungspunkt PS ausgehend vom Momentanpol 14 in Richtung der Bandneigung mit dem vorgegebenen Federweg x_s .

$$x_P = x_{14} - x_s \sin(\gamma) \quad (2.26)$$

$$y_P = y_{14} - x_s \cos(\gamma) \quad (2.27)$$

Die Abb. 7 zeigt ergänzend den Formenwechsel zwischen dem Ausgangsgetriebe der zentrischen Kurbelschleife und den gleichgestellten Getriebevarianten mit Bandkurvenscheibe und Feder oder Bandkurvenscheibe und einer im Gestell gelagerten Abzugsöse. Folglich sind auch diese Getriebevarianten durch das Modul \sim SD für die Synthese darstellbar.

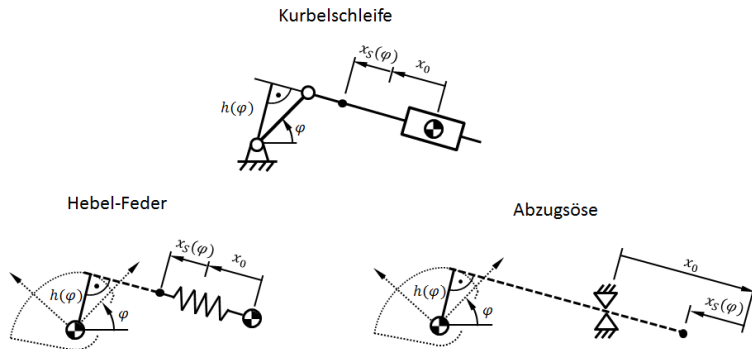


Abb. 7: Ersatzgetriebe der Bandtriebstruktur DB~SD aus der zentrischen Kurbelschleife

3 Beispiel Kraftausgleich für eine Oberschrantür

Die Aufgabe besteht darin, einen vollständigen statischen Gewichtskraftausgleich für eine Oberschrantür zu entwerfen, d. h., die Schrantür soll in jeder geöffneten Stellung im ausgeglichenen Ruhezustand verbleiben. Die Schrantür wird durch eine gegebene Doppelschwinge gegenüber dem Korpus (Gestell) auf einer vorgegebenen Bahn geführt. Das zu entwerfende Band-Feder-Ausgleichsgetriebe soll mit seinem Drehmoment auf die türseitige Schwinge wirken.

3.1 Bestimmung der Übertragungsfunktion

Im ersten Schritt der Lösung wird der verfügbare Bauraum für das zu entwerfende Ausgleichsgetriebe festgestellt und ein passender Ort für den Lagerpunkt der Feder im Gestell festgelegt. Im nächsten Schritt erfolgt die Bestimmung des erforderlichen Drehmoments an der Schwinge zum Ausgleich der Schrantür. Dies kann durch Messung im CAD-System erfolgen oder durch eine Messung am realen Versuchsobjekt. Da die genauen Bauteilmassen mit ihren Schwerpunkten nicht immer mit den realen Gliedmassen übereinstimmen, wurde das erforderliche Ausgleichmoment experimentell per Kraftmessdose in 5° Schritten ermittelt und aus 3 Versuchsreihen ein gemittelter Verlauf für das

Ausgleichsdrehmoment gebildet. Eine anschließende Approximation durch ein Polynom glättet das Messergebnis für die Weiterverarbeitung im nächsten Berechnungsschritt (siehe Abb. 8).

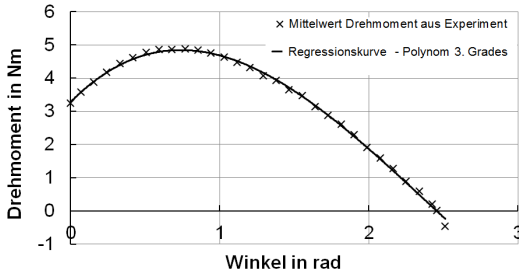


Abb. 8: Experimentell ermittelte Drehmomentanforderung für den statischen Gewichtskraftausgleich der Oberschränktür

Durch Anwendung der im Kapitel 2.1 beschriebenen Optimierungsberechnung zur Bestimmung der Übertragungsfunktion 0. und 1. Ordnung mit einer polynomischen Ansatzfunktion 5. Grades ergeben sich für eine vorgegebene Federsteifigkeit von 0,938 N/mm die in der Abb. 9 dargestellten Verläufe der Übertragungsfunktionen für den Federweg und den wirksamen Hebelarm. Der wirksame Hebelarm ist ein Indikator für den Bauraumbedarf der Bandkurvenscheibe. Ist der berechnete Hebelarm zu groß, so kann dieser durch eine erneute Berechnung mit einer steiferen Feder verkleinert werden.

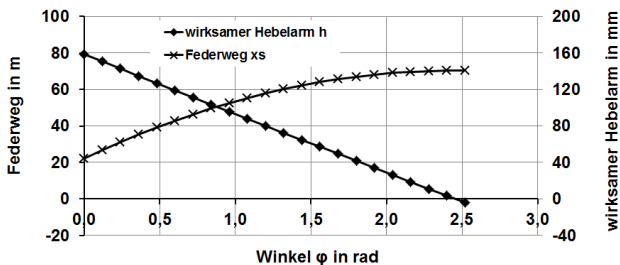


Abb. 9: Funktionsverläufe der Übertragungsfunktionen 0. und 1. Ordnung

3.2 Modellaufbau

Die Getriebeanordnung der Oberschränkür und der zugehörige Modellaufbau für die Synthese der Bandkurvenscheibe sind in der Abb. 10 dargestellt. Das Modul \sim SD erhält als Eingangsgrößen die Gestellpunktlagen A_0 und B_0 sowie die Übertragungsfunktion 1. Ordnung, welche dem Verlauf des wirksamen Hebelarms $h(\varphi)$ entspricht. Das Modul berechnet aus diesen Größen den in Abb. 11 dargestellten Bahnverlauf k_{PS} für den Befestigungspunkt zwischen Band und Feder und übergibt deren Koordinaten über eine ebene Verbindung an das Modul DB \sim . Dieses bestimmt aus der Drehung der Bandkurvenscheibenebene um A_0 und den Koordinaten von k_{PS} zunächst die Evolvente und schließlich die Evolute, welche der Bankurvenscheibenkontur entspricht.

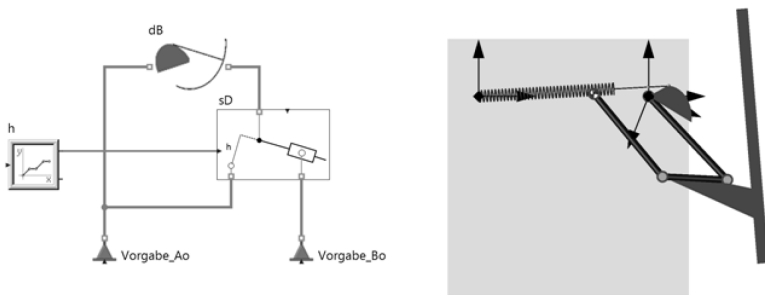


Abb. 10: Modellansicht zum Kraftausgleich der Schränkür in SimulationX

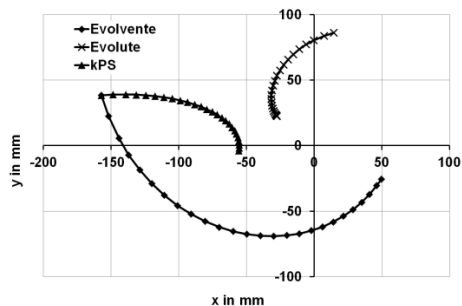


Abb. 11: Simulationsergebnisse für die Bahnkurve k_{PS} , Evolvente und Evolute

3.3 Verifizierung durch Versuchsaubau

Der in Abb. 12 dargestellte Versuchsaufbau zeigt den an der Rückseite der Gestellplatte angeordneten viergliedrigen Türführungsmechanismus und den an der Vorderseite befindlichen Ausgleichsmechanismus bestehend aus der Bandkurvenscheibe, dem Band und der Feder. Die Kopplung der beiden Mechanismen erfolgt über eine Welle. Alle Koppelgetriebeglieder, die Gestellplatte und die Kurvenscheibe sind aus lasergeschnittenen Blechen gefertigt. Die Achslagerungen der Schwingen im Gestell sind mit Kugellagern und die Kopplager mit Gleitlagern ausgestattet. Zur Nachbildung einer realen Türmasse wurde ein Massenstück von 2 kg im Schwerpunkt der Koppel eingegangen.

Gemessen werden über einen Drehwinkelsensor die Winkellage φ der Bandkurvenscheibe und mit einem Seilzugwegsensor der Federweg x_s zwischen dem Befestigungspunkt von Band und Feder und dem Gestell.

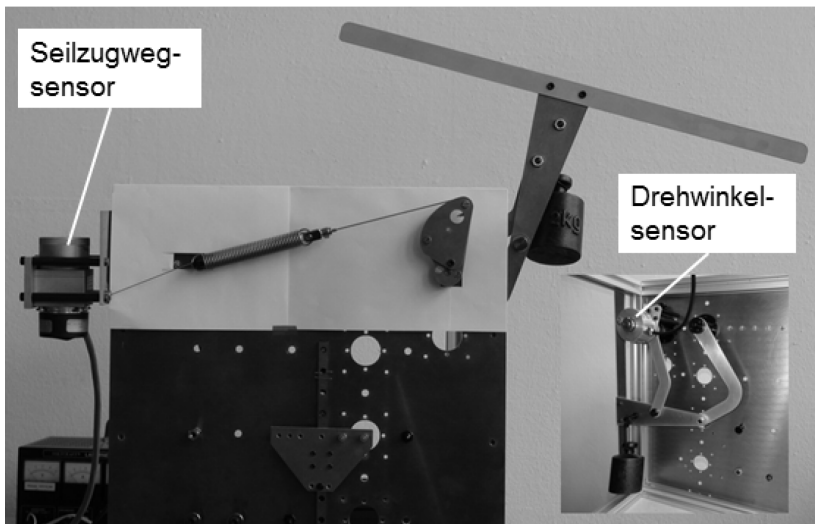


Abb. 12: Versuchsaufbau statischer Kraftausgleich Schranktür

Abb. 13 zeigt das Messergebnis in der Gegenüberstellung zwischen der vorgegebenen Übertragungsfunktion 0. Ordnung und der per Experiment bestimmten Übertragungsfunktion zum statischen Kraftausgleich der Schranktür. Insgesamt ist eine gute Übereinstimmung zwischen den

Ergebnissen der Berechnung und Experiment festzustellen. Die leicht mit dem Drehwinkel ansteigende „Drift“ im Federweg konnte auf Maßabweichungen der Bandkurvenscheibe zurückgeführt werden. Somit fällt im Experiment der wirksame Hebelarm durch eine geringfügig größere Bandkurvenscheibe etwas größer aus. Die daraus hervorgerufene Abweichung zum geforderten Ausgleichsdrehmoment zeigt dagegen keine merklichen Auswirkungen auf die Funktion am Experimentieraufbau. Das Ziel, die Tür in jeder beliebigen Position unterstützt durch geringfügige Reibmomente der Lagerungen zu halten, wurde erreicht.

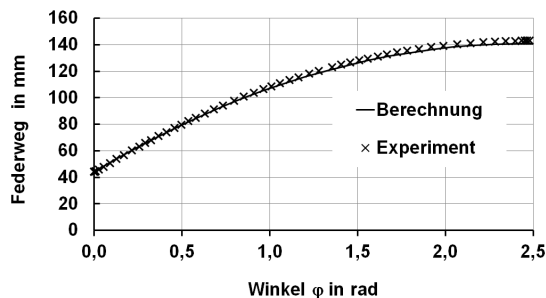


Abb. 13: Gegenüberstellung Berechnung und Experiment für Übertragungsfunktion 0. Ordnung

4 Zusammenfassung

Die für den Syntheseprozess in SimulationX neu entwickelten Bibliothekselemente sind hinsichtlich der Darstellung unterschiedlicher Getriebestrukturen sehr vielseitig einsetzbar. Besonderes Augenmerk wurde in diesem Beitrag auf eine konstruktiv einfach zu gestaltende Getriebestruktur, bestehend aus Drehgelenk Bandgelenk Schubgelenk Drehgelenk, gerichtet. Wird das im Zugmittel angeordnete Schubgelenk durch eine Zugfeder ersetzt, entsteht daraus ein kinematisch gleichwertiges Feder-Bandgetriebe, welches ideal zum statischen Massenausgleich geeignet ist.

Anhand eines Oberschranks wurde beispielhaft eine neue Vorgehensweise zur Synthese für einen Ausgleichsmechanismus mit einer einfachen Zugfeder und Bandkurvenscheibe zur Kompensation von statischen Momenten demonstriert. Ausgehend vom geforderten Drehmomentverlauf

wird die Übertragungsfunktion zwischen dem Drehwinkel der Bandkurvenscheibe und dem Weg der Feder in Abhängigkeit der Federsteifigkeit und den Bauraumvorgaben durch eine Optimierung von Ansatzfunktionsparametern bestimmt. Anschließend wird mit den neuen Modulen $DB\sim$ und $\sim SD$, unter Beachtung der ermittelten Übertragungsfunktion, die gesuchte Bandscheibenkontur durch das Prinzip der kinematischen Umkehr und durch Anwendung der Evolventen-Evoluten-Beziehung berechnet.

Der experimentelle Nachweis an diesem Beispiel zeigte nicht nur in der handgeführten Bedienung, dass die Tür in jeder Stellung ausgeglichen ist, sondern auch die Messungen bewiesen eine sehr gute Übereinstimmung hinsichtlich der Übertragungsfunktion 0. Ordnung zwischen Bandscheibendrehwinkel und Federweg gegenüber der berechneten Referenzübertragungsfunktion.

Literatur

- [1] Hain, K.: Veränderung der Schraubenfeder-Kennlinie durch Wälzband und Bandkurve: *Industrieanzeiger Essen*. 6 Nr. 1 : Verl. Technik, 1955.
- [2] Ebert, F.; Berger, M.: Band Mechanism with Nonlinear Gear Ratio for Gravity Force Balance: Design and Analysis in Total System Network. In: *Advances in Mechanisms Design – Proceedings of TMM 2012*, ISBN: 978-94-007-5124-8, S. 21–26
- [3] Ebert, F.; Berger, M.; Heinrich, S.: Ganzheitliche Systemsimulation komplexer Antriebssysteme mit nichtlinearer Charakteristik: *9. Kolloquium Getriebetechnik Chemnitz 2011*, ISBN: 978-3-941003-40-8, S. 395-418

NUMERISCHE SYNTHESE ÜBERBESTIMMTER MECHANISMEN

René Bartkowiak , Christoph Woernle**

* Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Universität Rostock
email: {rene.bartkowiak, woernle}@uni-rostock.de

Abstract

Der Freiheitsgrad einer räumlichen kinematischen Schleife kann im Allgemeinen mit Hilfe des Grübler-Kutzbach-Kriteriums bestimmt werden. Dieses gilt jedoch nur, wenn die durch die Gelenke eingebrachten Bindungen voneinander unabhängig sind. Sind die auftretenden Bindungen aufgrund spezieller geometrischer Eigenschaften voneinander abhängig, so kann dies zu weiteren Bewegungsfreiheitsgraden führen. In diesem Falle wird von überbestimmten Mechanismen gesprochen.

Während für die kinematische Analyse überbestimmter Mechanismen allgemeingültige Ansätze existieren, beschränken sich die Syntheseverfahren meist auf spezielle Klassen überbestimmter Mechanismen. Im Folgenden wird ein Ansatz zur Synthese überbestimmter einschleifiger Mechanismen mit Schraubgelenken vorgestellt.

Betrachtet werden kinematische Einzelschleifen mit $n \leq 6$ Körpern und Schraubgelenken (n H-Schleife). Die Schleifenschließbedingungen können mit Hilfe der Schraubachsen der Gelenke als implizite Bindungen auf Geschwindigkeitsebene ausgedrückt werden. Für den Fall, dass die kinematische Schleife einen Bewegungsfreiheitsgrad von $f = 1$ aufweist, existiert eine einparametrische explizite Lösung der impliziten Bindungen, welche jedoch im Allgemeinen nicht analytisch gefunden werden kann. Aus diesem Grund werden die impliziten Bindungen

auf Geschwindigkeitsebene durch eine Taylorreihe approximiert und die notwendige Bedingung des Rangabfalls der Koeffizientenmatrix mit Hilfe von reziproken Schrauben formuliert. Dies liefert notwendige Bedingungen für die endliche Beweglichkeit einer nH -Schleife. Es kann gezeigt werden, dass das Erfülltsein einer endlichen Anzahl dieser notwendigen Bedingungen hinreichend ist für die endliche Beweglichkeit der nH -Schleife. Dadurch können die gewonnenen Bedingungen für die numerische Synthese von nH -Mechanismen verwendet werden.

1 Einleitung

Im Folgenden werden Mechanismen mit einer kinematischen Schleife betrachtet. Ein solcher Mechanismus besteht aus dem Gestell und weiteren n_K starren Körpern, die durch $n_G = n_{K+1}$ ideale Gelenke mit den relativen Gelenkfreiheitsgraden $f_i, i = 1, \dots, n_G$, miteinander verbunden sind. Durch das Schließen der Schleife unterliegen die relativen Gelenkkoordinaten sechs Bindungen, den Schleifenschließbedingungen. Die Schließbedingungen lassen sich als ein System von sechs impliziten algebraischen Gleichungen in den relativen Gelenkkoordinaten formulieren.

Sind die sechs Schließbedingungen voneinander unabhängig, so beträgt der Freiheitsgrad des einschleifigen Mechanismus nach der Formel von GRÜBLER und KUTZBACH

$$F = \sum_i^{n_G} f_i - 6. \quad (1)$$

Sind jedoch die Schließbedingungen in allen Lagen des Mechanismus voneinander abhängig, so erhöht sich der Freiheitsgrad des Mechanismus gegenüber (1). Solche Mechanismen werden als *überbestimmt* oder *übergeschlossen* bezeichnet.

Im vorliegenden Beitrag werden allgemeine Bedingungen für die Beweglichkeit überbestimmter Mechanismen formuliert. Mit Hilfe dieser Bedingungen können die Abmessungen der Getriebeglieder so ermittelt werden, dass ein überbestimmter Mechanismus entsteht. Für eine kompakte Darstellung der kinematischen Zusammenhänge werden dazu Schraubenkoordinaten und die dafür gültige Schraubenalgebra verwendet.

2 Grundlagen der Schraubentheorie

Die Schraubentheorie wird zur Beschreibung statischer und kinematischer Zusammenhänge in der Starrkörpermechanik verwendet und wurde erstmals von Sir ROBERT BALL veröffentlicht [1]. Im Folgenden werden einige Grundlagen zur Schraubentheorie dargestellt, welche mathematisch günstig mit Hilfe dualer Größen formuliert werden kann.

Duale Größen Eine duale Zahl ein Ausdruck der Form $\hat{a} = a + \varepsilon a_\varepsilon$. Hierbei sind a der *Realteil* und a_ε der *Dualteil*. Für die duale Einheit ε gilt $\varepsilon^2 = 0$. Vektoren lassen sich ebenfalls als duale Größen darstellen und werden dann zur Darstellung von gerichteten Geraden im Raum und in ihrer allgemeinen Form zur Darstellung von Schrauben verwendet.

Dualer Einheitsvektor Ein dualer Einheitsvektor, auch *Einsschraube*,

$$\hat{e} = e + \varepsilon e_\varepsilon = e + \varepsilon \tilde{r}e, |e| = 1 \quad (2)$$

kennzeichnet eine gerichtete Gerade (Speer) im Raum, siehe Abbildung 1. Hierbei wird das Kreuzprodukt zweier Vektoren mit Hilfe des Tildeoperators in Matrixschreibweise dargestellt, $\mathbf{a} \times \mathbf{b} \equiv \tilde{\mathbf{a}} \mathbf{b} = -\tilde{\mathbf{b}} \mathbf{a}$. Werden der Realteil und der Dualteil von (2) in einem beliebigen Koordinatensystem dargestellt, so werden die sechs normierten PLÜCKER-Linienkoordinaten der Geraden in diesem System erhalten, $(e_x : e_y : e_z : e_{\varepsilon x} : e_{\varepsilon y} : e_{\varepsilon z})$. Sie unterliegen der Normierungs-Nebenbedingungen $e^T e = 1$ bzw. $e_x^2 + e_y^2 + e_z^2 = |e|^2 = 1$ sowie der PLÜCKER-Bedingung $e^T e_\varepsilon = 0$ bzw. $e_x e_{\varepsilon x} + e_y e_{\varepsilon y} + e_z e_{\varepsilon z} = 0$.

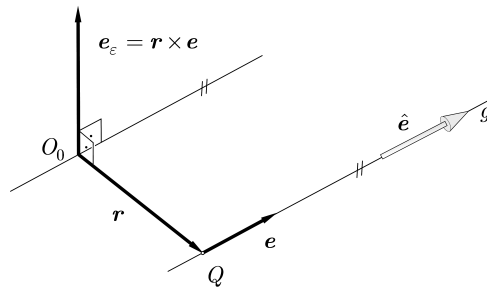


Abbildung 1: Dualer Einheitsvektor

Allgemeiner dualer Vektor Ein allgemeiner dualer Vektor

$$\begin{aligned}\hat{a} &= \mathbf{a} + \varepsilon \mathbf{a}_{\varepsilon} &= \mathbf{a} + \varepsilon (\tilde{\mathbf{r}}\mathbf{a} + h\mathbf{a}) \\ & &= \mathbf{a} + \varepsilon (\mathbf{a}_{\varepsilon\perp} + \mathbf{a}_{\varepsilon\parallel})\end{aligned}\quad (3)$$

stellt eine *Schraube* dar, siehe Abbildung 2. Diese kann als eine gerichtete Gerade g mit einer zugehörigen skalaren Größe, der *Steigung* h , aufgefasst werden. Der Realteil von \hat{a} ist der Richtungsvektor der Geraden g . Der Dualteil von \hat{a} enthält das *Moment* $\mathbf{a}_{\varepsilon\perp} = \tilde{\mathbf{r}}\mathbf{a}$ von \mathbf{a} bezüglich O_0 , das die Lage von g im Raum festlegt, und einen Vektor $\mathbf{a}_{\varepsilon\parallel} = h\mathbf{a}$, der die Steigung h festlegt.

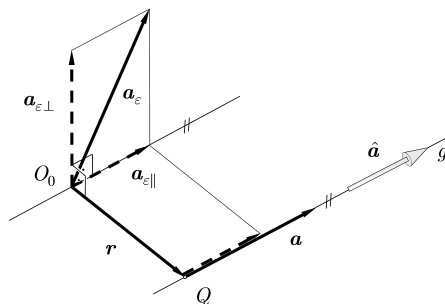


Abbildung 2: Allgemeiner dualer Vektor

Für die Implementierung in ein numerisches Verfahren wird im Folgenden die *Motor*-Notation für duale Vektoren verwendet, welche es ermöglicht, die Zusammen-

hänge dualer Vektoren mit Hilfe der linearen Algebra auszudrücken [3],

$$\hat{\underline{a}} \equiv \begin{bmatrix} \underline{a} \\ \underline{a}_\varepsilon \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Bewegungsschraube Ist der Geschwindigkeitszustand eines starren Körpers durch dessen Winkelgeschwindigkeitsvektor $\omega = \omega e$ und den Geschwindigkeitsvektor v_P eines körperfesten Punktes P gegeben, so lässt sich die Starrkörperbewegung momentan als eine Schraubbewegung um eine Gerade \hat{e} darstellen, welche als die *Momentane Schraubachse* (MSA) des Körpers bezeichnet wird. Hierzu wird der Geschwindigkeitsvektor v_P in die jeweils zum Richtungsvektor e parallelen und orthogonalen Komponenten zerlegt, $v_P = v_\perp + v_\parallel$. Durch Parallelverschiebung des Richtungsvektors e in Richtung $-\ell = \tilde{\omega} v_\perp / \omega^2$ durch den Punkt Q wird die Momentane Schraubachse \hat{e} erhalten, vgl. Abbildung 3.

Der Bewegungszustand des Körpers lässt sich mit Hilfe der Einheitsschraube $\hat{a} = (1 + \varepsilon h)\hat{e}$ als Schraubung mit der Steigung h um die Momentane Schraubachse \hat{e} ausdrücken als

$$\hat{\underline{\omega}} \equiv \begin{bmatrix} \underline{\omega} \\ \underline{\omega}_\varepsilon \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \underline{a} \\ \underline{a}_\varepsilon \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{\omega} \\ \tilde{\mathbf{r}}\omega + h\omega \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Mit $\hat{\underline{\omega}}$ ist die *Bewegungsschraube* bzw. *Kinemate* (im Englischen auch *twist*) des Körpers gegeben. Der Ausdruck $\omega \underline{a}_\varepsilon = \tilde{\mathbf{r}}\omega + h\omega$ in (5) stellt die Geschwindigkeit eines körperfesten Punktes dar, welcher mit dem raumfesten Bezugspunkt O momentan zusammenfällt.

Kraftschraube Nach POINSON lässt sich äquivalent zum Geschwindigkeitszustand des starren Körpers ein *Kraftwinder*, bestehend aus dem Kraftvektor \underline{F} und dem Momentenvektor \underline{M} , als eine Schraube

$$\hat{\underline{F}} \equiv \begin{bmatrix} \underline{F} \\ \underline{F}_\varepsilon \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{F} \\ \underline{M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{F} \\ \tilde{\mathbf{r}}\underline{F} + h\underline{F} \end{bmatrix} \quad (6)$$

darstellen, welche auch als *Kraftschraube* bzw. *Dyname* (im Englischen auch *wrench*) bezeichnet wird.

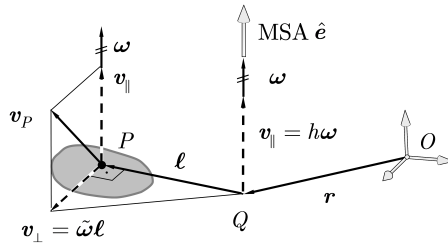


Abbildung 3: Bewegungsschraube

Reziprozität Wirkt auf einen starren Körper, dessen momentaner Geschwindigkeitszustand durch die Bewegungsschraube $\hat{\omega}$ gegeben ist, die Kraftschraube \hat{F} und verschwindet der Ausdruck $F^T \omega_{\varepsilon} + F_{\varepsilon}^T \omega = 0$, so werden die Schrauben \hat{F} und $\hat{\omega}$ als zueinander *reziprok* bezeichnet. Physikalisch betrachtet, erzeugt die Kraftschraube \hat{F} keine Leistung gegen die Bewegungsschraube $\hat{\omega}$.

Differentielle Schraubbewegung Die differentielle Lageänderung eines Einheitsvektors e nach einer differentiellen Rotation $d\varphi$ um die Drehachse u , siehe Abbildung 4, ist gegeben durch $de = \tilde{u} e d\varphi$.

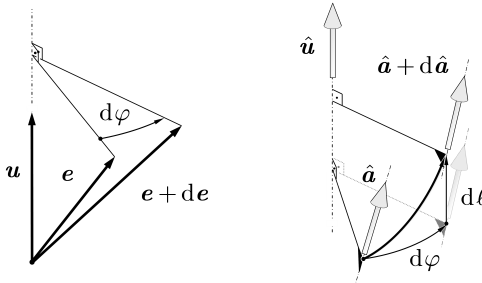


Abbildung 4: Differentielle Schraubbewegung

Durch Anwendung des Übertragungsprinzips nach KOTELNIKOV, kann die differentielle Lageänderung einer Einheitschraube \hat{a} nach einer differentiellen Schraubung um den dualen Einheitsvektor $\hat{u} = u + \varepsilon u_{\varepsilon}$ gemäß (2) mit dem differentiellen

dualen Winkel $d\hat{\varphi} \equiv d\varphi + \varepsilon d\ell = (1 + \varepsilon h)d\varphi$ mit der *Motordyade*

$$\tilde{\underline{\hat{u}}} \equiv \begin{bmatrix} \tilde{\underline{u}} & \mathbf{0} \\ \tilde{\underline{u}}_\varepsilon & \tilde{\underline{u}} \end{bmatrix} \quad (7)$$

ausgedrückt werden als

$$d\underline{\hat{a}} = \tilde{\underline{\hat{u}}} \underline{\hat{a}} d\hat{\varphi}. \quad (8)$$

Gleichung (8) stellt ein lineares Differentialgleichungssystem für die Komponenten des dualen Vektors $\underline{\hat{a}}$ dar. Die Differentialgleichung (8) lässt sich unter Berücksichtigung von $d\hat{\varphi} = (1 + \varepsilon h)d\varphi$ äquivalent durch die Einheitsschraube $\hat{\underline{b}} = (1 + \varepsilon h)\underline{\hat{u}}$ darstellen als eine differentielle Schraubung um $\hat{\underline{b}}$ mit dem Parameter $dq \equiv d\varphi$,

$$d\underline{\hat{a}} = \tilde{\underline{\hat{b}}} \underline{\hat{a}} dq. \quad (9)$$

Im Fall einer reinen Translation ist die Steigung $h \rightarrow \infty$ ($d\varphi \rightarrow 0$), und der Zusammenhang (9) wird ersetzt durch

$$d\underline{\hat{a}} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\underline{b}} \underline{a} \end{bmatrix} dq, \quad (10)$$

mit der infinitesimalen Translation $dq \equiv d\ell = h d\varphi$ entlang \underline{u} .

3 Kinematische Ketten

Betrachtet werden im Folgenden offene kinematische Ketten mit den Körpern 1 bis n , welche mittels Schraubgelenken verbunden sind, siehe Abbildung 5. Für diese kinematischen Ketten werden die Beziehungen zwischen der Geschwindigkeit des Körpers n und den relativen Gelenkkoordinaten q_i mit Hilfe der Schraubentheorie als implizite Bindungen beschrieben. Im Anschluss werden in Abschnitt 4 die Beziehungen zwischen den Gelenkkoordinaten in kinematischen Schleifen, welche durch Verbinden des Körpers n mit dem Basiskörper 0 erhalten werden, durch die sich ergebenden Schleifenschließbedingungen dargestellt.

Die Lage der Schraubgelenkachsen in der kinematischen Kette nach Abbildung 5 wird beschrieben in der Form

$$\hat{\mathbf{a}}_i \equiv \begin{bmatrix} \mathbf{a}_i \\ \mathbf{a}_{\varepsilon i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_i \\ \tilde{\mathbf{r}}_i \mathbf{a}_i + h_i \mathbf{a}_i \end{bmatrix}, \quad i = 1, \dots, n, \quad (11)$$

mit den Einheitsvektoren \mathbf{a}_i der jeweiligen Schraubachsen, den Momenten $\tilde{\mathbf{r}}_i \mathbf{a}_i$ der Vektoren \mathbf{a}_i bezüglich des Ursprungs O_n des Referenzsystems auf dem Körper n und den Steigungen h_i der Schraubgelenke.

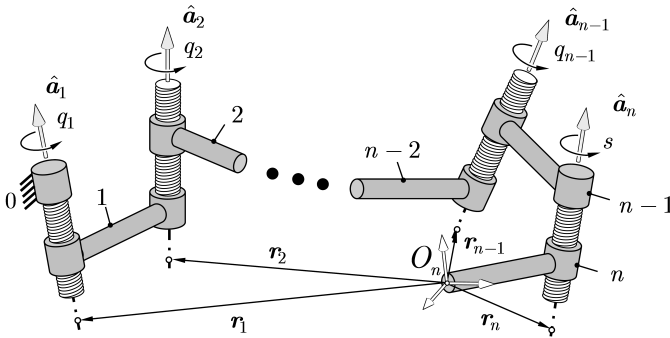


Abbildung 5: Offene kinematische Kette mit Schraubgelenken

In einer Lage $\mathbf{q} = [q_1 \ \dots \ q_n]^T$ der kinematischen Kette ergibt sich die Bewegungsschraube des Körpers n bezüglich des Basiskörpers 0 als die Summe der n relativen Bewegungsschrauben $\mathbf{a}_i \dot{q}_i$, $i = 1, \dots, n$, der Gelenke,

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{\omega}_n \\ \boldsymbol{\omega}_{n\varepsilon} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_1 & \dots & \mathbf{a}_n \\ \mathbf{a}_{\varepsilon 1} & \dots & \mathbf{a}_{\varepsilon n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_n \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$\rightarrow \quad \underline{\hat{\boldsymbol{\omega}}}_n = \mathbf{J}(\mathbf{q}) \quad \dot{\mathbf{q}}.$$

Die Achse (Gerade) $\hat{\mathbf{e}}_n$ der Schraube $\hat{\boldsymbol{\omega}}_n = \hat{\omega}_n \hat{\mathbf{e}}_n$ stellt die Momentane Schraubachse der Bewegung des Körpers n dar. Die Matrix \mathbf{J} in (12) wird als die Jacobimatrix des Körpers n bezeichnet.

Differentielle Bewegung der Schraubachsen Im Folgenden wird die Lageänderung der Gelenkachse $\hat{\underline{a}}_k$ aus Abbildung 5 infolge von differentiellen relativen Verdrehungen dq_i , $i = 1, \dots, k-1$, um die Schraubachsen der Gelenke zwischen dem Basiskörper 0 und der Gelenkachse $\hat{\underline{a}}_k$ betrachtet. Diese kann als Summe der nacheinander ausgeführten differentiellen Schraubungen, entsprechend (9), dargestellt werden,

$$d\hat{\underline{a}}_k = \sum_{i=1}^{k-1} \tilde{\hat{\underline{a}}}_i \hat{\underline{a}}_k dq_i. \quad (13)$$

4 Kinematische Schleife mit Schraubgelenken

Durch das Schließen der Schleife werden die voneinander unabhängigen relativen Gelenkkoordinaten der offenen kinematischen Kette geometrischen Bindungen unterworfen, welche sich mathematisch als implizite *Schließbedingungen* der Schleife ausdrücken lassen [6].

Implizite Schließbedingungen auf Geschwindigkeitsebene Wird in einer kinematischen Kette gemäß Abbildung 5 der Körper n mit dem Basiskörper 0 verbunden, so verschwindet die Relativgeschwindigkeit der beiden Körper, also $\hat{\omega}_n = \mathbf{0}$. Aus (12) entstehen damit die impliziten Schließbedingungen für die Gelenkgeschwindigkeiten \dot{q}_i in der aktuellen Lage \mathbf{q} ,

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \hat{\underline{a}}_1 & \cdots & \hat{\underline{a}}_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_n \end{bmatrix}, \\ \rightarrow \quad \mathbf{0} &= \mathbf{G}(\mathbf{q}) \quad \dot{\mathbf{q}} \end{aligned} \quad (14)$$

welche auch als die Schließbedingungen erster Ordnung bezeichnet werden. Die $(6, n)$ -Matrix \mathbf{G} in (14) wird als Bindungsmatrix bezeichnet.

Differentielle Bewegung der Schraubachsen Für die Synthese von überbestimmten nH -Mechanismen werden die impliziten Schließbedingungen auf Geschwindigkeitsebene (14) mittels TAYLOR-Reihenentwicklung lokal approximiert.

Dazu werden die höheren Ableitungen der Schraubachsen $\hat{\mathbf{a}}_i$ nach den unabhängigen Gelenkkordinaten, den Minimalkordinaten, benötigt. Ohne Beschränkung der Allgemeinheit werden die Körper 0 und n und damit die Schraubachsen $\hat{\mathbf{a}}_1$ und $\hat{\mathbf{a}}_n$ der Schleife als raumfest angenommen. Die differentielle Bewegung der Schraubachsen $\hat{\mathbf{a}}_i$ ist nach (13) gegeben durch

$$\begin{aligned} d\hat{\mathbf{a}}_1 &= \mathbf{0}, \\ d\hat{\mathbf{a}}_2 &= \tilde{\hat{\mathbf{a}}}_1 \hat{\mathbf{a}}_2 dq_1, \\ &\vdots \\ d\hat{\mathbf{a}}_{n-1} &= \tilde{\hat{\mathbf{a}}}_1 \hat{\mathbf{a}}_{n-1} dq_1 + \tilde{\hat{\mathbf{a}}}_2 \hat{\mathbf{a}}_{n-1} dq_2 + \dots + \tilde{\hat{\mathbf{a}}}_{n-2} \hat{\mathbf{a}}_{n-1} dq_{n-2}, \\ d\hat{\mathbf{a}}_n &= \mathbf{0}. \end{aligned} \tag{15}$$

Für den Fall, dass die n H-Schleife den Freiheitsgrad $f = 1$ aufweist, welcher beispielsweise durch die Minimalkoordinate $s \equiv q_n$ beschrieben wird, werden die Ableitungen nach s mit den Definitionen

$$\lambda_i = -\frac{dq_i}{ds} \tag{16}$$

und

$$\hat{\mathbf{a}}'_i = \frac{d\hat{\mathbf{a}}_i}{ds} \tag{17}$$

dargestellt als

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{a}}'_1 &= \mathbf{0}, \\ \hat{\mathbf{a}}'_2 &= -\tilde{\hat{\mathbf{a}}}_1 \hat{\mathbf{a}}_2 \lambda_1, \\ &\vdots \\ \hat{\mathbf{a}}'_{n-1} &= -\tilde{\hat{\mathbf{a}}}_1 \hat{\mathbf{a}}_{n-1} \lambda_1 - \tilde{\hat{\mathbf{a}}}_2 \hat{\mathbf{a}}_{n-1} \lambda_2 - \dots - \tilde{\hat{\mathbf{a}}}_{n-2} \hat{\mathbf{a}}_{n-1} \lambda_{n-2}, \\ \hat{\mathbf{a}}'_n &= \mathbf{0}. \end{aligned} \tag{18}$$

Höhere Ableitungen werden durch Anwendung der Produktregel erhalten.

5 Überbestimmte n H-Mechanismen

Für eine allgemeine n H-Schleife ist mit der $(6, n)$ -Bindungsmatrix \mathbf{G} in den impliziten Schließbedingungen (14) der lokale Freiheitsgrad durch

$$f_{\text{lokal}} = n - \text{Rang}(\mathbf{G}) \quad (19)$$

definiert. Ohne Beschränkung der Allgemeinheit soll die Lage der Schraubachsen $\hat{\mathbf{a}}_i$ mit Hilfe des Vektors der Minimalkoordinaten \mathbf{s} parametrisiert werden. Bleibt der Rang der $(6, n)$ -Bindungsmatrix \mathbf{G} in allen möglichen Lagen der Schraubachsen $\hat{\mathbf{a}}_i(\mathbf{s})$, welche sich in der aktuellen Zusammenbaukonfiguration erreichen lassen, konstant, so ist der globale Freiheitsgrad der n H-Schleife gegeben durch

$$f_{\text{global}} = n - \text{Rang}(\mathbf{G}(\mathbf{s})). \quad (20)$$

Weist bei n H-Schleifen mit $n \leq 6$ die $(6, n)$ -Bindungsmatrix \mathbf{G} einen Rangabfall, $\text{Rang}(\mathbf{G}) < n$, in allen möglichen Lagen einer Zusammenbaukonfiguration auf, so ist die kinematische n H-Schleife *überbestimmt*. Ist der Rang der Bindungsmatrix in allen möglichen Lagen der Schraubachsen $\hat{\mathbf{a}}_i(\mathbf{s})$, welche sich in der aktuellen Zusammenbaukonfiguration erreichen lassen, konstant, $\text{Rang}(\mathbf{G}(\mathbf{s})) = n - f$, so besitzt die überbestimmte n H-Schleife den globalen Bewegungsfreiheitsgrad $f_{\text{global}} = f$, und die impliziten Schließbedingungen auf Geschwindigkeitsebene

$$\mathbf{G}(\mathbf{s}) \dot{\mathbf{q}}(\mathbf{s}) = \mathbf{0} \quad (21)$$

besitzen eine f -parametrische Lösungsmannigfaltigkeit, parametrisiert durch die Minimalkoordinaten $\mathbf{s} = [s_1 \quad \dots \quad s_f]$.

6 Mobilitätsbedingungen

Die impliziten Schließbedingungen erster Ordnung einer n H-Schleife (14) bilden ein homogenes lineares Gleichungssystem (LGS) für die Gelenkgeschwindigkei-

ten \dot{q}_i , welches $f = n - \text{Rang}(\hat{\mathbf{a}}_1, \dots, \hat{\mathbf{a}}_n)$ nichttriviale Lösungen besitzt.

Im Folgenden werden einschleifige nH -Mechanismen, $n \leq 6$, mit dem globalen Freiheitsgrad $f_{\text{global}} = 1$ und somit $\text{Rang}(\hat{\mathbf{a}}_1, \dots, \hat{\mathbf{a}}_n) = n - 1$, vgl. (20), betrachtet. Das homogene LGS (14) kann dann in das inhomogene LGS

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{a}}_n &= \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{a}}_1 & \dots & \hat{\mathbf{a}}_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \vdots \\ \lambda_{n-1} \end{bmatrix}, \quad \lambda_i = -\frac{\dot{q}_i}{\dot{q}_n} \quad (22) \\ \rightarrow \hat{\mathbf{a}}_n &= \mathbf{A} \quad \boldsymbol{\lambda} \end{aligned}$$

überführt werden, für welches eine Lösung im Falle von

$$\hat{\mathbf{a}}_n \in \{ \hat{\mathbf{a}}_1 \quad \dots \quad \hat{\mathbf{a}}_{n-1} \} \quad (23)$$

existiert. Da die $(6, n - 1)$ Matrix \mathbf{A} in (22) nach Voraussetzung vollen Rang hat, $\text{Rang}(\mathbf{A}) = n - 1$, ist die Lösung von (22) im Falle der Existenz mit Hilfe einer Linksinversen, zum Beispiel der MOORE-PENROSE-Pseudoinversen \mathbf{A}^+ gegeben durch

$$\boldsymbol{\lambda} = \mathbf{A}^+ \hat{\mathbf{a}}_n. \quad (24)$$

Für den Fall, dass die Schraubachsen $\hat{\mathbf{a}}_i$ der Gelenke einem überbestimmten nH -Mechanismus mit dem Freiheitsgrad $f_{\text{global}} = 1$ angehören, besitzt (22) eine durch die Minimalkoordinate s beschreibbare einparametrische Lösungsmannigfaltigkeit $\boldsymbol{\lambda} = \boldsymbol{\lambda}(s)$ und somit auch $\mathbf{A} = \mathbf{A}(s)$. Mit der Einschränkung $\dot{q}_n \neq 0$ wird als Minimalkoordinate s die Gelenkkoordinate des n -ten Gelenkes $s \equiv q_n$ definiert. Somit lautet das inhomogene LGS (22) für einen nH -Mechanismus mit dem Freiheitsgrad $f_{\text{global}} = 1$

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{a}}_n &= \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{a}}_1(s) & \dots & \hat{\mathbf{a}}_{n-1}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_1(s) \\ \vdots \\ \lambda_{n-1}(s) \end{bmatrix}, \quad \lambda_i = -\frac{\dot{q}_i}{\dot{s}} \quad (25) \\ \rightarrow \hat{\mathbf{a}}_n &= \mathbf{A}(s) \quad \boldsymbol{\lambda}(s). \end{aligned}$$

Die Schließbedingungen auf Lageebene $\mathbf{q} = \mathbf{q}(s)$ und somit die Lage der Gelenkachsen $\mathbf{A}(s)$ und $\boldsymbol{\lambda}(s)$ sind im Allgemeinen nicht explizit gegeben. Da diese Zusammenhänge analytische Funktionen sind, lassen sie sich jedoch exakt in eine TAYLOR-Reihe entwickeln. Die Reihenentwicklung der Schließbedingungen (25) um die aktuelle Lage $s_0 = q_{n0}$ mit $s = q_{n0} + \delta s$ lautet

$$\hat{\mathbf{a}}_{n0} = \overbrace{\left(\mathbf{A}_0 + \frac{\mathbf{A}'_0}{1!} \delta s + \frac{\mathbf{A}''_0}{2!} \delta s^2 + \dots \right)}^{\mathbf{A}(s)} \overbrace{\left(\boldsymbol{\lambda}_0 + \frac{\boldsymbol{\lambda}'_0}{1!} \delta s + \frac{\boldsymbol{\lambda}''_0}{2!} \delta s^2 + \dots \right)}^{\boldsymbol{\lambda}(s)} \quad (26)$$

mit den Größen

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{a}}_{n0} &= \hat{\mathbf{a}}_n, \\ \mathbf{A}_0 &= \mathbf{A}(s_0), \\ \mathbf{A}'_0 &= \left. \frac{d\mathbf{A}(s)}{ds} \right|_{s_0}, \\ &\vdots \\ \boldsymbol{\lambda}_0 &= \boldsymbol{\lambda}(s_0), \\ \boldsymbol{\lambda}'_0 &= \left. \frac{d\boldsymbol{\lambda}(s)}{ds} \right|_{s_0}, \\ &\vdots \end{aligned}$$

Die Ableitungen $\mathbf{A}'_0 = [\hat{\mathbf{a}}'_1 \quad \dots \quad \hat{\mathbf{a}}'_{n-1}]$ können algebraisch mit Hilfe von (18) ausgedrückt werden. Wenn die Reihenentwicklung (26) für beliebige Werte von δs gelten soll, dann müssen alle Koeffizienten der Potenzen von δs jeweils für sich verschwinden. Dies liefert alle Schließbedingungen höherer Ordnung in der aktuellen Lage der kinematischen Schleife,

$$\begin{aligned} \delta s^0: \quad \mathbf{A}_0 \boldsymbol{\lambda}_0 &= \hat{\mathbf{a}}_{n0} && \text{1. Ordnung,} \\ \delta s^1: \quad \mathbf{A}_0 \boldsymbol{\lambda}'_0 &= -\mathbf{A}'_0 \boldsymbol{\lambda}_0 && \text{2. Ordnung,} \\ \delta s^2: \quad \mathbf{A}_0 \boldsymbol{\lambda}''_0 &= -\mathbf{A}''_0 \boldsymbol{\lambda}_0 - 2\mathbf{A}'_0 \boldsymbol{\lambda}'_0 && \text{3. Ordnung,} \\ &\vdots && \end{aligned} \quad (27)$$

Jede der Schließbedingungen in (27) ist ein LGS mit sechs Gleichungen und den Unbekannten $\lambda_0, \lambda'_0, \lambda''_0, \dots$. Die n H-Schleife ist global beweglich, wenn eine Lösung aller Schließbedingungen in (27) existiert. Eine eindeutige Lösung von (27) existiert dann und nur dann, wenn jede rechte Seite von (27) im Spaltenraum der Matrix \mathbf{A}_0 liegt, also

$$\hat{\underline{a}}_{n0}, \quad -\mathbf{A}'_0 \lambda_0, \quad -\mathbf{A}''_0 \lambda_0 - 2\mathbf{A}'_0 \lambda'_0, \quad \dots \in \left\{ \hat{\underline{a}}_{10} \quad \dots \quad \hat{\underline{a}}_{n-1,0} \right\}. \quad (28)$$

Unter dieser Voraussetzung können die Lösungen der linearen Gleichungssysteme in (27) jeweils mit Hilfe einer Linksinversen der Matrix \mathbf{A}_0 , zum Beispiel der MOORE-PENROSE-Pseudoinversen \mathbf{A}_0^+ , dargestellt werden als

$$\begin{aligned} \lambda_0 &= \mathbf{A}_0^+ \hat{\underline{a}}_{n0}, \\ \lambda'_0 &= -\mathbf{A}_0^+ \mathbf{A}'_0 \lambda_0, \\ \lambda''_0 &= -\mathbf{A}_0^+ (\mathbf{A}''_0 \lambda_0 + 2\mathbf{A}'_0 \lambda'_0), \\ &\vdots \end{aligned} \quad (29)$$

beziehungsweise nach sukzessivem ineinander Einsetzen

$$\begin{aligned} \lambda_0 &= \mathbf{A}_0^+ \hat{\underline{a}}_{n0}, \\ \lambda'_0 &= -\mathbf{A}_0^+ \mathbf{A}'_0 \mathbf{A}_0^+ \hat{\underline{a}}_{n0}, \\ \lambda''_0 &= -\mathbf{A}_0^+ (-2\mathbf{A}'_0 \mathbf{A}_0^+ \mathbf{A}'_0 + \mathbf{A}''_0) \mathbf{A}_0^+ \hat{\underline{a}}_{n0}, \\ &\vdots \end{aligned} \quad (30)$$

Die Bedingung (28) kann mit Hilfe der Schraubentheorie geometrisch gedeutet werden. Alle Schrauben auf der rechten Seite von (27) und die Schrauben in den Spalten von \mathbf{A}_0 weisen die gleichen $p = 6 - \text{Rang}(\mathbf{A}_0) = 7 - n$ reziproken Schrauben $\hat{\underline{k}}_{j0}, j = 1, \dots, (7 - n)$ auf, also

$$\hat{\underline{k}}_{j0}^T \Delta \hat{\underline{x}} \stackrel{!}{=} 0 \quad \text{mit} \quad \Delta = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ \mathbf{E} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad j = 1, \dots, (7 - n), \quad (31)$$

wobei $\hat{\underline{x}}$ für eine beliebige rechte Seite der LGS (27) steht. Die reziproken Schrau-

ben $\hat{\underline{k}}_{j0}$ werden aus den Reziprozitätsbedingungen

$$\hat{\underline{k}}_{j0}^T \Delta \mathbf{A}_0 = \mathbf{0} \quad \text{bzw.} \quad \mathbf{A}_0^T \Delta \hat{\underline{k}}_{j0} = \mathbf{0}, \quad j = 1, \dots, (7 - n) \quad (32)$$

durch Bilden einer Basis des Nullraumes,

$$\hat{\underline{k}}_{j0}(\mathbf{A}_0) \subset \text{Kern} \left(\mathbf{A}_0^T \Delta \right), \quad j = 1, \dots, (7 - n) \quad (33)$$

erhalten. Einsetzen von (27) und (30) in die Reziprozitätsbedingung (31) liefert ein System von $m(7 - n)$ nichtlinearen Gleichungen $\mathbf{0} = \mathbf{g}_m(\underline{\hat{\mathbf{a}}}_{i0})$ für die $6n$ gesuchten Schraubenkoordinaten $\underline{\hat{\mathbf{a}}}_{i0}, i = 1, \dots, n$,

$$\begin{aligned} 0 &= \hat{\underline{k}}_{j0}^T(\mathbf{A}_0) \Delta \hat{\underline{\mathbf{a}}}_{n0} && \equiv g_1(\hat{\underline{\mathbf{a}}}_{10}, \dots, \hat{\underline{\mathbf{a}}}_{n0}), \\ 0 &= \hat{\underline{k}}_{j0}^T(\mathbf{A}_0) \Delta \mathbf{A}'_0 \mathbf{A}_0^+ \hat{\underline{\mathbf{a}}}_{n0} && \equiv g_2(\hat{\underline{\mathbf{a}}}_{10}, \dots, \hat{\underline{\mathbf{a}}}_{n0}), \\ 0 &= \hat{\underline{k}}_{j0}^T(\mathbf{A}_0) \Delta (-2\mathbf{A}'_0 \mathbf{A}_0^+ \mathbf{A}'_0 + \mathbf{A}''_0) \mathbf{A}_0^+ \hat{\underline{\mathbf{a}}}_{n0} && \equiv g_3(\hat{\underline{\mathbf{a}}}_{10}, \dots, \hat{\underline{\mathbf{a}}}_{n0}), \\ &\vdots && \\ 0 &= \dots && \equiv g_m(\hat{\underline{\mathbf{a}}}_{10}, \dots, \hat{\underline{\mathbf{a}}}_{n0}), \end{aligned} \quad (34)$$

für $j = 1, \dots, (7 - n)$, welche im Folgenden als *Mobilitätsbedingungen* bezeichnet werden [2]. Der Index m ist hierbei die höchste Ordnung der eingearbeiteten Schließbedingung, vgl. (27). Die Mobilitätsbedingungen (34) sind notwendige Bedingungen für globale Beweglichkeit eines nH -Mechanismus und sind unabhängig von der Wahl des Bezugssystems. Für eine nH -Schleife liefert die Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems (34) diejenigen Schraubachsen $\underline{\hat{\mathbf{a}}}_{i0}, i = 1, \dots, n$, in der aktuellen Lage, welche die Schließbedingungen bis zur Ordnung m erfüllen.

Es kann gezeigt werden [4], dass eine für globale Beweglichkeit hinreichende, aber bisher unbekannte, Ordnung der Schließbedingungen m_{\max} existiert. Das bedeutet, wenn alle Schraubachsen $\underline{\hat{\mathbf{a}}}_{i0}, i = 1, \dots, n$, in der aktuellen Lage die notwendigen Bedingungen (34) bis zur Ordnung m_{\max} erfüllen, dann sind auch automatisch alle notwendigen Bedingungen höherer Ordnung erfüllt, und die nH -Schleife hat den Bewegungsfreiheitsgrad $f_{\text{global}} = 1$.

7 Numerischer Synthesalgorithmus

Der numerische Synthesalgorithmus wird im Folgenden exemplarisch für den 6H-Mechanismus, $n = 6$, und den Freiheitsgrad $f_{\text{global}} = 1$ dargestellt. Es werden diejenigen Schraubenkoordinaten der Gelenkachsen $\hat{\mathbf{a}}_i, i = 1 \dots, 6$, ermittelt, welche die Residuen der Mobilitätsbedingungen (34) bis zu einer definierten Ordnung m_{num} numerisch zu Null erfüllen. Wenn die Ordnung m_{num} hinreichend für die globale Beweglichkeit der n H-Schleife ist, dann gehören die so bestimmten Gelenkachsen einem überbestimmten Mechanismus an.

Ohne Beschränkung der Allgemeinheit wird die Schraubachse $\hat{\mathbf{a}}_1$ in die x -Achse des Referenzsystems gelegt, also

$$\hat{\mathbf{a}}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & h_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T. \quad (35)$$

Außerdem wird die zweite Gelenkachse, siehe Abbildung 6, durch die Größen ℓ, a_{21}, a_{23} definiert als

$$\hat{\mathbf{a}}_2 = \begin{bmatrix} a_{21} & 0 & a_{23} & a_{23}\ell + h_2 a_{21} & 0 & -a_{21}\ell + h_2 a_{23} \end{bmatrix}^T. \quad (36)$$

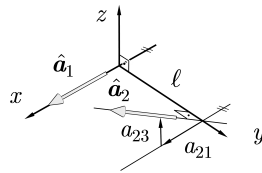


Abbildung 6: Definition der Achsen $\hat{\mathbf{a}}_1, \hat{\mathbf{a}}_2$

Unbekannte Größen sind somit

- die Steigung der ersten Schraubachse h_1 (1 Unbekannte)
- die Lage der zweiten Schraubachse mit den Größen a_{21}, a_{23} sowie dem Abstand ℓ (3 Unbekannte)
- die jeweils sechs Schraubenkoordinaten der vier weiteren Schraubachsen $a_{i1}, a_{i2}, a_{i3}, a_{i4}, a_{i5}, a_{i6}, i = 3, 6$ (24 Unbekannte).

Für die numerische Synthese eines 6H-Mechanismus werden die insgesamt 28 Unbekannten zu einem Vektor \boldsymbol{x} zusammengefasst. Für die Unbekannten \boldsymbol{x} werden zufällige Startwerte für die numerische Lösung generiert. Diese Startwerte werden mittels geeigneter numerischer Verfahren so iteriert, dass die Residuen der Mobilitätsbedingungen $g_1(\boldsymbol{x}), \dots, g_{m_{\text{num}}}(\boldsymbol{x})$ verschwinden. Nebenbedingungen sind die Normierungsbedingungen der Schrauben.

Ziel des Synthesealgorithmus ist es also, numerische Werte für \boldsymbol{x} und somit Koordinaten für die Schraubachsen $\hat{\boldsymbol{a}}_i, i = 1, \dots, 6$ zu finden, so dass die Residuen der Mobilitätsbedingungen $g_1(\boldsymbol{x}), \dots, g_{m_{\text{num}}}(\boldsymbol{x})$ aus (34) und die Normierungsbedingungen $f_i = |\boldsymbol{a}_i(\boldsymbol{x})| - 1, i = 2, \dots, 6$ zu Null werden. In der vorliegenden Arbeit wurden dazu verschiedene numerische Verfahren in MATLAB, ausgehend von zufällig generierten Startwerten, getestet.

Für den Fall, dass die Ordnung der höchsten mit berücksichtigten Schließbedingung m_{num} hinreichend ist für globale Beweglichkeit, so liefert dies einen numerischen Repräsentanten einer Familie von überbestimmten Mechanismen.

Mit dem beschriebenen numerischen Algorithmus wurden viele Beispiele von global beweglichen Mechanismen mit $n = 4, \dots, 6$ Gelenken vom Typ Dreh-, Schub- und Schraubgelenk gefunden [5, 7]. Dabei konnte ebenfalls die zur Synthese hinreichende Ordnung der zu erfüllenden Schließbedingungen m_{num} bestimmt werden. Die Zwischenergebnisse des beschriebenen Verfahrens können genutzt werden für die numerische Bestimmung der Übertragungsfunktionen von überbestimmten Mechanismen.

Literatur

- [1] R. S. Ball: *Theory of Screws*. Cambridge Univ. Press, 1900.
- [2] R. Bartkowiak: *Analyse und Synthese überbestimmter Mechanismen mit Hilfe der Schraubentheorie*. Dr. Hut Verlag München, 2013.
- [3] MISES, R. VON: *Motorrechnung, ein neues Hilfsmittel der Mechanik*. ZAMM, 4:155–181, 1924.

- [4] V. Alexandrov. Sufficient Condition for the Extendibility of an n th Order Flex of Polyhedra. *Beiträge zur Algebra und Geometrie*, 39:367-378, 1998.
- [5] R. Bartkowiak and C. Woernle. Numerical Synthesis of Overconstrained Mechanisms Based on Screw Theory. J. Lenarčič and M. M. Stanišić, editors, *Advances in Robot Kinematics*, pages 539-546. Springer, Berlin, 2010.
- [6] WOERNLE, C.: *Mehrkörpersysteme: Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper*. Springer Berlin, 2011.
- [7] R. Bartkowiak and C. Woernle. Sufficient conditions for the mobility of overconstrained mechanisms. In M. Husty, editor, *Recent Advances in Robot Kinematics*, pages 305-319. Springer, Berlin, 2012.

BERECHNETE ERZEUGUNG VON DREIDIMENSIONALEN OBERFLÄCHENMODELLEN IM STL-FORMAT AUS DER BESCHREIBUNG PLANARER MECHANISMEN FÜR DIE GENERATIVE FERTIGUNG DURCH SELEKTIVES LASERSINTERN

Tim C. Lueth und Franz Irlinger**

*Technische Universität München, Lehrstuhl Mikrotechnik und Medizingerätetechnik (MIMED), Boltzmannstr. 15, Geb. 1, tim.lueth@tum.de, irlinger@tum.de

Abstract (deutsch und englisch)

Der Beitrag beschreibt detailliert wie die Bestandteile eines planaren Mechanismus als geometrische Körper modelliert und im STL-Dateiformat für den 3D-Druck gespeichert werden können. Anhand des Entwurfs eines Viergelenks wird die komplette Kette vom mathematischen Modell bis hin zum Schreiben der druckbaren STL-Datei beschrieben. Die erläuterten Beispiele können leicht in MATLAB nachvollzogen werden.

Die Autoren sind überzeugt, dass der Entwurf von Mechanismen vor einem Umbruch steht, da ein automatischer Entwurf eines Mechanismus aus einer Bewegungsanforderung möglich wird und der 3D-Druck eines solchen kostengünstig und kurzfristig möglich ist. In Kombination mit preiswerten Motoren und einfachste Steuerungen stellen generativ gefertigte Mechanismen eine Alternative zur komplexen Programmierung von Robotern dar.

This paper describes in detail how to generate STL-Files using MATLAB for the generation of Mechanisms and Kinematic structures. For a 4Bar-Linkage, all design steps to come from a kinematic description to a 3D printable spatial object are explained.

The authors are convinced that the design of mechanisms will become popular again, since the automatic design to fulfill a movement task is

possible. 3D printing of mechanisms is cheap and possible within hours. Off-the-shelf motors and simple control boards are a real alternative to a complex programming task for 6DoF robots.

1 Motivation

Die Lehre der ungleichförmig übersetzenden Getriebe ist wesentliches Werkzeug zur formalen Beschreibung von Mechanismen. Neben der Analyse derartiger Konstruktionen ist vor allem die automatisierte, d.h. berechnete Synthese einer Konstruktion zur Lösung einer Bewegungsaufgabe von Bedeutung. Hier stehen grafische und analytische Lösungsverfahren in Kombination mit einer numerischen Optimierung zur Verfügung.

Eine einmal gefundene Mechanismus/Getriebe-Lösung steht jedoch immer im Wettbewerb zur Lösung derselben Bewegungsaufgabe durch einen allgemeinen programmierbaren Bewegungsautomaten, d.h. einen Roboter. Letzterer hat den scheinbaren Vorteil, dass er im Gegensatz zu der GetriebeLösung immer wiederverwendet werden kann und nur neu programmiert werden muß.

Dieser Vorteil gilt jedoch nur unter der impliziten Annahme, dass die Programmierung eines Roboters für eine Aufgabe tatsächlich einfacher ist als die Konstruktion und die Herstellung eines Bewegungsautomaten für eine Aufgabe. Gelingt es, einen Bewegungsautomaten aus einer Bewegungsaufgabe heraus vollständig automatisiert zu entwerfen und herzustellen, so dass nur noch preiswerte Antriebe angeflanscht werden müssen, verschwindet der Vorteil des Roboters. Es entstehen neue Anwendungsgebiete für die Mechanismen, dort wo die Kosten der Struktur deutlich unter den Kosten der Antriebe und der Steuerung liegen.

Der Beitrag stellt detailliert vor, wie unter ausschließlicher Nutzung von MATLAB direkt die notwendigen STL-Dateien für die generative Fertigung von Mechanismen bzw. einer vollständigen GetriebeLösung automatisiert erzeugt werden können. Unabhängig von dem aktuellen Forschungsstand beschränkt sich dieser Beitrag auf planare Mechanismen.

2 Oberflächenmodellierung geometrischer Körper

In diesem Beitrag werden geometrische Körper vollständig durch die Gesamtmenge der ebenen Oberflächen des Körpers beschrieben. Dies ist die optimale Darstellungsform für die spätere Konvertierung in das STL-Dateiformat. Ein dreidimensionaler Körper besteht daher aus Eckpunkten (engl. Vertex) und ebenen Flächen (engl. Facet), die durch die Eckpunkte aufgespannt werden. Die Form der Modellierung eines Körpers durch ebene Flächen ist in der Computergrafik, beim Export aus CAD-Programmen und in der generativen Fertigung ein sehr verbreiteter Standard. Diese Modellierung wird auch direkt von MATLAB unterstützt. Sie wird Boundary Representation (BREP) genannt.

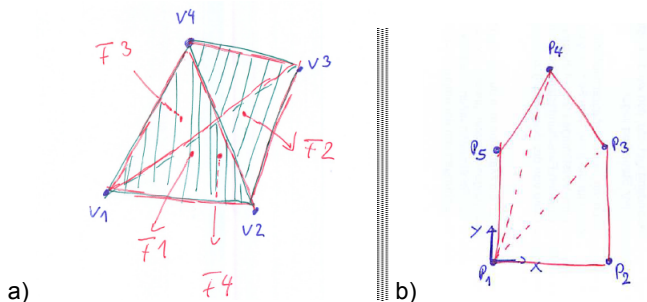


Abb. 1: a) Ein Körper wird durch die ihn umschließenden ebene Flächen (grün) beschrieben, die durch Konturen (rot) definiert sind, die durch die Eckpunkte (blau) des Körpers aufgespannt werden. b) Grundsätzlich können auch Flächen, die nicht dreieckig sind, bzw. deren eingrenzenden Konturen vollständig in dreieckige Teilflächen bzw. Dreieckskonturen unterteilt werden (engl. Tessellation).

Betrachten wir den Tetraeder aus Abb. 1, so wird schnell klar, dass wir eine Liste der Eckpunkte (Vertex-List, VL) mit den räumlichen Koordinaten benötigen. Die MATLAB-Notation lautet für eine Liste der xyz -Koordinaten von vier Eckpunkten eines Tetraeders:

$$VL = \begin{bmatrix} x_1 & y_1 & z_1; \\ x_2 & y_2 & z_2; \\ x_3 & y_3 & z_3; \\ x_4 & y_4 & z_4 \end{bmatrix} \quad \text{bzw.} \quad VL = [x_1 \ y_1 \ z_1; x_2 \ y_2 \ z_2; x_3 \ y_3 \ z_3; x_4 \ y_4 \ z_4]$$

Für den Tetraeder aus Abb. 1a lautet die Liste beispielsweise:

$VL=[0\ 0\ 0; 10\ 0\ 0; 10\ 10\ 0; 5\ 5\ 5];$

Prinzipiell könnte eine ebene Fläche eine Kontur mit beliebig vielen Eckpunkten zur Eingrenzung benötigen. Zur Beschleunigung vieler Algorithmen werden jedoch grundsätzlich alle Flächen bzw. Konturen in Dreiecke bzw. Dreieckskonturen zerlegt. Diese Zerlegung (Abb. 1b) wird Tessellierung genannt.

Bei der Beschreibung der Flächen werden daher immer 3 Punkte aus der Vertex-List benötigt, um eine Fläche durch die Umlaufkontur zu beschreiben. Jede Fläche besteht aus 3 Punkten aus der Vertex List. Gibt es n Flächen ist die Flächen-Liste (Facet-List, FL) $n \times 3$ Eckpunkte lang.

$$\begin{array}{rcl}
 FL = [& f_1; & FL = [& v_{1,1} & v_{1,2} & v_{1,3}; \\
 & f_2; & & v_{2,1} & v_{2,2} & v_{2,3}; \\
 & \vdots & = & \vdots & \vdots & \vdots \\
 & f_n] & & v_{n,1} & v_{n,2} & v_{n,3}]
 \end{array}$$

Die Fläche 2 aus Abb. 1a beschreiben wir einfach mit [2 3 4] oder [3 4 2] oder [4 2 3]. Diese Darstellungen sind austauschbar. Mit der rechten-Hand-Regel wird gleichzeitig der Normalenvektor der Fläche definiert. Er muss immer von dem Körper weg zeigen und darf nie in den Körper hinein zeigen. Um die Flächennormale umzukehren genügt es, zweiten und dritten Index einer Fläche zu tauschen. Die Punkte [2 4 3], [3 2 4] und [4 3 2], beschreiben daher alle eine Fläche an derselben Position, jedoch zeigt hier der Normalenvektor fälschlicherweise nach innen. In MATLAB schreiben wir demnach für den Tetraeder aus Abb. 1a die Flächen-Liste:

$FL=[1\ 2\ 4; 2\ 3\ 4; 3\ 1\ 4; 1\ 3\ 2];$

Zur Darstellung am Bildschirm mit MATLAB genügt das Kommando *trisurf*.

`trisurf(FL,VL(:,1), VL(:,2), VL(:,3)); axis equal; view(0,30); hold on; rotate3d`

Um ein Objekt einzufärben (flächenbezogen oder punktbezogen), es zu beleuchten oder transparent zu gestalten, gibt es in MATLAB weitere Kommandos. Wichtig für die Darstellung ist oft noch eine Beschriftung der Eckpunkte mit dem Kommando *text*.

`for i=1:size(VL,1); text(VL(i,1), VL(i,2), VL(i,3), sprintf('P%i',i)); end`

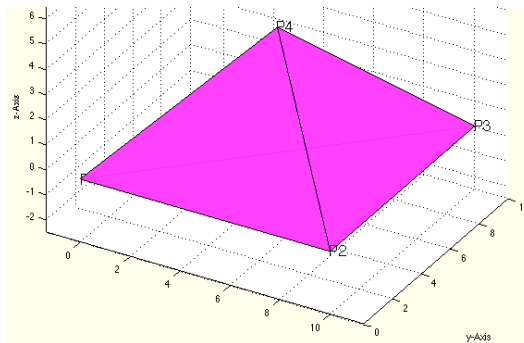


Abb. 2: Das MATLAB Kommando `trisurf(FL,VL(:,1), VL(:,2), VL(:,3))` zeichnet einen Körper bestehend aus einer Vertex-List `VL` und einer Facet-List `FL` am Bildschirm.

Wir definieren für den späteren Gebrauch eine kleine MATLAB-Funktion:

```
function VLFLplot (VL,FL)
```

```
    trisurf (FL,VL(:,1), VL(:,2), VL(:,3)); axis equal; hold on;
```

```
    for i=1:size(VL,1); text (VL(i,1), VL(i,2), VL(i,3), sprintf ('P%i',i)); end
```

```
end
```

3 Generierung einer STL-Datei

Um geometrische Körper mit einem 3D-Drucker direkt auszudrucken oder die Daten zu einem Druckservice (z.B. www.shapeways.com) hochzuladen, benötigt man eine Datei im STL-Dateiformat. Diese kann man sich im ASCII-Textformat sehr einfach mit einer kleinen MATLAB Funktion selbst aus einer Vertex-List und einer Facet-List erzeugen:

```
function VLFLwriteSTL (VL,FL)
    fid=fopen ('TEST.STL','W'); % Open file to write
    fprintf (fid,'solid TEST\n'); % Write first line: solid
    n=size (FL,1); % n = number of facets
    for i=1:n % Loop to write all facets
        p1=VL(FL(i,1),:); p2=VL(FL(i,2),:); p3=VL(FL(i,3),:); % 3 vertices of the facet
        pn=cross (p2-p1, p3-p1); pn=pn/norm (pn); % calc the normal vector
        fprintf (fid,' facet normal %f %f %f\n', pn(1),pn(2),pn(3)); % Write normal vector
        fprintf (fid,' outer loop\n'); % Write: outer loop
        fprintf (fid,' vertex %f %f %f\n',p1(1),p1(2),p1(3)); % Write 1st. vertex x y z
        fprintf (fid,' vertex %f %f %f\n',p2(1),p2(2),p2(3)); % Write 2nd. vertex x y z
        fprintf (fid,' vertex %f %f %f\n',p3(1),p3(2),p3(3)); % Write 3rd. vertex x y z
        fprintf (fid,' endloop\n'); % Write: endloop
        fprintf (fid,' endfacet\n'); % Write: endfacet
    end % End of the loop
    fprintf (fid,'endsolid\n'); % Write line: endsolid
    fclose (fid); % Close the file
end;
```

Eine STL-Datei beginnt mit einer ersten Zeile mit dem Text *solid*. Danach werden alle Dreiecksflächen in das File geschrieben. Jede Fläche besteht aus 7 Zeilen. Die 1. Zeile jeder Fläche gibt die Koordinaten des Normalenvektors der Fläche nach der rechten Hand-Regel an:

$$\mathbf{v}_n = (p_2 - p_1) \times (p_3 - p_1); \quad \mathbf{e}_n = \mathbf{v}_n / |\mathbf{v}_n|$$

Es folgt eine 2. Zeile mit dem Text: *outer loop*. Dann folgen drei Zeilen mit den Koordinaten der drei Eckpunkte jeweils mit dem Vorspann: *vertex*. Es folgen eine 6. Zeile mit dem Text *endloop* und eine 7. Zeile mit *endfacet*. Dann folgen die anderen Flächen. Die letzte Zeile der Datei heißt: *endsolid*.

Für das Beispiel mit dem Tetraeder erhält man so die STL-Datei „TEST.STL“. Diese Datei kann mit jedem STL-Viewer angesehen werden oder auf einem 3D-Drucker ausgedruckt werden. Die Einheit für den Wert 1 wird vor dem Druck nachgefragt: 1 entspricht 1mm oder 1 entspricht 1m:

```
solid
facet normal 0.000000 -0.707107 0.707107
outer loop
vertex 0.000000 0.000000 0.000000
vertex 10.000000 0.000000 0.000000
vertex 5.000000 5.000000 5.000000
endloop
endfacet
facet normal 0.707107 -0.000000 0.707107
outer loop
vertex 10.000000 0.000000 0.000000
vertex 10.000000 10.000000 0.000000
vertex 5.000000 5.000000 5.000000
endloop
endfacet
facet normal -0.707107 0.707107 0.000000
outer loop
vertex 10.000000 10.000000 0.000000
vertex 0.000000 0.000000 0.000000
vertex 5.000000 5.000000 5.000000
endloop
endfacet
facet normal 0.000000 0.000000 -1.000000
outer loop
vertex 0.000000 0.000000 0.000000
vertex 10.000000 10.000000 0.000000
vertex 10.000000 0.000000 0.000000
endloop
endfacet
endsolid
```

Ein bekanntes kostenloses Programm zur Darstellung und Analyse von STL-Dateien ist MeshLab. Es ist für Windows und Mac-Rechner verfügbar.

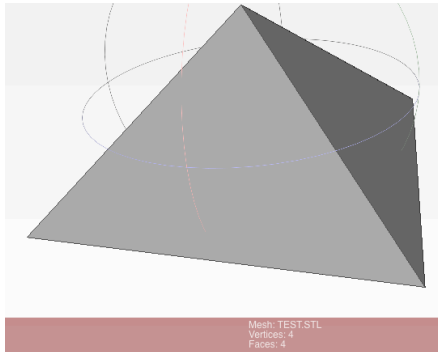


Abb. 3: Die selbsterzeugte STL-Datei kann direkt von dem STL-Anzeige- und Analyseprogramm MeshLab eingelesen werden.

4 Einfache 3D-Modellierung mit konvexen Polygonen

Um einfach planare Mechanismen entwerfen zu können, bietet es sich an, sogenannte zweieinhalb-dimensionale ($2\frac{1}{2}D$) Körper zu entwerfen. Diese bestehen aus einer ebenen Grundfläche, die durch eine Kontur umschrieben ist, sowie einer zweiten in z -verschobenen Deckfläche, die mit der Grundfläche identisch ist.

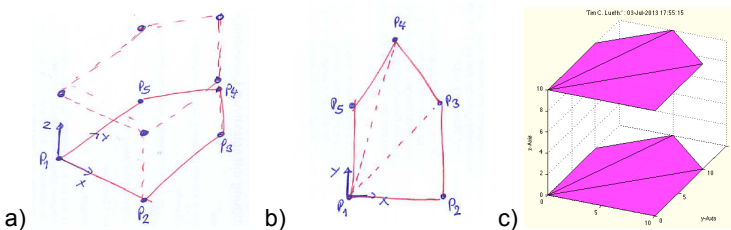


Abb. 4: a) Ein $2\frac{1}{2}D$ -Körper besteht aus zwei identischen übereinander angeordneten ebenen Flächen. b) Konvexe Polygone können leicht in Dreiecke zerlegt (tesselliert) werden. c) MATLAB Darstellung

Zur Beschreibung der ebenen 2D-Grundfläche verwenden wir eine Punktliste ähnlich der Vertex-List jedoch nun nur mit xy -Koordinaten:

$$PL = [x_1 \ y_1; \ x_2 \ y_2; \ \dots; \ x_n \ y_n]$$

Sollen daraus dreidimensionale Koordinaten werden geschieht das in MATLAB einfach für die z -Koordinate mit: $VL = [PL, z * \text{ones}(\text{size}(PL,1),1)]$

Aus dem Polygon der Grundfläche des Fünfecks aus dem Beispiel kann also schnell die Vertex-List der unteren und der oberen Ecken berechnet werden.

```
PL=[0 0; 10 0; 10 10; 5 15; 0 10]           % Punkte Liste
VLU=[PL, 0*ones(size(PL,1),1)]           % Ergänze unten z= 0 Koordinate
VLO=[PL, 10*ones(size(PL,1),1)]         % Ergänze oben z=10 Koordinate
```

Soll ein konvexes Polygon in dreieckige Flächen bzw. Polygonzüge zerlegt werden geschieht dies für n Punkte sehr einfach durch die Flächen [1 2 3], [1 3 4], [1 4 5] usw. Der erste Punkt 1 bleibt für alle Dreiecke identisch, während der zweite und dritte Punkt wandern. In MATLAB kann man die Erzeugung einer Facet-List für n Punkte durch eine einzige Zeile schreiben:

```
n=size(PL,1);   FL=[ones(1,n-2); 2:n-1; 3:n]'
```

Bei dieser Schreibweise zeigen die Normalenvektoren der Flächen nach oben. Dies würde aber nur für die Dachfläche korrekt sein. Die untere Fläche müsste die letzten beiden Spalten vertauscht haben, damit die Normalenvektoren nach unten zeigen. Die geht in MATLAB sehr elegant:

```
FLO=FL;   FLU=[FL(:,1) FL(:,3) FL(:,2)];
```

Da für den Körper alle 10 Punkte benötigt werden, kann man die Vertex-Listen hintereinander hängen. Möchte man auch die Flächen hintereinander hängen, darf man nicht vergessen, bei der oberen Flächenliste zu jedem Index die Anzahl n der Punkte hinzuzuaddieren, da oben die Indizes nicht von 1 bis n (d.h. 1..5) sondern von $n+1$ bis $2*n$ (6..10) laufen.

```
VL=[VLU;VLO];   FL=[FLU; FLO+n];
```

Für einen Vollkörper fehlen jetzt nur noch die Seitenwände. Das Prinzip ist klar: Für jedes rechteckige Seitenwandsegment benötigen wir 2 Dreiecke.

```
FLA=[1:n; 2:n 1; 2+n:n+n 1+n]'
```

```
FLB=[1:n; 2+n:n+n 1+n; 1+n:n+n]'
```

```
FL=[FLU;FLO+n;FLA;FLB]
```

Damit kann der Körper bestehend aus Vertex-List und Facet-List aus einer Polygonbeschreibung generiert und als STL-Datei gespeichert werden.

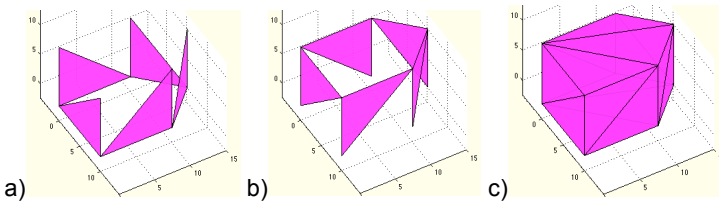


Abb. 5: a) Flächen A der Außenwand. b) Flächen B der Außenwand. c) Finale Beschreibung des Körpers durch Vertex-List und Facet-List.

Selbstverständlich wird eine solche Vorgehensweise in einer kleinen Funktion zusammengefasst.

```
function [VL,FL]=VLFLoFPLz (PL,z)
    n=size(PL,1);
    VLU=[PL, 0*ones(n,1)];
    VLO=[PL, z*ones(n,1)];
    FL=[ones(1,n-2); 2:n-1; 3:n]';
    FLO=FL; FLU=[FL(:,1) FL(:,3) FL(:,2)];
    VL=[VLU;VLO];
    FLA=[1:n; 2:n 1; 2+n:n+n 1+n]';
    FLB=[1:n; 2+n:n+n 1+n; 1+n:n+n]';
    FL=[FLU;FLO+n;FLA;FLB];
end
```

5 Tessellierung verschachtelter Konturen

Bei den konvexen Polygonen haben wir uns des Tricks bedient, dass die Reihenfolge der Punkte der Punktliste gleichzeitig auch den Polygonzug definiert hat. Dies ist nicht mehr möglich, wenn wir beispielsweise die Koppel eines 4-Gelenks mit zwei Bohrungen für die Drehgelenke beschreiben wollen. Dann besteht die ebene Grundfläche aus mehreren verschachtelten Konturen. In diesem Fall müssen wir neben der Punktliste auch noch eine Kantenliste (Edge-List, EL) definieren, die angibt, welche Punkte aufeinander folgen.

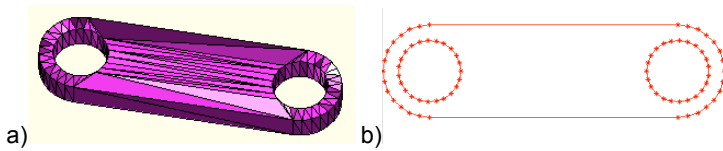


Abb. 6: a) Körper mit Bohrungen benötigen zur Beschreibung der Grundfläche neben einer Punktliste PL zusätzlich noch eine Kantenliste EL, die erläutert, wie die Punkte verbunden werden müssen, um geschlossene Konturen zu definieren. b) Drei Konturen der Fläche

$$\begin{array}{l}
 EL = [\quad e_1 ; \\
 \quad e_2 ; \\
 \quad \vdots \\
 \quad e_n]
 \end{array}
 =
 \begin{array}{l}
 EL = [\quad p_{1,1} \quad p_{1,2}; \\
 \quad p_{2,1} \quad p_{2,2}; \\
 \quad \vdots \quad \quad \quad \vdots \\
 \quad p_{n,1} \quad p_{n,2}]
 \end{array}$$

Ist diese Liste sinnvoll sortiert, dann beschreiben die ersten Kanten die äußerste Kontur und die nachfolgenden Kanten die Konturen, die innerhalb der ersten liegen. Unter dem Begriff *Delaunay-Triangulation* findet man in der Literatur Algorithmen zur Tessellierung von Flächen in Dreiecke. Diese Verfahren sind seit einigen Jahren Bestandteil von MATLAB. Für zweidimensionale Punktlisten und zweidimensionale Kantenlisten kann man sich die Tessellierung in Dreiecke mit drei Kommandos berechnen lassen.

```

dt=DelaunayTri(PL, EL);      % Definieren der Konturen durch Punkte und Kanten
inindex=inOutStatus(dt);    % Flächenindex außerhalb innerer Konturen
FL=dt(inindex,:);          % Flächenliste nur der äußersten Kontur
    
```

Mit den drei Funktionen können beliebige Flächen tesselliert werden:

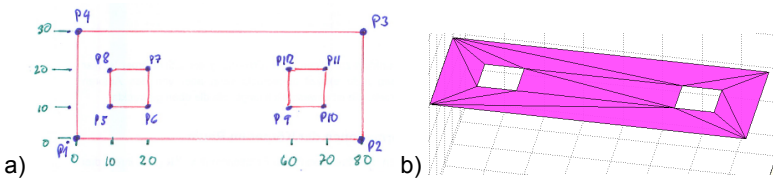


Abb. 7: a) Fläche mit Bohrungen. b) Ergebnis der Delaunay-Triangulation

Für die Abb. 7 lauten Punkte-Liste (PL) und Kanten-Liste (EL) wie folgt:

```

PL=[0 0;80 0;80 30;0 30;10 10;20 10; 20 20; 10 20;60 10;70 10;70 20; 60 20]
EL=[ 1 2;2 3;3 4;4 1;5 6;6 7;7 8; 8 5;9 10;10 11;11 12;12 9]
    
```

Die Berechnung der Wandflächen geschieht analog zu den oben beschriebenen konvexen Konturen. Einziger Unterschied ist, dass die geschlossenen Konturen nacheinander abgearbeitet werden müssen und während die Wände der äußeren Kontur nach außen zeigen, müssen die Wände der Bohrungen nach innen zeigen.

Die MATLAB-Funktion zur allgemeinen Erzeugung der 2½D-Körper ist hier aus Platzgründen nicht explizit abgedruckt kann aber von den Autoren angefordert werden. Sie ist nur unwesentlich länger als die oben gedruckte.

6 Transformationen der Körper im Raum

Bekanntermaßen beschreibt eine 3D-Rotationsmatrix ${}^0\mathbf{R}_A$ in ihren drei Spalten die drei Einheitsvektoren der gedrehten Orthonormalbasis A in dem Ursprungskordinatensystem 0 . Um die Lage eines neuen Koordinatensystems A relativ zu dem Ursprungskordinatensystem anzugeben, benötigt man dann nur noch den Translationsvektor ${}^0\mathbf{t}_A$ zum Ursprung des neuen Koordinatensystems A . Rotation und Translation werden häufig mit der homogenen Transformationsmatrix zusammengeschieden. Das Ursprungssystem steht als Index links oben. Das Zielsystem als Index rechts unten.

$${}^0\mathbf{T}_A = \begin{bmatrix} {}^0\mathbf{R}_A & {}^0\mathbf{t}_A \\ \mathbf{0} & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_x & \mathbf{e}_y & \mathbf{e}_z & \mathbf{t} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \text{mit } {}^0\mathbf{R}_A = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_x & \mathbf{e}_y & \mathbf{e}_z \end{bmatrix}_A, \quad {}^0\mathbf{t}_A$$

Möchte man die Position eines Punktes gegeben durch Koordinaten im System A in das System 0 umrechnen, geschieht dies durch:

$${}^0\mathbf{p} = {}^0\mathbf{R}_A \cdot {}^A\mathbf{p} + {}^0\mathbf{t}_A \Leftrightarrow {}^A\mathbf{p} = \left({}^0\mathbf{R}_A\right)^{-1} \left({}^0\mathbf{p} - {}^0\mathbf{t}_A\right) = \left({}^0\mathbf{R}_A\right)^T \left({}^0\mathbf{p} - {}^0\mathbf{t}_A\right)$$

Wenn jeder Punkt um eine 4. Koordinate mit dem festen Wert 1 ergänzt wird $\mathbf{p} = \begin{pmatrix} x & y & z & 1 \end{pmatrix}$, dann können diese Gleichungen erheblich verkürzt geschrieben werden:

$${}^0\mathbf{p} = {}^0\mathbf{T}_A \cdot {}^A\mathbf{p} \Leftrightarrow {}^A\mathbf{p} = {}^A\mathbf{T}_0 \cdot {}^0\mathbf{p}$$

Wir nutzen im Weiteren nur die kürzere Schreibweise mit den T-Matrizen.

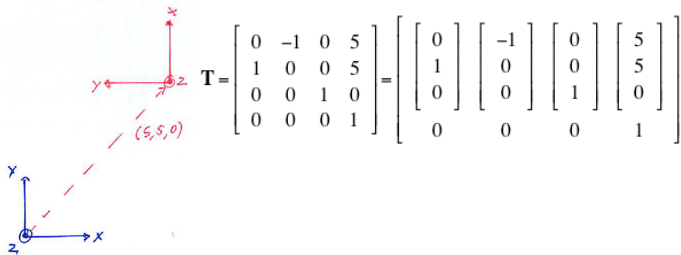


Abb. 8: Die neue Lage der Einheitsvektoren und die Verschiebung des Ursprungs kann direkt in der 4x4 Matrix abgelesen werden.

Bei einer Verschiebung von (20,20,0) statt (5,5,0) schreiben wir die Matrix aus Abb. 8 in MATLAB:

```
T=[0 -1 0 20; 1 0 0 20; 0 0 1 0; 0 0 0 1] % Definieren eines Koordinatensystems
```

Dann definieren wir einen Körper aus dem Fünfeck aus dem Abschnitt 4 und zeichnen diesen:

```
[VL,FL]=VLFLofPLz (PL,10) % Erzeuge einen Körper aus einem Polygon
trisurf (FL,VL(:,1), VL(:,2), VL(:,3)); axis equal; view (0,30); hold on; rotate3d
```

Stellen wir uns vor, die Koordinaten in der VL bezögen sich auf das Koordinatensystem T, dann könnten wir die Weltkoordinaten wie folgt berechnen. Wir ergänzen eine feste 4. Koordinate 1 und transformieren die vollständige Vertex-List mit einem einzigen MATLAB-Kommando.

```
VL=[VL ones(size(VL,1),1)]; % Ergänze eine 4 Koordinate 1
```

```
VLT=(T*VL)'; % Transformiere alle Punkte
```

```
trisurf (FL,VLT(:,1), VLT(:,2), VLT(:,3)); axis equal; view (0,30); hold on;
```

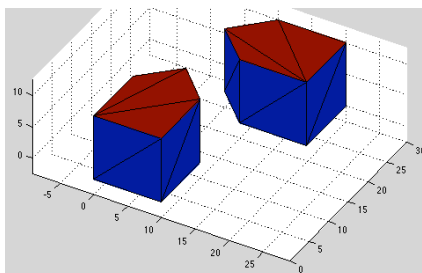


Abb. 9: Bei der Verwendung von 4x4 Matrizen können die Körper über ein kurzes MATLAB-Kommando im Raum transformiert werden.

Wir haben jetzt quasi zwei Körper:

- Definiert durch Facet-List FL und die ursprüngliche Vertex-List VL
- Definiert durch Facet-List FL und die transformierte Vertex-List VLT

7 Fusionieren mehrerer Körper in einer STL-Datei

Um mehrere Körper zu verbinden, die später gemeinsam gedruckt werden sollen, wie beispielsweise ein montiertes Viergelenk, müssen nur die entsprechenden Eckpunktlisten (Vertex-List) und Flächenlisten (Facet-List) aneinandergehängt werden. Das haben wir eigentlich bereits zur Erzeugung der Polygonkörper getan. Die Vertex-Listen werden direkt hintereinander gehängt. Die Facet-Listen werden ebenfalls hintereinander gehängt, wobei die Indizes der zweiten Liste um die Anzahl der Eckpunkte aus der ersten Vertex-List erhöht werden müssen.

```
function [VL,FL]=VLFLcat (VLA,FLA,VLB,FLB)
    VL=[VLA;VLB];
    FL=[FLA;FLB+size(VLA,1)];
end
```

Die beiden Körper aus dem letzten Beispiel würde man daher für das 3D-Drucken gemeinsam in eine STL-Datei schreiben. Ihre räumliche Lage zueinander bleibt beim Druck erhalten.

```
PL=[0 0; 10 0; 10 10; 5 15; 0 10]           % Definiere eine Flächenkontur
[VL,FL]=VLFLofPLz (PL,10)                   % Erzeuge VLFL-Körper
T=[0 -1 0 20; 1 0 0 20; 0 0 1 0; 0 0 0 1]   % Definiere Koordinatensystem T
VL=[VL ones(size(VL,1),1)]; VLT=(T*VL)';    % Körper im Koordinatensystem T
[VL,FL]=VLFLcat(VL,FL,VLT,FL);             % Verbinde die beiden Körper
VLFLwriteSTL(VL,FL);                        % Schreibe STL-Datei
VLFLplot(VL,FL);                            % Zeichne beide Körper
```

8 Berechnung eines montierten Viergelenks in STL

Mit den bereits beschriebenen Funktionen haben die Autoren drei kleine MATLAB-Funktionen erstellt, um gedruckte Viergelenke bzw. deren STL-Dateien direkt aus mathematischen Beschreibungen zu generieren. Die Verkettung bzw. „virtuelle“ Montage findet über die homogenen Transformationsmatrizen statt. Die drei Element-Funktionen lauten:

function [VL,FL]=**VLFLbolt** (RA,H)

Bolzen mit Außenradius RA und Höhe H

function [VL,FL]=**VLFLspacer** (RA,RI,H)

Hülse mit Außenradius RA, Innenradius RI und Höhe H

function [VL,FL]=**VLFLlinkage** (R,RI,H,D)

Koppel mit Außenradius RA, Innenradius RI, Höhe H und Lochabstand D in x.

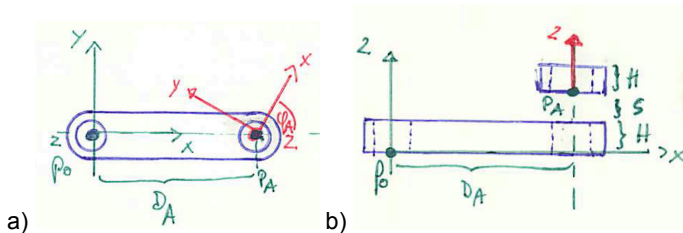


Abb. 10: a) Aufsicht auf die Koppel b) Seitenansicht mit Höhe H der Koppel und Abstand s zwischen den Koppeln. Der Punkt \mathbf{p}_0 ist der Ursprung der Koppel, \mathbf{p}_A ist das Ende der Koppel und liegt in z höher als \mathbf{p}_0

Zur Berechnung der kinematischen Kette verwenden wir die homogene Transformationsmatrix aus Abschnitt 6. Für eine Koppel wie in Abb. 11 mit einem Fixpunkt \mathbf{p}_0 im Ursprung, einer Entfernung D_A in x-Richtung zu einer Drehachse in \mathbf{p}_A lautet die beschreibende Transformationsmatrix

$${}^0\mathbf{T}_A = \begin{pmatrix} \cos\varphi_A & -\sin\varphi_A & 0 & D_A \\ \sin\varphi_A & \cos\varphi_A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & H+s \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \Rightarrow {}^0\mathbf{p} = {}^0\mathbf{T}_A \cdot {}^A\mathbf{p} \Rightarrow \begin{pmatrix} D_A \\ 0 \\ H+s \\ 1 \end{pmatrix} = {}^0\mathbf{T}_A \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Wenn wir uns also für die Position des Ursprungs (0,0,0) des Koordinatensystems A in den Koordinaten des Koordinatensystems 0 interessieren, müssen wir einfach nur diesen Nullvektor (und die ergänzte 4. Koordinate 1) mit der Transformationsmatrix multiplizieren.

Die Höhe H ist notwendig, da unsere Koppel in der Realität dreidimensional ist, also das nächste Glied darüber liegen muss. Der Abstand s ist notwendig, damit beim 3D-Druck die Körper nicht fest verbunden werden. Der Wert für s ist für das Selektive-Laser-Sintern für Kontaktflächen im mm-Bereich zwischen 0,3 mm (mit Kraft lösbar) und 0,5 mm (ohne Kraft lösbar).

Diese T-Matrizen zur Beschreibung der Koordinatensysteme erzeugen wir im weiteren ebenfalls über eine einfache MATLAB Funktion:

```
function T=TofDPhiH (D,Phi,H)
```

Nach diesen Vorüberlegungen können wir jetzt ein Viergelenk direkt aus der mathematischen Beschreibung heraus räumlich berechnen und in Kunststoff drucken. Die Aufgabe lautet: Drei Glieder A (60 mm), B (20 mm), C (30 mm) jeweils im Winkel von 60 Grad ($\pi/3$) zu verbinden und dann ein viertes Glied D zu entwerfen. Wir nehmen als Höhe 8 mm und als Spaltmaß 0,5 mm.

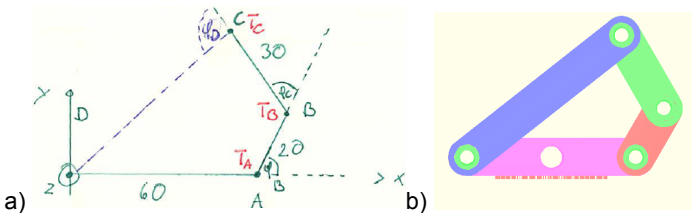


Abb. 11: a) Auslegung eines Viergelenks, b) räumliche Umsetzung

Im ersten Schritt definieren wir die Koordinatensysteme:

```
TA=TofDPhiH (60, pi/3, 8+0.5)      % 60 mm lang, 60° Drehung, 8.5 Abstand
TB=TA*TofDPhiH (20, pi/3, 8+0.5)  % 20 mm lang, 60 Grad Drehung
TC=TB*TofDPhiH (30, 0, 8+0.5)     % 30 mm lang, Drehung ist unwichtig
```

Die Länge D_D (70 mm) des vierten Glieds D berechnen wir aus dem Translationsvektor von TC. Ebenso wird der Winkel φ_D mit dem arctan aus dem Translationsvektor von TC berechnet. Die Matrix TD im Ursprung kann dann mit $TD = \text{TofDPhiH}(0, \varphi_D, 3*(8+0.5))$ berechnet werden.

Im zweiten Schritt werden dann die geometrischen Körper berechnet:

```
[VLA,FLA]= VFLLinkage (8,4,8,60);
[VLB,FLB]= VFLLinkage (8,4,8,20); VLB=(TA*[VLB ones(1,size(VLB,1))]')
[VLC,FLC]= VFLLinkage (8,4,8,30); VLC=(TB*[VLC ones(1,size(VLC,1))]')
[VLD,FLD]= VFLLinkage (8,4,8,DD); VLD=(TD*[VLD ones(1,size(VLD,1))]')
```

Im dritten Schritt werden dann die geometrischen Körper verbunden:

```
[VL,FL]=VFLcat (VLA,FLA,VLB,FLB)
[VL,FL]=VFLcat (VL,FL,VLC,FLC)
[VL,FL]=VFLcat (VL,FL,VLD,FLD)
```

Im vierten Schritt, der hier nicht beschrieben wird, ergänzen wir dann Bolzen und Abstandshülsen analog durch Erzeugung und Translation.

Im fünften Schritt, zeichnen wir den Körper, schreiben ihn in eine STL-Datei und drucken ihn beispielsweise im SLS-Verfahren als montiertes Viereck.

VLFLplot (VL,FL)

VLFLwriteSTL (VL,FL)

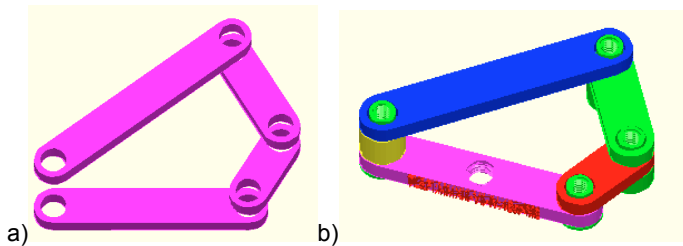


Abb. 12: a) Durch Transformationen angeordnete vier Gelenkglieder. b) Zusammensetzung eines Viereckgelenks aus den drei Komponenten Bolzen, Hülse und Glied. Die gezeigte Kinematik kann direkt am Bildschirm angezeigt und aus MATLAB in 3D-gedruckt werden.

9 Alternative Berechnung

Zur Vollständigkeit sei erwähnt, dass man dieselbe Berechnung auch mit einem veränderten Ansatz zur Erstellung der Transformationsmatrix hätte durchführen können. Dabei wird die Drehachse in den Ursprung gelegt.

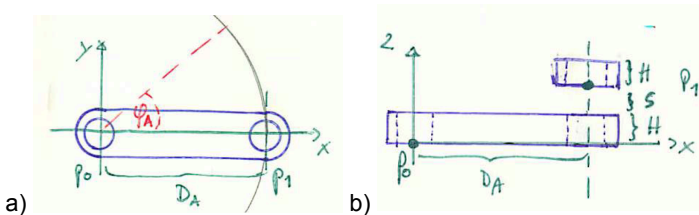


Abb. 13: a) Aufsicht auf die Koppel b) Seitenansicht mit Höhe H der Koppel und Abstand s zwischen den Koppel. Der Punkt \mathbf{p}_0 ist der Ursprung der Koppel, \mathbf{p}_1 ist das Ende der Koppel und liegt in z höher als \mathbf{p}_0

Liegt der linke Drehpunkt \mathbf{p}_0 der Koppel im Ursprung, dann beschreibt in Abhängigkeit von dem Drehwinkel φ_A und dem Abstand D_A zum zweiten Drehpunkt die Matrix ${}^0\mathbf{T}_A$ das Koordinatensystem dieses zweiten bzw. folgenden Drehpunkts \mathbf{p}_1

$${}^0\mathbf{T}_A = \begin{pmatrix} \cos\varphi_A & -\sin\varphi_A & 0 & D_A \cdot \cos\varphi_A \\ \sin\varphi_A & \cos\varphi_A & 0 & D_A \cdot \sin\varphi_A \\ 0 & 0 & 1 & H+s \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \Rightarrow {}^0\mathbf{p} = {}^0\mathbf{T}_A \cdot {}^A\mathbf{p} \Rightarrow \begin{pmatrix} D_A \cdot \cos\varphi_A \\ D_A \cdot \sin\varphi_A \\ H+s \\ 1 \end{pmatrix} = {}^0\mathbf{T}_A \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Bei dieser Darstellung, die auch Vorteile besitzt, muss man jedoch daran denken, dass die Eckpunkte der Vertex-Listen des entsprechenden Glieds nur um φ_A gedreht und nicht noch um den Translationsanteil des Glieds verschoben werden. Fazit: Zur Berechnung von Kinematiken ist diese Darstellung möglicherweise eleganter. Die Transformation der Vertex-Listen der Glieder ist nicht ganz so elegant.

Danksagung

Die Autoren wünschen allen viel Freude beim zukünftigen „Drucken“ von Forschungsergebnissen der Getriebelehre.

Wir möchten an dieser Stelle den früheren Getriebelehrern des heutigen Lehrstuhls MIMED der TU München danken bzw. die Erinnerung an deren Leistung für die Getriebelehre wachhalten. Es waren die Professoren in Folge: F.A. Klingefeld (1868-1880), W. Marx (1880-1886), Ludwig E. Burmester (1887-1912), S. Finsterwalder (1912-1931), G. Marx (-1940), H. Wögerbauer (1940-1945), Rudolf Beyer (1948-1960), R. Unterberger (1955-1977) und Joachim Heinzl (1978-2005).

Weiterer Dank gilt der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die Bewilligung einer Anlage (EOS) zum Selektiven Lasersintern.

OPTIMIERUNG DES ENTWICKLUNGSPROZESSES VON HANDBETÄTIGTEN BEWEGUNGSEINHEITEN DURCH SIMULATION DIGITALER PROTOTYPEN IN EINEM UNIVERSELLEN HAPTISCHEN FEEDBACKSYSTEM

Kölling, Thomas ; Paris, Jascha* ;
Hüsing, Mathias* ; Corves, Burkhard**

* Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen
Kackertstraße 16-18, 52072 Aachen; E-Mail: koelling@igm.rwth-aachen.de

Kurzfassung/Abstract

Der Konstruktions- und Entwicklungsprozess von Bewegungseinheiten ist klassisch in eine Folge von verschiedenen Phasen gegliedert, die stark iterativ durchlaufen wird. Eine wiederkehrende Aufgabe ist die Bewertung und Beurteilung, um alle Anforderungen angemessen umzusetzen. Handbetätigte Mechanismen stellen definitionsgemäß eine Schnittstelle zum Menschen dar und bedürfen daher einer ergonomiegerechten Gestaltung. Die Bewertung dieser Aspekte ist häufig schwierig. Auch gängige Normen und Richtlinien geben nur Aufschluss über statische max. Größen, ohne Aussagen über Bedienbarkeit und Komfort zu treffen.

Der Einsatz eines haptischen Feedbacksystems (HFS) kann sowohl die Bewertung einer Lösung als auch den direkten Variantenvergleich maßgeblich unterstützen und vereinfachen. Dabei wird ein Modell des zu entwickelnden Mechanismus simuliert und mittels eines Feedbackgeräts für den Entwickler haptisch dargestellt. Die Verwendung derartiger digitaler Prototypen ermöglicht eine umfassende Einschätzung bereits in frühen Entwicklungsphasen und spart den Fertigungsaufwand von physischen Prototypen. Somit kann der Entwicklungsprozess entscheidend verbessert und die Qualität des Produkts gesteigert werden.

Anhand von kommerziellen Desktopgeräten können grundlegende Ansätze erprobt werden. Aus Sicht der Getriebetechnik stellt dabei sowohl die für das haptische Feedback verwendete Struktur als auch die in der Simulation nachgebildete Getriebeanwendung einen Mechanismus dar. Die Anwendung bestimmt Aufbau und Parametrierung des Simulationsmodells. Aus den verschiedenen Laufgraden, der Nutzerimpedanz und den Vorteilen einer Störgrößenkompensation ergeben sich Anforderungen an die Regelung.

Bisher erfüllt kein System alle Anforderungen, sodass die Neuentwicklung eines universellen HFS sinnvoll scheint. Die Entwicklung erfolgt anhand einer hinsichtlich Arbeitsraum, Kraft und Steifigkeit optimierenden Struktur- und Maßsynthese. Die ausgestaltete HFS-Zelle bietet alle genannten Vorteile.

The design process of motion devices follows a iterative sequence of different stages. Recurring tasks during and after every stage are especially the evaluation and assessment to fulfill all requirements adequately. Furthermore manually actuated mechanisms must be designed in accordance with ergonomics. However the evaluation of ergonomics is particularly difficult and even standards and guidelines only provide information about maximum values without concerning comfort and usability.

Haptic feedback systems (HFS) may be used to evaluate a solution or to compare different variants directly and easily. The feedback device offers the opportunity to feel the simulated model of future mechanism. With such kind of digital prototypes engineers are able to gain comprehensive ratings in very early development stages. Not only can the quality of the future product be improved decisively but also the process itself.

Some basic approaches can be tested with commercial desktop devices. The HFS includes two mechanisms: The robotic mechanism used to provide feedback and the one to design determining the simulation model. Parameters for the simulation are specified by the application. Requirements for the control result from different degrees of freedom, user impedances and advantages of interference compensation.

Up to now no system fulfills all requirements hence the new development of a universal HFS seems reasonable. Principal aims of the synthesis are the optimization of working area, force, stiffness and mass. The designed HFS-Cubicle provides all advantages mentioned.

1 Haptik und haptische Feedback-Systeme

Die Haptik, die Lehre vom Tastsinn, befasst sich mit den sensorischen Fähigkeiten der Haut, Gelenke, Muskeln und Sehnen des Menschen. Sie gilt neben dem Sehen, Hören, Riechen und Schmecken als einer der fünf Sinne. Zur haptischen Wahrnehmung gehören die taktilen und kinästhetischen Sensoren ebenso wie das Schmerz- und Temperaturempfinden. Die Haut verfügt neben den Rezeptoren für Temperatur und Schmerz über verschiedene taktile Sinnesorgane. Diese ermöglichen das Erfühlen kleinster Bewegungen oder Vibrationen, des Drucks auf der Haut sowie der Form und Textur von Objekten. Für die kinästhetische Wahrnehmung hingegen sind die Muskelspindeln, Sehnenspindeln und Gelenkrezeptoren verantwortlich. Die Sinnesorgane im Muskel ermitteln die Länge des selbigen und können so die Spannung regulieren. Zusammen mit den Gelenkkapselorganen bilden sie unseren Stellungssinn. Diese Tiefensensibilität ermöglicht die Wahrnehmung der Lage der einzelnen Körperteile zueinander. Die Rezeptoren für Kraft und Bewegung bilden die Sehnenspindeln, welche auch Tendorezeptoren genannt werden und auf die Dehnung und Kontraktion der Muskeln reagieren. [1]

1.1 Grenzen der menschlichen Wahrnehmung: „Just Noticeable Difference“ und das Webersche Gesetz

Wichtige Kenngrößen der haptischen Wahrnehmung sind die gerade noch unterscheidbaren Differenzen, *Just Noticeable Difference (JND)*. Dabei handelt es sich um die Amplitude eines Reizes sowie die absoluten Schwellen verschiedener Rezeptoren. Diese sind abhängig von der Art des Stimulus und der Frequenz. Darüber hinaus muss die subjektive Empfindung verschiedener Steifigkeiten berücksichtigt werden.

Die taktile Wahrnehmung ist besonders fein und kann sehr hohe Frequenzen auflösen. Bei großer Amplitude sind dies bis zu 1000 Hz und bei deutlich kleinerer Frequenz kann eine Amplitude bis 0,5 mm aufgelöst werden. Die obere Grenzfrequenz des kinästhetischen Empfindens liegt zwischen 20 Hz und 30 Hz und die absolute Schwelle der Winkellage der einzelnen Körpergelenke liegt zwischen $0,8^\circ$ und $2,5^\circ$. Dadurch kann die Position der Hände durch den Stellungssinn lediglich Zentimetergenau bestimmt werden. Bereits im Jahr 1834 zeigte Weber, dass der Quotient aus Differenzschwelle

und Referenzstimulus konstant ist. Für eine Einschätzung ist das *Weber'sche Gesetz* geeignet. Die JND der Kraftwahrnehmung liegt bei Gewichtskräften zwischen 3% und 7%. Bei Massenkäften ist dieser Wert noch geringer. Mit verbundenen Augen werden Steifigkeiten ab 25 N/mm als Festkörper wahrgenommen. [2] [3] [4]

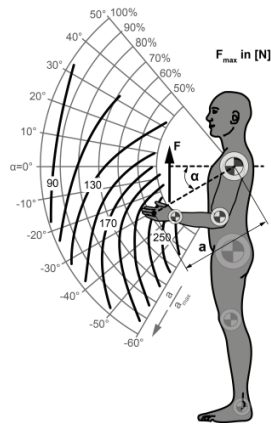


Abb. 1: Maximalkräfte bei einfacher Hubbewegung [5]

Auch die Fähigkeiten des Menschen Kräfte aufzubringen oder Bewegungen auszuführen sind bei der Betrachtung haptischer Geräte von großer Bedeutung. Das Aufbringen von Kräften respektive Bewegungen ist maximal mit 20 Hz bis 30 Hz möglich. Dabei ist das schnelle, koordinierte Bewegungen der Hände zwischen zwei Punkten in der Regel maximal mit Geschwindigkeiten von 1 m/s anzunehmen. Das Aufbringen von Kräften durch die menschliche Hand unterscheidet sich stark abhängig von der aktuellen Pose der Arme und reicht von 62 N bis 231 N, wie Abb. 1 darstellt. [3] [6]

1.2 Haptische Feedback-Systeme

Bildschirme und Lautsprecher stimulieren unseren Seh- beziehungsweise Gehörsinn. Ein haptisches Feedback-System (HFS) erweitert die Ausgabe digitaler Informationen auf die Haptik. Allgemein können HFS in rein taktile Displays und hauptsächlich kinästhetische Geräte unterteilt werden, wobei letztere immer auch eine taktile Komponente enthalten. Neben der haptischen Informationsausgabe ermöglichen Geräte mit entsprechendem Eingang eine interaktive haptische Mensch-Maschine-Interaktion. Eine reine

haptische Informationsausgabe bieten beispielsweise Mobiltelefone oder Blindenschriftausgabegeräte. Im Folgenden werden jedoch nur HFS mit Sensoren und primär kinästhetischer Ausgabe betrachtet.

Ein HFS besteht, wie Abb. 2 allgemein darlegt, aus einem Griff als Nutzerschnittstelle, Aktoren, Sensoren, einer mechanischen Struktur sowie der Informationsverarbeitung, bestehend aus der Motorsteuerung, Regelung und Simulationseinheit. Eine visuelle Ausgabe ist zwingend, damit die gefühlten Bewegungen richtig eingeordnet und wahrgenommen werden können.

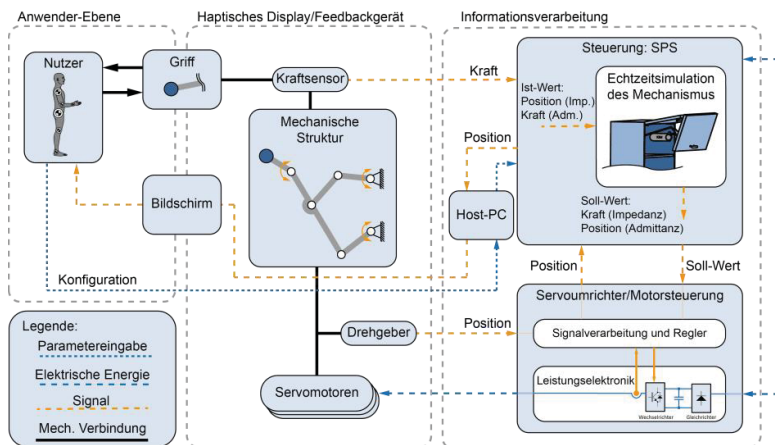


Abb. 2: Aufbau eines HFS zur Mechanismsimulation und -ausgabe

Die Aus- und Eingabemöglichkeiten der Geräte können weiter differenziert werden, sodass sich vier grundlegende Strukturen ergeben. Sie unterscheiden sich durch eine vorhandene oder nichtvorhandene Rückführung in geregelte und gesteuerte Systeme sowie der Art der Ausgabe in impedanz- bzw. admittanzbasierend. Die Impedanz ist der Widerstand gegen eine Bewegung und entspricht bei Feedbackgeräten einer Kraftausgabe. Hingegen ist die Admittanz der Kehrwert der Impedanz und entspricht einer Positionsrückgabe. Impedanzsysteme bestehen in der Regel aus einer leichten Struktur, die wenig Reibung besitzt, und weisen eine hohe Dynamik auf. Hingegen sind Admittanzsysteme häufig in der Lage, große Kräfte auszugeben und benötigen keine leichte Struktur, da Reibung und Trägheitskräfte die Kraftausgabe nicht beeinflussen [2]. Kinematische und dynamische Kenngrößen, die auf verschiedene Weise korrelieren, bilden Unterscheidungs-

merkmale für haptische Feedbackgeräte. Dazu gehören die Größe, die Anzahl der Bewegungsfreiheitsgrade, der Arbeitsraum, die Kraftausgabefähigkeit, die Steifigkeit, die Dynamik und die Auflösung.

2 Motivation für HFS in der Mechanismenkonstruktion

Die Entwicklung und Konstruktion steht vor der Herausforderung in kürzester Zeit qualitativ hochwertige Produkte unter Berücksichtigung der wechselnden Kundenwünsche bei gleichzeitig immer kleineren Budgets zu konzipieren. Die frühzeitige Markteinführung von Produkten mit hoher Akzeptanz ist ein entscheidender Faktor für den Unternehmenserfolg. Einen Ansatz bietet das *Rapid Product Development (RPD)*, welches vor allem auf virtuelle und hybride Prototypen zurückgreift um schnellere Iterationszyklen zu erreichen und den Entwicklungsprozess bei erhöhter Produktqualität zu verkürzen. Allerdings herrscht hier die Auffassung von Prototypen als reines Softwareabbild und dessen Visualisierung vor. Zudem verbessert der Einsatz digitaler Prototypen oder *Virtual-Reality*-Umgebungen die Zusammenarbeit internationaler Teams, da diese nicht ortsgebunden sind. Während klassische Berechnungen und diverse Simulationen, wie MKS, FEM, CFD oder Simulationen von Montage- und Fertigungsabläufen, bereits verlässliche Aussagen ermöglichen, gestaltet sich die Vorhersage ergonomischer Aspekte schwierig. [7]

Die Ergonomie befasst sich mit der Interaktion zwischen technischem Erzeugnis und dem Menschen. Dabei spielen die Fertigkeiten, Fähigkeiten und Eigenschaften des Menschen eine zentrale Rolle. In der VDI Richtlinie 2242 wird zudem festgelegt, dass Tätigkeiten, die der Mensch ausüben soll, ausführbar, zumutbar, zufriedenstellend und langfristig erträglich sein sollen. Daher ist es notwendig, ergonomiegerecht zu gestalten und biomechanische, physiologische, psychologische und weitere Aspekte zu berücksichtigen. [8]

Durch die konstruktive Gestaltung eines technischen Erzeugnisses werden bestimmte Körperhaltungen, -bewegungen und -kräfte bedingt. Beeinflusst von Körpermaßen, Dauer und Häufigkeit der Ausübung, Ermüdung und Erfahrung des Bedieners ergibt sich eine Belastungssituation. Für die Auslegung unter Berücksichtigung dieser Einflüsse stehen dem Konstrukteur verschiedene Hilfsmittel zur Verfügung. Es existieren anthropometrische Normenwerke zu Körpermaßen, Bewegungsräumen und Körperumriss-

schablonen. Damit lässt sich eine Aussage über die Ergonomie eines Arbeitsraumes treffen, wenn zuvor die Bahnkurve der Bewegung, die Kraftverläufe im Hodographenverfahren oder die maximale Kraft bestimmt wurden. Auch können die ertragbaren statischen Kräfte abgeschätzt werden.

2.1 Vorzüge der Ausgabe digitaler Prototypen mittels HFS

Mittels der genannten Techniken ist eine hinreichende Bewertung, der dynamischen Kraftverläufe im Arbeitsraum unter Berücksichtigung der entsprechenden Körperhaltung praktisch unmöglich [8]. Darüber hinaus ist es äußerst schwer das subjektive menschliche Empfinden oder Ermüdungerscheinungen einzubeziehen. Daher finden üblicherweise physische Prototypen Anwendung. Diese können durch *Rapid Prototyping Verfahren*, ggf. unter Verlust von untergeordneten Eigenschaften, beschleunigt generiert werden. Ein virtueller Prototyp ist hinsichtlich Zeit und Kosten jedoch deutlich effizienter.

Diesem Bedürfnis kann durch haptische Feedbacksysteme zur Simulation handgeführter Mechanismen begegnet werden. Liegen Produkte in einem frühen Entwicklungsstadium rein virtuell vor, können diese dem Entwickler oder der Testpersonen somit haptisch erfahrbar und direkt zugänglich gemacht werden. Auch in frühen Entwicklungsphasen ist es so möglich, Entscheidungen begründet und dokumentiert unter Berücksichtigung vieler biomechanischer und physiologischer Aspekte zu treffen. Die Verwendung eines Griiffs entsprechend der Originalanwendung vermittelt dabei ein realistisches, taktiles Gefühl. Um hochrealistische Simulationen durchzuführen, ist es ebenso denkbar physiologische Einflüsse wie Stress oder Umwelteinflüsse wie die Temperatur während der Nutzung einzustellen. [9]

Wie Abb. 3 zeigt, kann der klassische Entwicklungsprozess als eine Abfolge von Phasen beschrieben werden [10] [11]. Das Bestreben, Fehler bereits während der Zieldefinition und der Funktionssynthese zu verhindern, kann dabei jedoch häufig nicht umgesetzt werden. Als Folge steigen die Gesamtkosten durch deren spätere Beseitigung. Der Einsatz eines HFS zur Simulation und haptischen Ausgabe digitaler Prototypen bietet das Potential, ähnlich anderer virtueller Prototypen, den Entwicklungsprozess für handbetätigte Bewegungseinheiten zu verkürzen, zu erleichtern, Fehler früher zu beseitigen und letztendlich die Qualität des Produktes zu steigern. Beim Marke-

ting und während der Zieldefinition können Produktideen oder Bewegungsaufgaben unkompliziert anfassbar dargestellt und so schneller und fundierter bewertet werden. Die Erprobung und der Vergleich von Varianten mit unterschiedlichen Übertragungsfunktionen, Getriebestrukturen, Gelenkarten, Getriebebelägen und Abmessungen mittels eines HFS optimiert die Funktions- und Prinzipsynthese. Ungünstige Varianten werden schneller identifiziert und vermieden. Änderungen, die während der Gestaltsynthese erforderlich sind, können direkt evaluiert werden. Letztlich verkürzt oder erübrigt sich sogar die Erprobung durch physische Prototypen, da viele Erkenntnisse bereits vorliegen. Abb. 3 zeigt vereinfachend einen sequentiellen Entwicklungsablauf, der in Realität stärker iterativ verläuft. Insgesamt kann die Sprungweite der Iterationen deutlich verringert und durch viele kleinere Zyklen ersetzt werden. Der Prozess nähert sich so dem stetigen Idealprozess weiter an und der Produktionseintritt kann früher stattfinden.

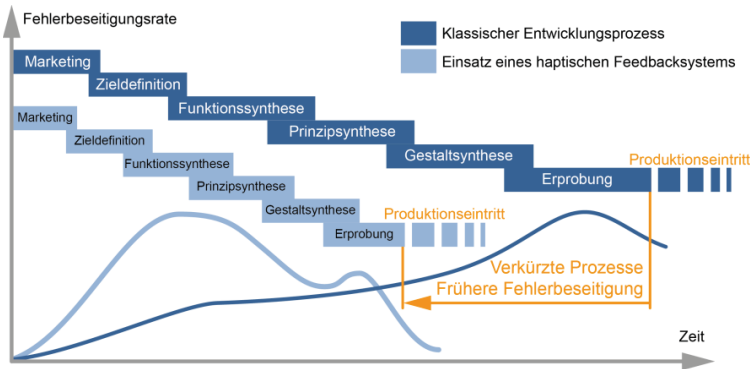


Abb. 3: Vorteilhafte Folgen des HFS-Einsatzes im Entwicklungsprozess

Insbesondere im Handbetrieb von Führungsgetriebenen durch den Menschen entstehen komplexe biomechanische Belastungssituationen. Die Kräfte sind dynamisch, variieren während der Bewegung und die Kinematik ist häufig nichttrivial. Aus diesen Gründen stellt die Anwendung der haptischen Simulation von Mechanismen eine wertvolle Ergänzung des Entwicklungsprozesses dar.

Die Bedeutung für die Getriebetechnik zeigt sich bei diesem Vorgehen gleich in zweifacher Hinsicht. Zum einen wird die klassische Mechanismenkonstruktion sinnvoll unterstützt und zum anderen gilt es, wie in der Robotik, die Kinematik der Ausgabereinheit zu beherrschen.

2.2 Anwendungsszenarien

Im Alltag wird zumeist unbewusst eine Vielzahl handbetätigter Mechanismen genutzt. Türen, Klappen, Fenster oder funktionale Möbel bergen in der Regel Mechanismen, die mitunter komplex gestaltet sind, wie beispielsweise einzelne Küchenbeschläge. Personen- und Lastkraftwagen sowie landwirtschaftliche Maschinen besitzen ebenfalls viele unterschiedliche manuell betätigte Mechanismen. Beispiele sind Autotüren, Heckklappen, Gepäckfächer, Abdeckungen, Flügel- oder Schiebetüren. Häufig ist eine Zusatzbewegung oder Lage erforderlich, so dass ein mehrgliedriges Getriebe erforderlich ist. Andere Anwendungen finden sich im Freizeitbereich bei Fitnessgeräten oder Solarien.

Den genannten Beispielen ist gemein, dass es sich stets um Führungsgetriebe mit ebenem Bewegungsbereich bzgl. des vom Anwender betätigten Griffs handelt. Auch die meisten anderen handbetätigten Systeme sind aus konstruktiven, ergonomischen oder preislichen Gründen planar. Somit ist es für ein HFS, welches diese abbilden soll, hinreichend Position und Orientierung in der Ebene vorgeben zu können, also einen Laufgrad von drei aufzuweisen. Darüber hinaus ist eine Verstellbarkeit der Arbeitsebene zweckmäßig, da die Anwendungen sowohl vertikal, als auch horizontal sowie in unterschiedlichen Höhen betrieben werden.

3 Voruntersuchungen an Desktopgeräten

Das beschriebene Verfahren der haptischen Simulation und Ausgabe wird in einer Studie an kommerziellen Geräten der Desktopklasse getestet. Die Studie zeigt die Machbarkeit und liefert Erfahrungen bei der Umsetzung.

3.1 Komponenten und Aufbau der Studie

Für die Studie wird primär der verbreitete Phantom Omni als haptisches Feedbackgerät verwendet. Dabei handelt es sich, wie Abb. 4 zeigt, um eine mechanische Struktur mit serieller Kinematik, drei aktiven und drei passiven Freiheitsgraden der Bewegung. Der Arbeitsraum misst $160 \text{ mm} \times 120 \text{ mm} \times 70 \text{ mm}$. In horizontaler Position kann eine maximale Kraft von $3,3 \text{ N}$ aufgebracht werden. Im vorliegenden Anwendungsfall ist es zweckmäßig die drei passiven Freiheitsgrade der Orientierung zu sperren.



Abb. 4: Phantom Omni von Sensable bzw. Geomagic

Das Feedbackgerät wird Impedanz-gesteuert betrieben, da dies der Funktionalität Kräfte ausgeben und die Position auslesen zu können entspricht. Die Regelung wird, wie in Abb. 5 dargestellt, in Matlab-Simulink und die Simulation mittels der Toolbox SimMechanics, kompiliert in echtzeitfähigen Code umgesetzt. Der modulare Aufbau ermöglicht einen einfachen Zugang und eine intuitive Anpassung des Simulationsmodells.

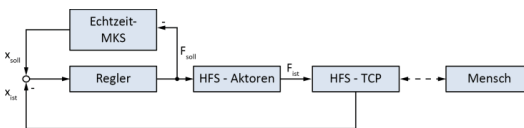


Abb. 5: Schematischer Aufbau der Regelung

3.2 Nutzung und Parametrisierung mittels GUI

Jeweils ein vollständig parametrisiertes SimMechanics-Modell eines allgemeinen viergliedrigen Drehgelenk-Getriebes und einer Schubkurbel werden in der Simulationsumgebung erstellt. Über eine Benutzeroberfläche können Längen und Massen der Getriebeglieder, Reibwerte für die Gelenke, Antriebsmomente in den gestellfesten Gelenken und weitere Parameter eingestellt werden. Ebenfalls bietet die Benutzeroberfläche eine Visualisierung. Eine typische Darstellung zeigt Abb. 6 a).

Nachdem der Benutzer die Parameter des Getriebes ausgewählt hat, wird die Koppelkurve berechnet und in den Arbeitsraum des Feedbackgerätes gelegt. Auch wird ermittelt und vorgeschlagen in welchen Grenzen die Koppelkurve skaliert werden kann, sodass diese gut darstellbar ist.

Die Summe der vom Benutzer eingebrachten Kräfte, der Sollkräfte sowie der Gewichts-, Reibungs- und verallgemeinerten Trägheitskräften ergibt Null.

Demnach führen letztere zu einer Differenz zwischen Soll- und Ist-Kraft. Um das Ergebnis zu verbessern kann ein genaues Modell des Phantom Omni simuliert werden, welches die auftretenden dynamischen Kräfte am Ausgabegerät kontinuierlich berechnet und kompensiert. Da die Gewichtskräfte im Vergleich zu den Reibungs- und Trägheitskräften deutlich größer sind, erzielt bereits eine Gewichtskraftkompensation gute Ergebnisse.

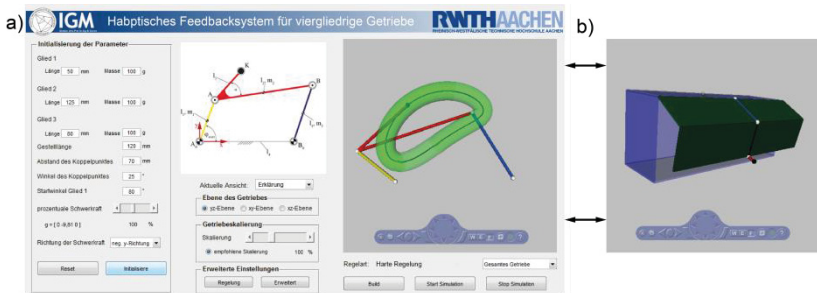


Abb. 6: a) Grafische Benutzeroberfläche zur Mechanismensimulation;
b) Visualisierung des Anwendungsfalls eines Küchenoberschrankes

Weiter ist zu beachten, dass die Impedanz als Widerstand gegen eine Bewegung des Nutzers stark schwankt. Es ist ein deutlicher Unterschied ob der Benutzer den Griff fest umschlossen hält und den Arm anspannt, ihn locker zwischen zwei Fingern führt oder sogar loslässt. Die optimalen Parameter der Regelung hängen jedoch von dieser Nutzerimpedanz ab. Die Geräteimpedanz hat meist geringeren Einfluss. Um dieses Problem zu verhindern ist es eine Möglichkeit mit einem Kraftsensor die Kraft- und Bewegungsdaten auszuwerten und die Nutzerimpedanz kontinuierlich zu errechnen. Da das Gerät jedoch keinen Kraftsensor bietet, erfolgt abhängig von der Simulationsphase und der Bahnabweichung eine Einteilung in drei diskrete Modi. Diese bedeuten unterschiedliche Parameter für den PID-Regler. Somit wird ein angemessenes Verhalten erzeugt und Instabilitäten, die beispielsweise beim Loslassen des Griffstücks auftreten können erfolgreich verhindert.

3.3 Simulation der Bewegungseinheit eines Oberschranks

Die Simulation eines Möbelbeschlages samt zugehörigem Oberschrank stellt ein konkretes Anwendungsbeispiel dar, wie Abb. 6 b) zeigt. Die Visualisierung zeigt ein Modell des Mechanismus mit einem grünen Führungselement und einem blauen Griffstück, das an einem Schrank montiert ist.

lisierung der GUI ist um die physische Ausprägung der Schrankkomponenten ergänzt. Die Elemente der zweigeteilten Front stellen jeweils einen Teil eines Getriebegliedes dar. Es wird, wie es in der Regel der Fall ist auch hier nur ein Abschnitt der Bahnkurve effektiv durchlaufen. Dadurch ergibt sich die Notwendigkeit Anschläge abzubilden. Darüber hinaus werden ebenfalls Endlagendämpfungen und eine Kraftunterstützung durch eine eingesetzte Feder im Simulationsmodell integriert, um es realitätsnah zu gestalten. Durch den modularen Aufbau im MKS sind die angeführten Erweiterungen einfach umzusetzen.

Handbetätigte Bewegungseinheiten sind häufig deutlich größer als der Arbeitsraum eines Desktopgerätes. Die Koppelkurven der verschiedenen Getriebekonfigurationen können in meist verkleinertem Maßstab zutreffend haptisch dargestellt werden. Allerdings ist auch die verfügbare Maximalkraft des Gerätes zu gering, um die menschliche Hand zu führen oder einen solide empfundenen Anschlag darzustellen. Dadurch kann lediglich eine entsprechend skalierte Version derartiger Getriebe ausgegeben werden. Zwar ist es dem Konstrukteur somit möglich die Koppelkurve zu spüren, allerdings ist die Belastungssituation nicht mehr vergleichbar und eine ergonomische Bewertung stark eingeschränkt. Das Potential haptischer Feedbackgeräte besteht insbesondere darin die tatsächlich auftretenden Belastungen bei realistischer erforderlicher Körperhaltung erfahrbar zu machen.

4 Entwurf einer universellen HFS-Zelle

Um den Problemen bei der Bewertung ergonomischer Aspekte und Komfort bzw. Diskomfort während der Konstruktion von handbetätigten Bewegungseinheiten entgegenzuwirken ist es das Ziel ein neuartiges haptisches Feedbackgerät zu entwerfen. Dieses ermöglicht die universelle Ausgabe geplanter virtueller Mechanismen und reduziert so den kosten- und zeitintensiven Bau von physischen Prototypen. Ziel ist es mit dem HFS, auf Basis digitaler Bewegungsdaten einen realistischen Eindruck des zugrundeliegenden Mechanismus insbesondere auch haptisch zu vermitteln. Diese Aufgabe kann zunächst durch das Aufstellen der Anforderungsliste weiter präzisiert werden, indem die Anwendungsfälle, die Fähigkeiten des Menschen bezüglich der haptischen Wahrnehmung und Ausgabe und Sicherheitsaspekte berücksichtigt werden.

4.1 Anforderungen an ein universelles HFS

Der Mehrzahl manuell betätigter Bewegungseinheiten liegt ein ebenes Getriebe zugrunde (vgl. 2.2), sodass ein HFS mit drei Freiheitsgraden bzgl. Position und Orientierung in der Ebene ausreichend ist. Es muss jedoch eine Verstellung der Betriebsebene erfolgen können. Da die betrachteten Mechanismen üblicherweise in der Horizontalen oder auch in der Vertikalen betrieben werden, nicht jedoch in der Diagonalen, sind diese beiden Lagen von Interesse. Auch eine Höhenverstellung ist nötig, um die Randbedingungen realistisch zu gestalten. Die Beschränkung auf drei Freiheitsgrade hat zudem den Vorteil einer deutlich erhöhten Steifigkeit quer zur Bewegungsebene. Messungen der Kräfte, Beschleunigungen und Geschwindigkeiten während der Betätigung unterschiedlicher existierender Mechanismen wie beispielsweise Autotüren, Hackklappen oder Schranksystemen zeigen, dass die aufzubringenden Kräfte 50 N nicht überschreiten. Bei allen Mechanismen wird ebenfalls eine Beschleunigung von 30 m/s^2 nicht überschritten. Weiterhin lässt sich die Größe der einzelnen Mechanismen zur Auslegung des Arbeitsraumes verwenden.

Aus Anwendungen gewonnene Anforderungen bleiben naturgemäß unter den menschlichen Fähigkeiten, die als Obergrenze für die biomechanische Belastung angesehen werden können. Die Grenzen der haptischen Fähigkeiten des Menschen wurden bereits in Abschnitt 1.1 vorgestellt. Während die Ausgabefähigkeiten bereits durch die Betrachtung der Anwendungen berücksichtigt wurden, muss insbesondere die Ausgabeprecision des HFS der Wahrnehmungsfähigkeit des Menschen entsprechen oder diese sogar übertreffen.

Eine sicherheitstechnische Auslegung ist in der Norm für taktile und haptische Geräte nicht zu finden. Einen ähnlichen Anwendungsfall behandeln jedoch die Normen für Industrieroboter beziehungsweise für Haushalts- und Assistenzroboter unter dem Stichpunkt Kooperationsbetrieb. Bei der Auslegung kann weiterhin auf Daten von umfangreichen Versuchen des Deutschen Luft- und Raumfahrtzentrums zurückgegriffen werden [12]. Auch vergleichbare Geräte und deren Sicherheitseinrichtungen bieten Anhaltspunkte. Allgemein ist es vorteilhaft, dass die Bewegungen ausschließlich in einer Ebene stattfinden können und das Gerät im Normalbetrieb einer Trajektorie folgt. Ungünstige Posen oder zu geringe Scherwinkel einzelner Bauteile können mechanisch gesperrt werden. Eine Begrenzung der maxi-

malen Kraft und Geschwindigkeit ist jedoch erforderlich. Ein freier Arbeitsbereich und der Ausschluss von äußeren Einwirkungen im Betrieb lassen sich durch eine zellenartige Einfassung mit Schutzwänden sicherstellen.

4.2 Konstruktion: Synthese und Auslegung

Das Lösungsfeld für die mechanische Struktur des haptischen Feedbacksystems ist unter Berücksichtigung von Schub- und Drehgelenken sowie rein seriellen, rein parallelen und teilparallelen ebenen Strukturen mit Laufgrad drei sehr umfangreich [13]. Daher ist es sinnvoll sich auf Strukturen mit weniger als z.B. zwölf Gliedern zu beschränken. Nach dem Ausscheiden offensichtlich ungeeigneter Strukturbilder und dem Erstellen ausgewählter kinematischer Ketten, kann eine qualitative Bewertung mittels des paarweisen Vergleichs durchgeführt werden. Eine Abwägung zwischen den vielversprechendsten parallelen, seriellen und teilparallelen Strukturen ist nicht auf qualitativer Basis möglich, sodass die Getriebe in Abb. 7 nicht weiter eingegrenzt werden können.

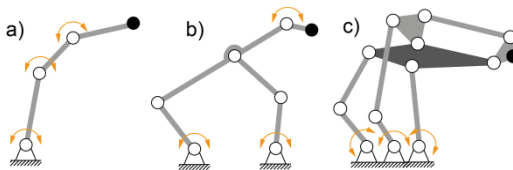


Abb. 7: Auswahl der mechanischen Struktur eines Feedbackgerätes
a) serielle Kinematik, b) hybride Kinematik, c) parallele Kinematik

Im vorliegenden Fall wird die Variante aus Abb. 7 b) weiterverfolgt, da sie einen großen Arbeitsraum bei gleichzeitig geringer bewegter Masse und folglich guter Dynamik verspricht.

Die Funktionsweise des Geräts im Hinblick auf die zugrundeliegenden Mechanismen illustriert Abb. 8. Es soll der Eindruck eines realen, zu entwickelnden Mechanismus erzeugt werden. Zu diesem Zweck wird ein Mehrkörpersimulationsmodell erstellt. Basierend auf einer Messgröße wird der Zustand des Simulationsmodells ermittelt und auf das Ausgabegerät umgerechnet, anschließend werden entsprechende Signale an die Motoren weitergegeben. Wird die Kraft am Griff, als Nutzerschnittstelle gemessen und auf eine Positionsregelung, wie abgebildet betrieben, handelt es sich um eine Admittanzregelung. Wird die Position gemessen und das Moment ge-

regelt, so handelt es sich um eine Impedanzregelung. Erstere Regelung verspricht bessere Ergebnisse, da keine Regelabweichung nötig ist, um eine Kraft auszugeben, der Trajektorie sehr genau gefolgt werden kann und kein weiteres regelndes Element zwischen Positionsmessgröße und Griffposition für die Inverskinematik benötigt wird [2].

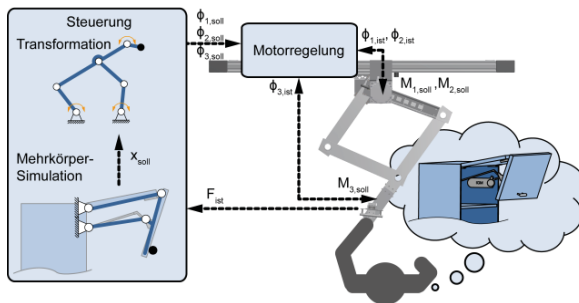


Abb. 8: Grundlegender Aufbau und Anwendung des HFS

Die benötigten Komponenten sind in Abb. 2 dargestellt. Neben drei Servomotoren für den Antrieb, muss das haptische Feedbacksystem über Positions- und Kraftsensoren verfügen. Servoumrichter übernehmen die Regelung der Motoren und stellen die Leistung bereit, wobei die Berechnungen von einer SPS übernommen werden. Eine Überprüfung des Einsatzes von Servobremsten ergibt, dass ihr Nutzen zu gering ist, da die Motoren deutlich schneller reagieren.

Die dynamische Rückwärtsrechnung mit den Randbedingungen der Anwendungen ermöglicht eine Auslegung der Motoren und die Ermittlung der maximal auftretenden Kräfte. Mittels einer Matrix-Struktur-Analyse, bei der die Glieder, Gelenke und Lager durch entsprechend parametrisierte virtuelle Federn ersetzt werden, kann eine Steifigkeitsbetrachtung erfolgen. Anhand der Antriebsmomente, der Steifigkeit und des Arbeitsraumes ist es möglich die Gliedlängen für den allgemeinen Anwendungsfall zu optimieren. Im Betrieb können die Kurbellängen und der Abstand der Gestellpunkte verändert werden. So ist eine spezielle Einstellung für die jeweilige Anwendungen möglich (vgl. 4.3).

Bei der Auslegung der einzelnen Bauteile sind neben einer ausreichenden Festigkeit sowohl das Gesamtgewicht als auch die Steifigkeit iterativ zu optimierende Zielgrößen.

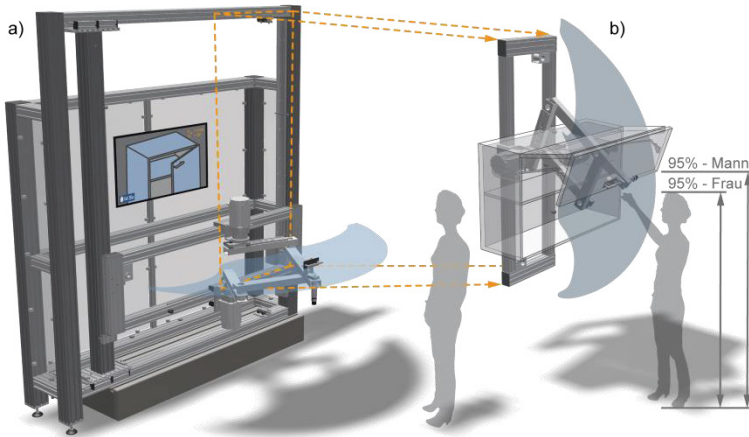


Abb. 9: Universelles, rekonfigurierbares haptisches Feedbacksystem
 a) höhenverstellbarer Horizontalbetrieb mit Visualisierung;
 b) Vertikalbetrieb mit Überlagerung des Simulationsmodells

Das ausgestaltete haptische Feedbackgerät zeigt Abb. 9. Die hintere Säule ist in Abbildungsteil a) dargestellt. Mittig davor ist das sechsgliedrige teilparallele Getriebe zu erkennen, welches direkt mit den beiden Servogetriebemotoren verbunden ist. Diese sind auf einem drehbaren Rahmen montiert, der manuell in der Höhe verstellbar und der Ausrichtung gedreht werden kann. Außerdem ist der Arbeitsraum der abgebildeten Getriebekonstruktion eingegrenzt. Ein Monitor zeigt die Visualisierung der simulierten Anwendung. Nicht dargestellt ist die sicherheitstechnische Einfassung des Systems. Abbildungsteil b) stellt den Vertikalbetrieb überlagert mit einem fiktiven Oberschrank als exemplarischen Anwendungsfall dar.

4.3 Rekonfigurierbarkeit der HFS-Zelle

Das Rekonfigurieren der gestellnahen Glieder und Gestelllänge ermöglicht ein Anpassen der kinematischen Eigenschaften an konkrete Ausgabeanforderungen. Vereinfacht betrachtet wachsen der Arbeitsraum sowie die benötigten Momente mit der Länge der gestellnahen Glieder, gleichzeitig verhalten sie sich umgekehrt proportional zu der Länge des gestellfesten Gliedes. Das heißt es können deutlich höhere Beschleunigungen und Kräfte in einem kleinen Arbeitsraum simuliert werden.

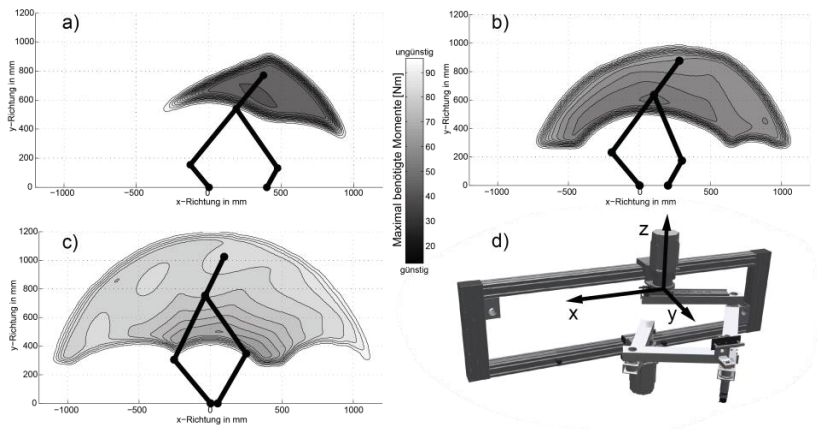


Abb. 10: Vergleich unterschiedlicher Getriebekonfigurationen

Abb. 10 zeigt bei identischer äußerer Belastung, vorgegebener Geschwindigkeit, Beschleunigung und vom Nutzer aufgebrachtener Kraft, die benötigten Momente. Dabei werden verschiedene Richtungen der äußeren Belastung für jeden Punkt des Arbeitsraumes angenommen und die jeweils benötigten maximalen Motormomente berechnet. Dies stellt eine Abschätzung nach oben dar.

5 Zusammenfassung

Der Beitrag stellt die Vorteile des Einsatzes haptischer Feedbacksysteme zur Simulation manuell betätigter Bewegungseinrichtungen heraus. Die so haptisch erfahrbaren digitalen Prototypen erleichtern sowohl die Bewertung ergonomischer Aspekte und des Komforts, also auch den unmittelbaren Variantenvergleich. Es wird eine Einordnung im allg. Entwicklungsprozess gegeben, die auch den möglichen Einsatz in frühen Phasen aufzeigt. Es wird dargelegt wie dies die Entwicklungsdauer verkürzt, den Aufwand der Iterationen verringert und der kostenintensive Einsatz von Prototypen verringert werden kann.

Eine Machbarkeitsstudie an Desktopgeräten unterstützt den verfolgten Ansatz und liefert erste Erkenntnisse. Anschließend werden die Anforderungen für eine erforderliche Eigenentwicklung beschrieben und die Konstruktion eines universellen haptischen Feedbacksystems präsentiert.

Literatur

- [1] Schmidt, R. F.; Thews, G. (Hrsg.): *Physiologie des Menschen*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1997. S. 216-221.
- [2] Kern, T. A. (Hrsg.): *Entwicklung haptischer Geräte*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2009. S. 97-104.
- [3] Hale, K.; Stanney, M.: Deriving Haptic Design Guidelines from Human Physiological, Psychophysical and Neurological Foundations. In: *IEEE Computer Science (2004)*
- [4] Tan, H; Srinivasan, M.; Ebermann, B.; Cheng, B.: Human factors for the design of force-reflecting haptic interfaces. In: *DSC-Vol. 55-1; ASME Book No. G0909A (1994)*
- [5] Deutsches Institut für Normung: *DIN 33411 Blatt 1 u. 3-5*. Berlin: DIN 1982-99.
- [6] NASA: Human Performance Capabilities. In: *Man-Systems Integration Standards, Volume I, Section 4; msis.jsc.nasa.gov (2013)*
- [7] Bertsche, B.; Bullinger H.-J.: *Entwicklung und Erprobung innovativer Produkte – Rapid Prototyping*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag. 2007. ISBN 978-3-540-69879-1
- [8] Verein Deutscher Ingenieure: *VDI 2242 Blatt 2*. Düsseldorf: VDI 1986.
- [9] Kölling, T.; Hüsing, M.; Corves, B.: Haptische Feedback-Systeme: Stand der Technik und Einsatz als interaktive Unterstützung im Konstruktionsprozess von Mechanismen. In: *Mechatronik 2013, Tagungsband*. ISBN 3-86130-958-0.
- [10] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: *Konstruktionslehre – Grundlagen*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag. 2007. S. 199, 566-567.
- [11] Niemeyer, J.: *Methodische Entwicklung von Prinziplösungen bei der Auslegung ungleichmäßig übersetzender Getriebe unter Verwendung eines praxisorientierten interaktiven Wissens-speichers*. Dissertation, IGM der RWTH Aachen 2002.
- [12] Haddadin, S.; Albu-Schäffer, A.; Frommberger, M.; et al.: The „DLR Crash Report“: Towards a Standard Crash-Testing Protocol for Robot Safety – Part I and Part II. In: *Conference on Robotics and Automation IEEE (2009)*
- [13] Kerle, M., Pittschellis, R.; Corves, B.: *Einführung in die Getriebelehre – Analyse und Syntheseungleichmäßig übersetzender Getriebe*. Wiesbaden: Teubner Verlag, 2007.

SUITABLE MOTORS FOR MECHANISM WITH ELECTRONIC CAMS

Aleš Bílkovský, Ondřej Marek***

* VUTS a.s., Svárovská 619, 460 01 Liberec XI, ales.bilkovsky@vuts.cz

** VUTS a.s., Svárovská 619, 460 01 Liberec XI, ondrej.marek@vuts.cz

Abstract

This paper deals with the servomotor selection to drive the mechanism using an electronic cam. The electronic cam works in a continuous cyclic motion. The mechanism is accelerated and decelerated and the servomotor of the electronic cam has to serve enough of drive torque (drive force) to ensure the required displacement law. The driving torque is not only influenced by external forces and dynamic torque of mechanism, but also the high amount of torque is consumed by accelerating of the servomotor rotor itself. The suitable displacement law influences the motor selection too.

The mechanisms in machines are driven by electromotors, such as asynchronous and synchronous motors. The selection of the suitable motor to drive the mechanisms using the electronic cam is important and it depends on the mechanisms and the displacement law. In this case the selection of suitable motor for simply crank mechanism will be shown. The motor is not only loaded by the dynamic forces of mechanism but also by the dynamic force of the rotor of the motor which satisfies the displacement law of the electronic cam.

1 Introduction

The mechanisms in machines are driven by motors. One of sort of motors used in machines are electro motors. These motors can be divided into several kinds – the asynchronous motors, synchronous servo motors,

stepper motors etc. The motor selections depend on driven mechanisms, driven torques and on the requirements of movement.

The motor selection is simple in many cases, because the motor is selected according the maximum required torque, maximum required speed. Where is not required dynamic of mechanism, where is constant velocity,

The motor selection is not simple in case of electronic cams, where is required the high dynamic of the movement described by the displacement law.

2 Electronic cams and displacement law

The electronic cam represents several meanings but in this paper has one meaning. The electronic cam consists of combination of a motor and a gear unit and rotates according the displacement law. The trajectory of the displacement law depends on the request of technology, construction, dynamic behavior.

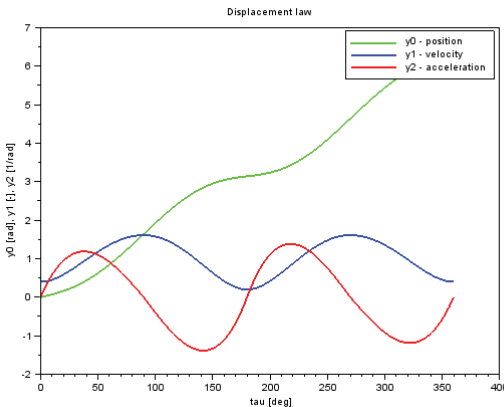


Fig. 1 Displacement law

The displacement law described the movement of rotor of motor. When designing of the displacement law of electronic cams are used the analogy of classic cams. The classic cams are designed by the several types of

displacement law described by mathematical formulas. One of the displacement laws is presented in Fig. 1.

Some terms from classic cams are used in electronic cams. The virtual master exists and represents the main virtual position of the rotor and the speed of the virtual master represents the speed of mechanism. The virtual master is the analogy to rotation position of classic cam; the virtual speed is the analogy to speed of rotation of classic cam. The virtual master position represents the vector τ which depends on the speed of the machine and time (Eq. 2.1).

$$\tau = 60 \cdot n_M \cdot t, \quad (2.1)$$

where:

- τ – independent value of the displacement law, rotation of virtual master,
- n_M – speed of the mechanism [rpm],
- t – time [s].

The displacement law output value depends on the independent value of τ . The results of the displacement law are in position (green), velocity (blue) and acceleration (red). They are in norm forms because they are not dependent on the velocity of the virtual master. The norm form represents the shape of the displacement law, the velocity and the acceleration. Real values of velocity and acceleration depend on the angular velocity of the virtual master:

$$\omega_M = n_M \cdot \frac{\pi}{30}, \quad (2.2)$$

$$\varphi_2 = y_0, \quad (2.3)$$

$$\dot{\varphi}_2 = y_1 \cdot \omega_M, \quad (2.4)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = y_2 \cdot \omega_M^2, \quad (2.5)$$

where:

- y_0 – position of the displacement law,
- y_1 – velocity of the displacement law in norm form,

y_2 – velocity of the displacement law in norm form,

ω_M – speed of the mechanism (virtual master) [s⁻¹].

The shape of the displacement law could be described by mathematical formulas and could be modified by optimization or transformation.

3 Model of mechanism

In order to demonstrate the servomotor selection the exemplary mechanism was selected. The model of the mechanism is a simple crank mechanism (Fig. 2) which is used in many machines (packaging machine, manipulators, etc.). The useful of the selection of suitable motor is presented on the simple mechanism for the clear description.

3.1 Mechanism

The crank mechanism consists of a crank (2), rod (3) and mass (4). The motor is connected to the mechanism in point A. The mass (4) translate according the rotation of the crank (2). The description of the mechanism is in Eq. (3.1) – (3.3).

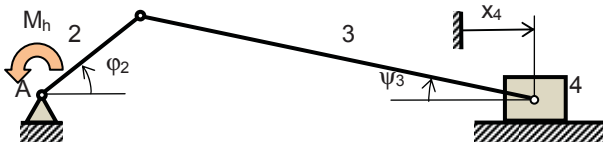


Fig. 2 Crank mechanism

These kinematics equations are for the mechanism:

$$x_4 = x_4(\varphi_2), \quad (3.1)$$

$$\psi_3 = \psi_3(\varphi_2), \quad (3.2)$$

$$\varphi_2 = \varphi_2(\tau), \quad (3.3)$$

where:

τ – independent value of displacement law, rotation of virtual master,

φ_2 – rotation of crank 2,

ψ_3 – rotation of rod 3,

x_4 – position of mass 4.

The movement of the mechanism is according to the displacement law.

3.2 Dynamics of mechanism

Newton dynamic equations [2] were used to describe the model of the mechanism. The driving torque of the mechanism (Fig. 3) was computed from Eq. (3.6) and these forces describe the torque to movement of mechanism according to the selected displacement law and the reaction forces.

$$M\ddot{x} = \sum F \quad (3.4)$$

$$M\ddot{x} = A \cdot R \quad (3.5)$$

$$R = \text{inv}(A)M\ddot{x} \quad (3.6)$$

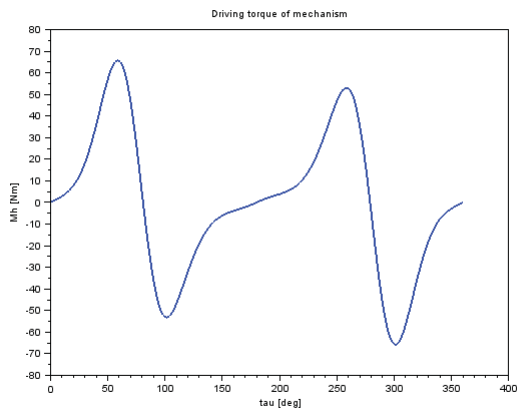


Fig. 3 Driving torque of the mechanism

4 Motor selection

The selection of the suitable servomotor depends on several parameters. In order to demonstrate the servomotor selection the servomotor of Yaskawa [3] and gear units of Stöber [4] were selected. The Yaskawa motors (Fig. 4) are described by the moment of inertia, rated torque, rated speed, maximum torque and maximal speed. The gear units are described by moment of inertia (related to input), gear unit ratio, maximal input speed. Both components have other parameters that are used for the selection of the suitable motor. But these other parameters are irrelevant in this case.

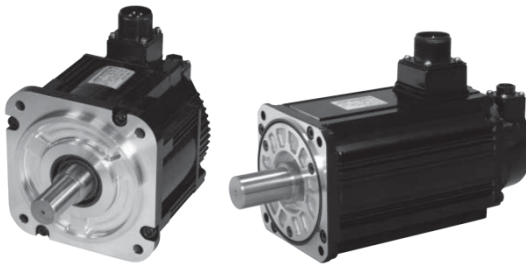


Fig. 4 Yaskawa motors (SGMGV, SGMSV)

4.1 Motor dynamics

The displacement law describes the kinematics of rotor and motion of the mechanism. The motor is described by the moment of inertia of rotor. The motor is loaded by the driving torque of mechanism and by its inherent dynamics. The dynamic load of the motor is the sum of the driving torque of mechanisms divided by the gear unit ratio and the driving torque of the motor plus the gear unit.

$$M_{rot} = (I_{rot} + I_{gear}) \cdot \ddot{\phi}_2, \quad (4.1)$$

$$M_h = M_{rot} + \frac{M_{mech}}{i}, \quad (4.2)$$

where:

M_{rot} – driving torque of only the motor and the gear unit [Nm],

- I_{rot} – moment of inertia of the motor [kg.m²],
 I_{gear} – moment of inertia of the gear unit (related to input) [kg.m²],
 M_{mech} – driving torque of the mechanism [Nm],
 M_h – driving torque of whole mechanism [Nm].

Driving torques of the mechanism, the motor and the whole mechanism are in Fig. 5. The dynamics of the motor influences the resulting dynamics and the result of driving torque.

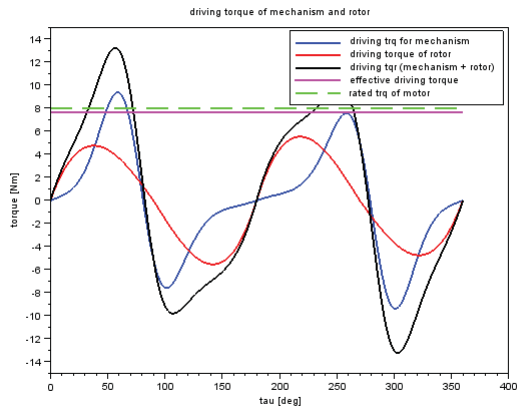


Fig. 5 Driving torque of the whole mechanism (motor + gear unit + mechanism),
 $n_M = 300$ rpm

Effective torque is computed for the driving torque of the whole mechanism

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + \dots + M_n^2 \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}}, \quad (4.3)$$

where:

- M_{ef} – effective value of driving torque of whole mechanism,
 M_i – driving torque of whole mechanism in time t_i ,
 t_i – time difference between values.

When the effective torque is within the rated torque, the servomotor can be used within the intermittent duty zone.

4.2 Motor selection

In order to show the differences between the different types of motor and gear unit a database of their parameters was built. The driving torques were computed to every combination of the motor and gear unit.

For low speed of n_M the dynamics is low and many types of motor and gear units are suitable. In Fig. 6 results are shown for $n_M = 100$ rpm. White squares are suitable combination of the motor and gear unit, black squares are not suitable combination of the motor and gear unit.

Power i \ j		YASKAWA																		
		SGMSV							SGMGV											
		1 kW	1.5 kW	2 kW	2.5 kW	3 kW	4 kW	5 kW	7 kW	0.3 kW	0.45 kW	0.86 kW	1.3 kW	1.8 kW	2.9 kW	4.4 kW	5.5 kW	7.5 kW	11 kW	15 kW
gear units	1	■								■										
	4																			
	5																			
	7																			
	10																			
	16																			
	20																			■

Fig. 6 Results of the selection of motor and gear unit, $n_M = 100$ rpm (white - suitable, black - unsuitable)

When the speed increases, then the dynamics of the motor increases too. In Fig. 7 it is shown that the suitable motors are 2.5 kW and more powerful or equal than 4 kW in SGMSV types. It is shown that the motor of 3kW does not have enough power and has higher value of moment of inertia. This is main problem to select the suitable motor.

Power i \ j		YASKAWA																		
		SGMSV							SGMGV											
		1 kW	1.5 kW	2 kW	2.5 kW	3 kW	4 kW	5 kW	7 kW	0.3 kW	0.45 kW	0.86 kW	1.3 kW	1.8 kW	2.9 kW	4.4 kW	5.5 kW	7.5 kW	11 kW	15 kW
gear units	1	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	4	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	5	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	7	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	10	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	16	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	20	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■

Fig. 7 Results of the selection of the motor and the gear unit, $n_M = 300$ rpm

In the case of electronic cam, the selection of suitable servomotor is very important. If the displacement law is changed, the other motors are suitable (Fig. 8). It depends on the mechanism and on displacement law.

		YASKAWA																		
		SGMSV							SGMGV											
gear units	Power	1 kW	1.5 kW	2 kW	2.5 kW	3 kW	4 kW	5 kW	7 kW	0.3 kW	0.45 kW	0.66 kW	1.3 kW	1.8 kW	2.9 kW	4.4 kW	5.5 kW	7.5 kW	11 kW	15 kW
		1																		
	4																			
	5																			
	7																			
	10																			
	16																			
	20																			

Fig. 8 Other results of the selection of the motor and the gear unit (other displacement law)

The high powerful motor is a possible solution in many cases, but a more powerful motor is more expensive and the power of the motor is not sufficiently utilized. The effective torque is equal 14.76 Nm in this case and rated torque of 7kW motor is 22.3 Nm.

The passive resistance is not taken into account in this selection.

5 Conclusion

Every motor has a different value of moment of inertia. This value produces a different driving torque of unloaded motor. The driving torque of the mechanism is independent on the motor selection. The selected gear unit changed the relation (ratio) between the moment of inertia of the servomotor and the moment of inertia of the mechanism. A more powerful motor has a higher moment of inertia and needs higher a driving torque of motor. In this case the more powerful motor does not satisfy the torque conditions.

In cases of electronic cams, selection of suitable servomotors is very important. The correct designed displacement laws are very important too. A bad displacement law is able to impair the motor selection.

References

- [1] Koloc, Z., Václavík, M.: *Váčkové mechanismy*. Praha: SNTL, 1988. 379 s. ISBN

- [2] Stejskal, V., Valášek, M.: *Kinematics and Dynamics of Machinery*. New York: Marcel Dekker, 1996, xii, 494 s. ISBN 08-247-9731-0.
- [3] Yaskawa Corp: Ac Servo Drives Σ -V Series Product Catalog.[online]. 2012. [cit. 2013-03-10] Available: http://www.e-mechatronics.com/support/catalog/servo/kaeps80000042/data/kaeps80000042i_9_0.pdf
- [4] Stöber Antriebstechnik GmbH: *Servofit PH Planetary Gear Units*. [Online]. [Cit. 2013-03-10] Available: <http://www.stoerber.de/PRODUCTS/SERVOFIT/442258PH-02.pdf>

DYNAMIC MODEL OF WEAVING MACHINE CAMEL INCLUDING DRIVES

Ondřej Marek^{}; Aleš Bílkovský^{**}*

* VÚTS, a.s., Svárovská 619, 46001 Liberec 11, Czech Republic,
ondrej.marek@vuts.cz

** VÚTS, a.s., Svárovská 619, 46001 Liberec 11, Czech Republic,
ales.bilkovsky@vuts.cz

Abstract

The paper deals with the mathematical model of the weaving machine CAMEL dynamics. That machine consists of many moving parts (rotational and translational), belts, flexible elements and therefore it is fairly complex. CAMEL uses several servomotors working in electronic cam regime. It means that the angular velocity of the rotor is varying in time regarding the prescribed profile. Therefore the moment of inertia of rotating elements is really important parameter. It affects the dynamics and then torque requirements of the motor. The inertia of the rotor is very important too. Light-rotor motors have better dynamics. Existing mathematical model of the machine can help to choose the optimal drive of the machine. It also allows the selecting of the optimal displacement laws for different speeds (rpm) in order to decrease the effective torque which is proportional to the heating of servomotor.

1 Introduction

The weaving machine CAMEL is a complex machine with several servomotors. These servomotors mostly represent the electronic cams. The most critical is the “main” servodrives, which is supposed to ensure the major movement of the machine. The major movement consists of slay motion and shedding motion which are coupled. The crank mechanisms ensure the reciprocating motions. The mechanism utilizes the accumulation of energy using the flexible link between the slay and the frame. The flexible link works like a spring and helps the reversing of the slay to the dead centre position.

The spring accumulates the kinetic energy and helps the decelerating of the slay and then release the energy during the accelerating. The kinematic schema of mechanism is in Fig. 1.

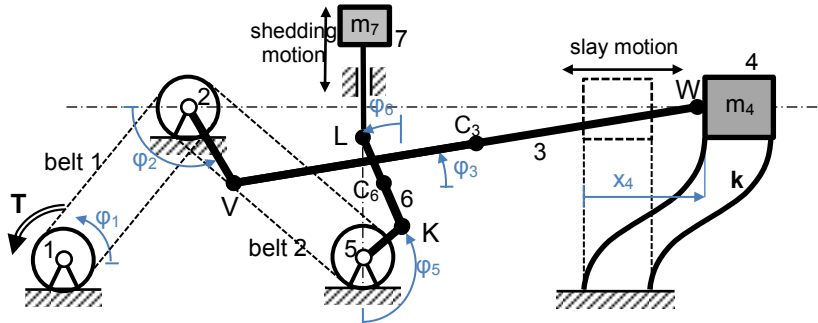


Fig. 1: The major mechanism of CAMEL weaving machine schema

2 Dynamic model

The dynamic equations of each body can be obtained [2]. Mechanism described in Fig. 1 can be described by 11 dynamic equations. If the belts are considered as rigid no mass elements, the bodies 1, 2 and 5 become one body and the number of equations reduces to 9. Another reduction can be arranged considering one crank mechanism only. When both crank mechanisms are considered as one (1-crank approach) and mass m_7 becomes a part of the mass m_4 , the number of dynamic equations is reduced to 5. But it can be dangerous because some important dynamic properties can be lost. When the displacement law $\varphi_1(t)$ is strictly fixed, the positions, velocities and accelerations of all bodies can be computed in certain time. Therefore the velocity profile and acceleration profile are considered as known too. The driving torque can be computed solving the set of dynamic equations. If the flexibilities of the belts are not considered the inverse dynamics is easy.

When only one crank mechanism is considered the dynamic equations in matrix form (2.6) can be solved by inverting matrix A and using formula (2.7). The reaction forces in joints V and W and the requested torque T are calculated.

$$\varphi_2 = \varphi_1 \quad (2.1)$$

$$\varphi_3 = \arcsin\left(\frac{l_2}{l_3} \sin\varphi_2\right) \quad (2.2)$$

$$x_3 = -l_2 \cos\varphi_2 + \frac{l_3}{2} \cos\varphi_3 \quad (2.3)$$

$$y_3 = -l_2 \sin\varphi_2 + \frac{l_3}{2} \sin\varphi_3 \quad (2.4)$$

$$x_4 = -l_2 \cos\varphi_2 + l_3 \cos\varphi_3 + l_2 - l_3 \quad (2.5)$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix} l_2 \sin\varphi_2 & -l_2 \cos\varphi_2 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1 \\ -\frac{l_3}{2} \sin\varphi_3 & \frac{l_3}{2} \cos\varphi_3 & \frac{l_3}{2} \sin\varphi_3 & -\frac{l_3}{2} \cos\varphi_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}}_A \underbrace{\begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_X \begin{bmatrix} R_{1x} \\ R_{1y} \\ R_{6x} \\ R_{6y} \\ T \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} (l_1 + l_2 + l_5) \ddot{\varphi}_2 \\ (m_3 + m_6) \ddot{x}_{C_3} \\ (m_3 + m_6) \ddot{y}_{C_3} \\ (l_{3C_3} + l_{6C_6}) \ddot{\varphi}_3 \\ (m_4 + m_7) \ddot{x}_4 + kx_4 \end{bmatrix}}_B, \quad (2.6)$$

where:

- l_i – length of i-th link [m]
- φ_i – angular position of i-th link [rad]
- x_P, y_P – x,y position of the point P [m]
- I_{iP} – inertia of i-th body to the point P [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
- m_i – mass of body i [kg]
- R_i – reaction force in the i-th joint [N]
- k – stiffness of the slay [N/m]
- T – driving torque [N]

$$X = A^{-1}B \quad (2.7)$$

When both crank mechanisms are considered, the kinematics of bodies 5, 6 and 7 is needed. Each crank mechanism has its own dynamics and the influence each other because they are coupled through the belt 2. When the lengths of the cranks are not same it is better to use 2-cranks approach. Masses m_7 and m_4 have different strokes in the equal period, therefore the accelerations are not equal and dynamic forces are not equal.

$$\varphi_5 = \varphi_2 \quad (2.8)$$

$$\varphi_6 = \arcsin\left(\frac{l_5}{l_6} \sin \varphi_5\right) \quad (2.9)$$

$$y_7 = -l_5 \cos \varphi_5 + l_6 \cos \varphi_6 + l_5 - l_6 \quad (2.10)$$

The driving torque and the reaction forces are calculated using the matrix formula (2.11). It is more complex than (2.6) but it can be reduced when reaction forces are not needed to compute.

$$\begin{bmatrix} l_2 s \varphi_2 & -l_2 c \varphi_2 & 0 & 0 & -l_5 c \varphi_5 & l_5 s \varphi_5 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{l_3}{2} s \varphi_3 & \frac{l_3}{2} c \varphi_3 & \frac{l_3}{2} s \varphi_3 & -\frac{l_3}{2} c \varphi_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_6}{2} c \varphi_6 & -\frac{l_6}{2} s \varphi_6 & -\frac{l_6}{2} c \varphi_6 & \frac{l_6}{2} s \varphi_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{1x} \\ R_{1y} \\ R_{2x} \\ R_{2y} \\ R_{3x} \\ R_{3y} \\ R_{4x} \\ R_{4y} \\ R_{5x} \\ R_{5y} \\ R_{6x} \\ R_{6y} \\ T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{20} \ddot{\varphi}_2 \\ m_2 \ddot{x}_{C_2} \\ m_3 \ddot{y}_{C_3} \\ I_{3C_3} \ddot{\varphi}_3 \\ m_4 \ddot{x}_4 + kx_4 \\ m_6 (\ddot{y}_{C_6} + g) \\ m_6 \ddot{x}_{C_6} \\ I_{6C_6} \ddot{\varphi}_6 \\ m_7 (\ddot{y}_7 + g) \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

3 Simulation and experiments

One existing weaving machine CAMEL was selected. All threads and other weaving material were removed in order to test the mechanical part of the machine only. The servomotor Yaskawa SGMSV-30D (3kW capacity, rated torque 9.8 Nm, peak torque 29.4 Nm, rated speed 3000 rpm, max. speed 5000 rpm) SGMG 3kW [3] and planetary gearbox Stöber [4] (gear ratio $i=4$) were used in order to drive the main mechanism. The gearbox is not considered in the equations, the mathematical model does not take it into account. The computed required torque is then divided by the gear ratio. The required positions, velocities and accelerations are multiplied by the gear ratio.

The displacement law is computed in order to satisfy the weaving process. The slay position has to be higher than 28 mm at least for picking angle of 210 deg of independent master τ (3.1). This is due to the weaving technology and therefore the mechanism cannot be driven by constant velocity motor. The displacement law is actually the dependence of the

position φ_1 on master position τ (3.2) and it is designed in order to satisfy the picking angle and minimal effective torque consumption. In this case the inclined sinus line [1] modified by VDI 2143 [5] is used. The displacement law is displayed in Fig. 2 where the displacement $x_4(\tau)$ is displayed too.

$$\tau = 60 \cdot n \cdot t \quad (3.1)$$

where:

- τ – independent master position [deg]
- n – angular velocity of the machine [rpm]
- t – time [s]

$$\varphi_1 = \varphi_1(\tau) \quad (3.2)$$

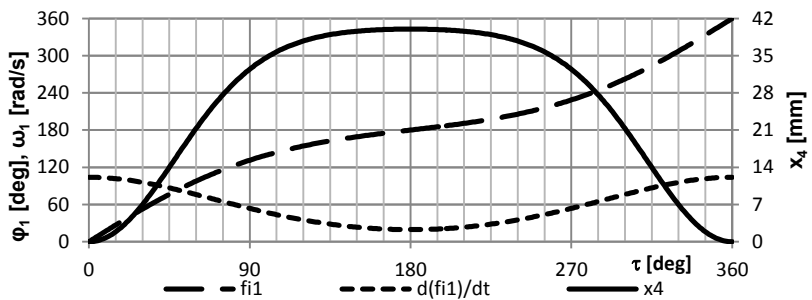


Fig. 2: Displacement law

The mechanical properties of the CAMEL machine were measured experimentally and then used in the simulation model. Because the gearbox was used, all masses on the input side (inertia of the rotor, inertia if the gearbox) were transformed to the output side using formula (3.3).

$$I_1 = I_{20} + I_{50} + i^2(I_{rot} + I_{gear}) \quad (3.3)$$

where:

- I_{rot} – inertia of the rotor [kgm^2]
- I_{gear} – inertia of the gearbox [kgm^2]
- i – gear ratio of the gearbox [-]

The values used in simulation:

$$I_{rot} = 0.0007 \text{ kgm}^2, I_{gear} = 0.0003 \text{ kgm}^2, I_2 = 0.018537 \text{ kgm}^2$$

$$m_3 = 1.25 \text{ kg}, m_4 = 17 \text{ kg}, m_6 = 2.5 \text{ kg}, m_7 = 3 \text{ kg}, k = 130000 \text{ N/m}$$

$$l_2 = 20 \text{ mm}, l_3 = 145 \text{ mm}, l_5 = 30 \text{ mm}, l_6 = 290 \text{ mm}$$

The simulation using equation (2.6) and equation (2.11) are compared with the measured data too. The results are compared for 3 different speeds (350 rpm, 450 rpm, 550 rpm) in figures Fig. 3 - Fig. 5. The difference is obvious. The influence of the shedding is evident because its stroke is 50% higher than the stroke of the slay. The difference in the computed effective torque is not too high (Tab. 1).

Tab. 1: Effective torque comparison

Speed [rpm]	Effective torque 1-crank model [Nm]	Effective torque 2-cranks model [Nm]	Measured effective torque [Nm]
350	5.26	5.16	4.96
450	3.29	3.50	3.68
550	7.20	7.98	7.45

The compared torques are recomputed to the motor side of the gearbox and displayed above the position of the input shaft (φ_1). The inertia of the rotor has really high influence. The exact simulation model helps the verifying of selected the servomotor. It can even help during the machine design.

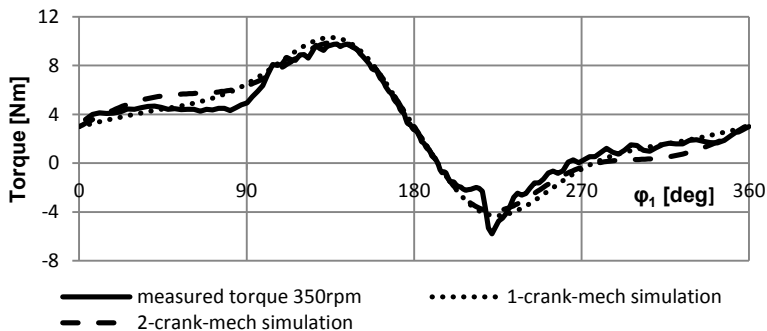


Fig. 3: Simulation/reality comparison – speed 350rpm

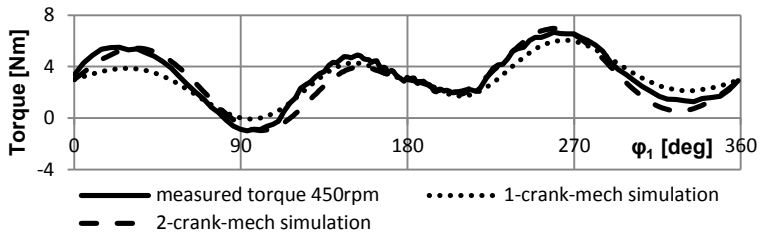


Fig. 4: Simulation/reality comparison – speed 450rpm

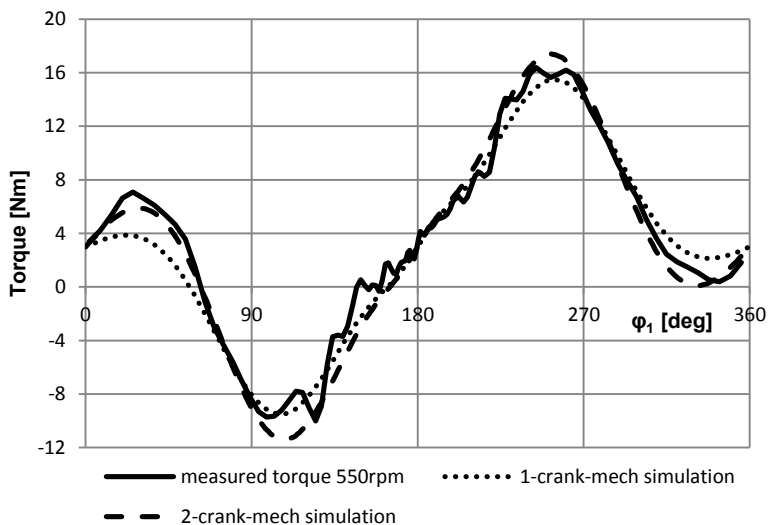


Fig. 5: Simulation/reality comparison – speed 550rpm

4 Optimal displacement law

When the main drive is selected and all dimensions, masses, springs are known the displacement law can be optimized too. It is optimized in order to minimize the effective torque and uses already described simulation model.

For example the displacement law described by parameters κ and η like in (4.1) and (4.2) can be considered.

$$\varphi = \mu + \frac{\eta}{2\pi} \sin(2\pi\mu), \quad (4.1)$$

where

$$\mu = \tau - \frac{\kappa}{2\pi} \frac{\sin(2\pi\tau)}{1 + \kappa \cos(2\pi\tau)}, \quad (4.2)$$

It is possible to optimize the displacement law for every machine operating speed. It means to find the parameters κ and η and create the displacement law which satisfies the desired picking angle (it is different for each speed) and minimizes the computed driving torque. It can be very helpful because the optimal displacement law can increase the maximal speed of the machine. The standard optimization methods can be used.

5 Conclusions

The exact mathematical model of mechanical system is very important in order to predict the dynamic behavior of the particular mechanism. The suitable servomotor can be selected even the suitable displacement law can be computed for each operating speed. It is possible to find the optimal mechanical parameters too. The pre-computed drive torque can be used as a feed forward torque in the servomotor regulation which helps to reduce the position error and increase the quality of the weaving itself. It is also beneficial to have a simple mathematical model because the simulations are not too time consuming and then for instance the pre-computation of the feed forward torque can be even performed in the controller.

References

- [1] KOLOC, Z., VÁCLAVÍK, M.: *Cam Mechanisms*. Praha: SNTL, 1988. 379 p.
- [2] STEJSKAL, V., VALÁŠEK, M.: *Kinematics and Dynamics of Machinery*. New York: Marcel Dekker, 1996, xii, 494 p. ISBN 08-247-9731-0.
- [3] YASKAWA corp: *AC SERVO DRIVES Σ -V SERIES PRODUCT CATALOG*. [online]. 2012. [cit. 2013-03-10]
- [4] STÖBER ANTRIEBSTECHNIK GmbH . *ServoFit PH Planetary Gear Units*. [online]. [cit. 2013-03-10]
- [5] VDI 2153. *Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 1980.

EFFECT OF BOUNDARY CONDITIONS ON THE STRESS RESULTS OF FLEXIBLE PART OF THE MECHANISM

*Ondřej Medúna**

* VÚTS, a. s., Svárovská 619, 460 01 Liberec 11, Czech Republic
ondrej.meduna@vuts.cz

Abstract

This paper presents a numerical simulation of a multi-body system with a flexible part. There is a needle bar mechanism of an industrial sewing machine driven by radial cam. As a flexible body the needle bar lever is considered in this mechanism. Stress distribution/peaks on this lever is one of the most important criterion for maximum mechanism speed determination. In conclusion of this paper, the quality of the results is compared due to using different boundary conditions.

1 Introduction

The main task of this work is to show options of creation of mechanism multi-body system with flexible part. It can be useful to determine critical working speed with respect to safety against failure of the main parts of this machine.

The analyzed object is the industrial sewing machine. The most problematic part of this machine is the needle bar lever. The whole machine consists of many complicated mechanisms. Their effect on the analyzed needle bar mechanism load is negligible therefore there is only a multi-body system of the needle bar mechanism created. The main problem can be stress peaks on needle bar lever during machine run, so this part is considered as a flexible body in multi-body system. There is shown comparison of results quality due to using different MBS excitation load.

2 Multi-body system of analyzed mechanism

Multi-body system (MBS) is created using an assembly of all the main parts of analyzed mechanism (see in Fig. 1). All the inertia properties are determined by geometry and material density of each part. The translational and revolute kinematic joints among adjacent parts are added to MBS.

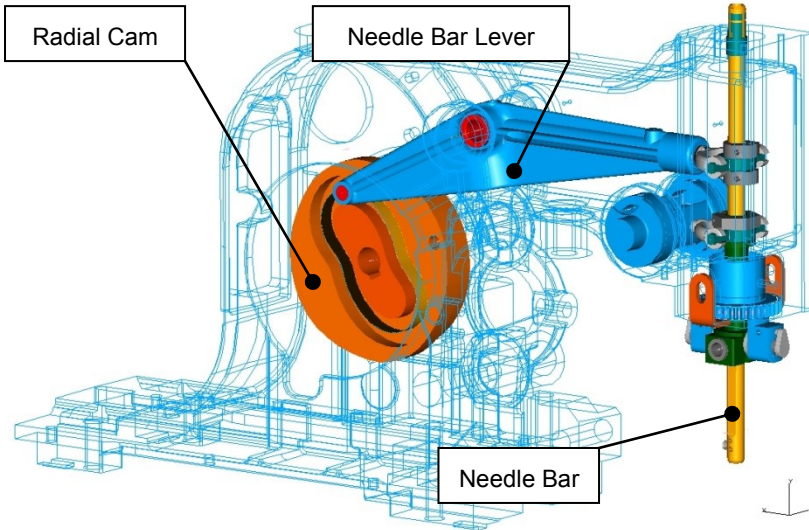


Fig. 1: Needle bar mechanism created in sw MSC.ADAMS

There are defined 2 contacts of curve-to-curve type to respect the cam-follower kinematic joint on the real mechanism. The first one is defined between the circle (follower) and the curve of inner cam-profile, the second one is defined between the circle (follower) and the curve of outer cam-profile. The radius of the circle representing the follower is set to $R_{MBS} = 6.33 \text{ mm}$ instead of the nominal follower radius $R_{NOMINAL} = 6.35 \text{ mm}$. This difference simulates the manufacturing tolerance of cam-follower parts.

3 Stress determination on a needle bar lever

At this moment, all the parts of this MBS are rigid. To allow stress peaks determination on needle bar lever during simulation of machine run we need

its FEM model to creation of “modal neutral file” (MNF). It allows this part to consider as flexible in MBS.

The needle bar lever FEM model consists of 27024 tetrahedron-type elements representing its geometry. The RBE2 elements are used for connection of flexible part to the other components of assembly (Fig. 2).

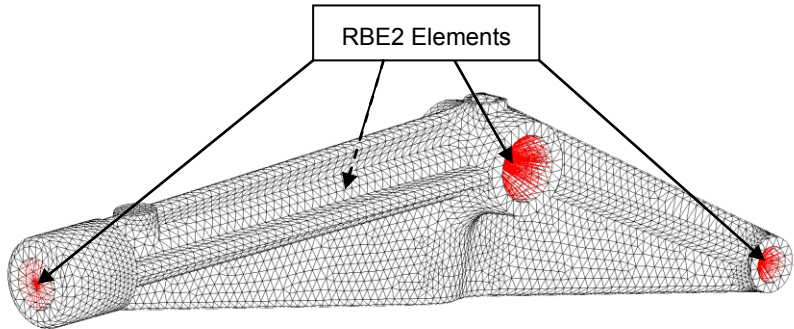


Fig. 2: FEM model of needle bar lever created in sw I-DEAS

This part is made from AL 2014-T4 alloy with mechanical properties shown in Tab. 1.

Tab. 1: Mechanical properties of AL 2014-T4 alloy

Young's modulus [MPa]	72 400
Poisson's ratio [1]	0.33
Mass density [kg/m ³]	2 800
Fatigue strength [MPa]	262
Tensile yield strength [MPa]	290
Ultimate tensile strength [MPa]	427

4 Versions of kinematic excitation of mechanism

Now, a MBS with respect to all main parts of needle bar mechanism is created. On the real machine, there is only one kinematic excitation of this mechanism – the radial cam is driven by an electric motor in nominal rotational speed $n_{\text{NOMINAL}} = 900.8 \text{ rpm}$. Because of complexity of real machine it is very difficult to include all the forces with effect to the mechanism behavior.

For example, there is an effect of needle penetrating through the sewed textiles or effect of manufacturing tolerance in kinematic joints. We can show effect on stress results of three versions of kinematic excitation applied to MBS in the next subchapters. All the records used as kinematic excitation are shown in Fig. 3.

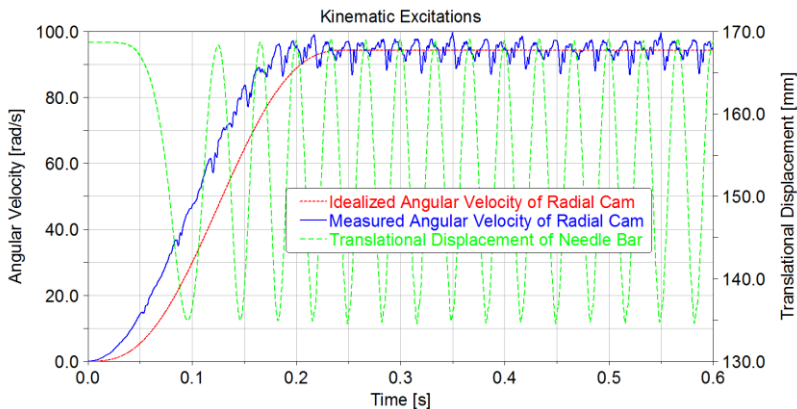


Fig. 3: Kinematic excitations used in simulations

4.1 Kinematic excitation only on the radial cam – $n = \text{const}$

The first version of the kinematic excitation is to drive only radial cam using the constant nominal rotational speed $n_{\text{NOMINAL}} = 900.8 \text{ rpm}$. This value is usual working speed therefore we could expect that the simulation load of the flexible needle bar lever is similar to the real load. Maximum von Mises stress value on the needle bar lever $\sigma \approx 30 \text{ MPa}$ is determined during 17 steady-state run cycles. Stress peak areas are shown in Fig. 4 and Fig. 5.

This maximum value is very low compared with fatigue strength of used material of needle bar lever (262 MPa).

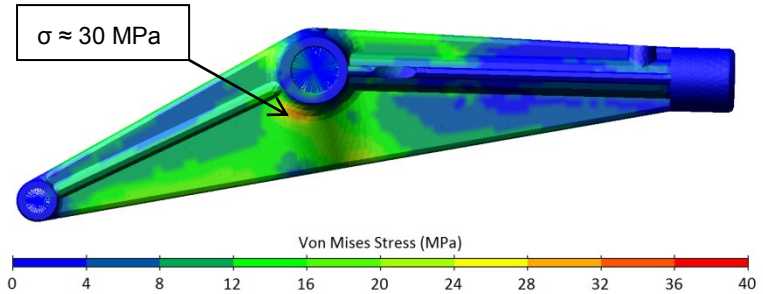


Fig. 4: Stress distribution on the needle bar lever – kin. excitation version 1

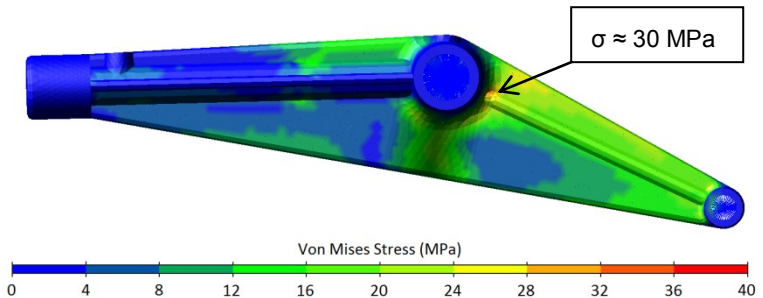


Fig. 5: Stress distribution on the needle bar lever – kin. excitation version 1

4.2 Kinematic excitation only on the radial cam – $n \neq \text{const}$

The second version of the kinematic excitation is to drive only radial cam using the measured record of its rotational speed. This time-variable record consists of start-up and 17 run cycles on the real machine. The average value is the same as the constant value in the first version: $n_{\text{NOMINAL}} = 900.8 \text{ rpm}$.

The effect of unsteady rotational speed of the radial cam is not very significant - maximum von Mises stress value on the needle bar lever is now

$\sigma \approx 35$ MPa. Stress peak areas are shown in Fig. 6 and Fig. 7. These stress extremes are still very low compared with fatigue strength of used material (262 MPa).

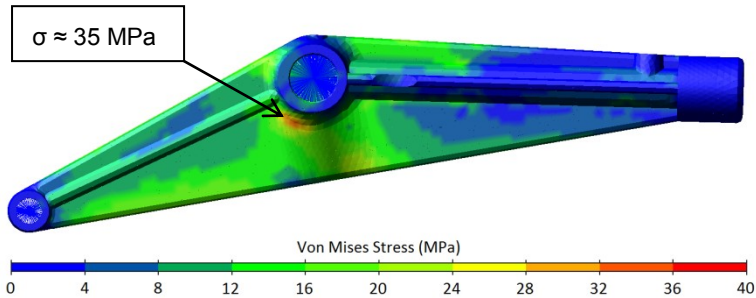


Fig. 6: Stress distribution on the needle bar lever – kin. excitation version 2

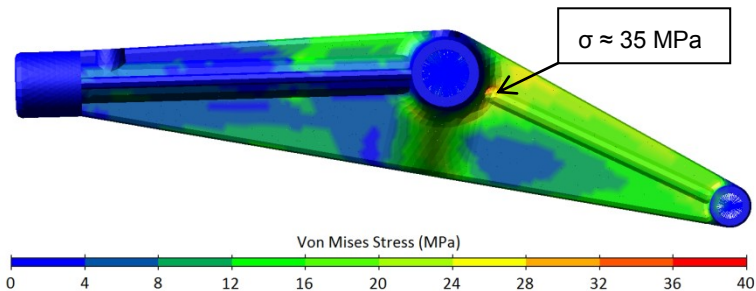


Fig. 7: Stress distribution on the needle bar lever – kin. excitation version 2

We can now compare translational acceleration of needle bar on MBS simulation model for this version of kinematic excitation with the measured record of acceleration on the real machine (Fig. 8). It's clear that these records are different, especially acceleration peaks. We can suppose that it is the effect of needle penetrating through the sewed textiles and the effect of manufacturing tolerance in kinematic. We can include these extra loads by adding measured translational displacement of needle bar as its excitation too. This version is described in the next chapter.

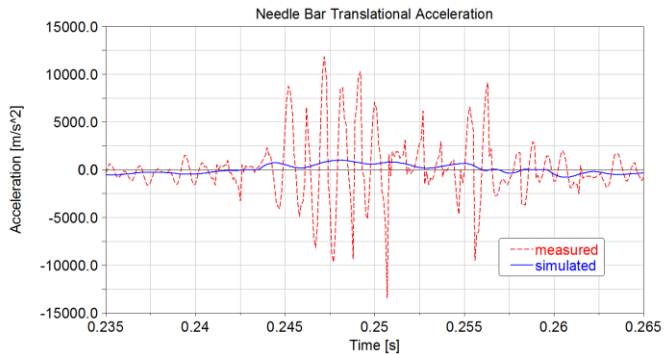


Fig. 8: Comparison of translation acceleration of the needle bar

4.3 Kinematic excitation on the radial cam & on the needle bar

The third version of the kinematic excitation is to drive radial cam using the measured record of rotational speed (same as in the second version) and to drive needle bar using the measured record of its translational displacement. The reason for using the measured displacement of needle bar is to include forces acting on the needle during penetration through the sewed textiles and any other effect we cannot exactly simulate. Maximum von Mises stress value on needle bar lever $\sigma \approx 160$ MPa is very different to stress peaks of the first two versions of kinematic excitation. This value is relatively close to fatigue strength of used material and therefore it is not recommended to increase working speed to required value $n_{\text{INCREASED}} = 1500$ rpm.

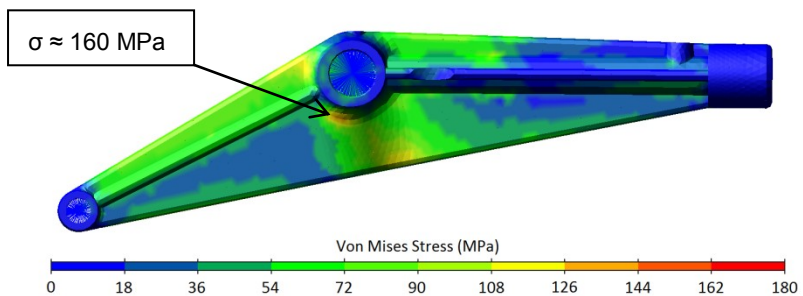


Fig. 9: Stress distribution on the needle bar lever – kin. excitation version 3

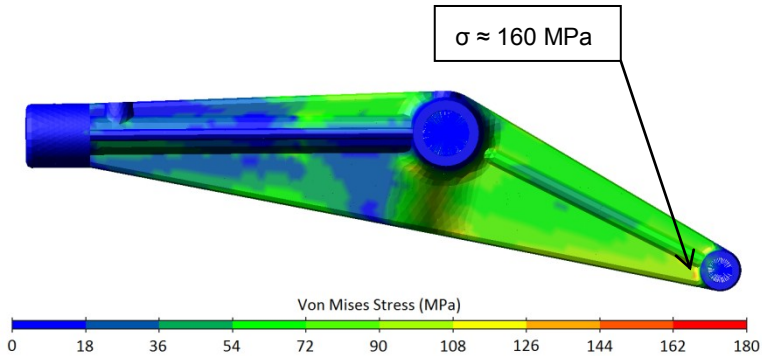


Fig. 10: Stress distribution on the needle bar lever – kin. excitation version 3

5 Conclusion

This work discusses modeling options of needle bar mechanism of industrial sewing machine. The simulation model of this mechanism is created as multi-body system including geometry of all movable parts and kinematic joints between them. The needle bar lever is desired as a flexible part to determine possible unsafe stress peaks during machine run.

The multi-body system uses 3 different versions of kinematic excitation for simulation of run machine. The stress result differences of each one show that it is necessary to use simultaneously two kinematic excitations in multi-body system for accuracy of results. The first one is drive of the radial cam using the measured record of rotational speed; the second one is drive of the needle bar using the measured record of its translational displacement.

On the base of the stress results for commonly used rotational speed of the radial cam $n_{\text{NOMINAL}} = 900.8$ rpm it is not recommended to increase it to the required value $n_{\text{INCREASED}} = 1500$ rpm. For this increasing it is necessary to modify design of needle bar lever.

PRINZIPIEN ZWEIDIMENSIONALER MECHANISMEN FÜR PRÄZISIONSGERÄTE

Manfred Steinbach, Jena

* Ingenieurbüro Manfred Steinbach, Jena / stb@ingenieurbuero-steinbach.de

Abstract

Auf der Basis von Tschebyschevs Grundgleichung der Mechanismen-technik werden systematisch alle prinzipiellen Möglichkeiten zum Aufbau ebener Mechanismen rechnerisch hergeleitet. Hauptsächlich werden die Beschränkungen und Möglichkeiten bei der Anwendung im Präzisionsgeräteebau betrachtet. Ferner werden Fragen der Auslegung und der Fertigungstechnologie behandelt.

By using Tschebyschevs principal equation in the technique of mechanisms all possibilities for designing planar arrangements are deduced in this paper. Especially the limitations in the case of very precise instruments are considered. In addition the questions of functional design and manufacturing are treated out.

1 Besonderheiten beim Präzisionsgeräteebau

Die Darlegungen in diesem Aufsatz betreffen ausschließlich ebene Systeme, deren Gelenke zunächst als infinitesimal klein betrachtet werden [9]. Die daraus evtl. folgenden systematischen Fehler müssen selbstverständlich später ausführlich berücksichtigt werden. Bei der hier zugrundeliegenden Philosophie werden grundsätzlich keine überbestimmten Anordnungen verwendet und auch keine Systeme, bei denen z.B. Positionen stark von Federsteifigkeiten abhängen. So wird auch auf Konstruktionen mit ausgedehnten federnden Elementen verzichtet. Damit sind diese Systeme auch in Näherung relativ leicht mit einfachen Mitteln berechenbar.

Systeme mit ausgedehnten elastischen Bereichen sind m.W. zuletzt in den sechziger Jahren von Werner Lotze umfassend behandelt und größtenteils analytisch berechnet worden ([8], [9]) und weitere Arbeiten von ihm). Entsprechende Berechnungen würde man heute sicherlich mit Finite-Elemente-Methoden behandeln. Lotzes Untersuchungen kann man als den Gipfel und Endpunkt der analytischen Behandlung dieses Problemkreises ansehen.

Normalerweise ist bei Aufgaben des Präzisionsgerätebaus immer der dreidimensionale Fall den Freiheitsgradberechnungen zugrunde zu legen. Arbeitet man nur in der Ebene und mit hinreichend ebenen Basen, dann ist auch die zweidimensionale Betrachtung sinnvoll. Speziell durch Drahterodieren lassen sich hohe Genauigkeiten erreichen. Wenn man sich auf Biegegelenke bzw. Festkörpergelenke beschränkt ergeben sich zwei wichtige Vorteile:

- Die Anordnung ist frei von Coulombscher Reibung.
- Die Anordnung ist losefrei und es gibt bei richtigem Aufbau keine losen Teile und keine Reproduzierbarkeitsmängel.

Die folgenden Schwierigkeiten müssen allerdings auch bei ausschließlicher Benutzung von Festkörpergelenken in Kauf genommen werden:

- Bei Bewegungen entstehen elastische Rückwirkungen.
- Freiheitsgrade können sich gegenseitig beeinflussen.
- Elastizitäts- und Stabilitätsgrenzen (Knickung) sind oft kritisch.

Bei Anwendung ebener Mechanismen im Präzisionsgerätebau müssen folgende Idealisierungen akzeptiert werden:

- Die Bezugsebene wird als ideal eben angenommen
- Alle Drehachsen stehen ideal senkrecht auf der Ebene.

Sobald die genannten Idealisierungen keine Entsprechung in der Wirklichkeit haben bewegt sich ein Funktionsteil auch senkrecht aus der Ebene heraus und kippt um die in der Ebene liegenden Achsen.

Zu erwähnen ist, dass sich die folgende Betrachtung auf Systeme mit diskreten Gliedern und Gelenken bezieht. Nur solche lassen sich auf einfache Weise berechnen. Systeme mit verteilten Parametern bedürfen im Allgemeinen der FEM-Analyse (s.o.). Für Anwendungen in der Präzisionsmechanik kommen wahrscheinlich nur Systeme mit diskreten Gelenken in Betracht.

Die Grundgleichung der Kinematik nach Tschebyschev [13] bzw. Grübler [3] lautet für 2-D-Mechanismen

$$F = 3(n - 1 - g) + \sum_{i=1}^g f_i$$

darin bedeuten

F	Gesamtfreiheitsgrad des Systems
n	Anzahl beteiligter (diskreter) Glieder
g	Anzahl beteiligter (diskreter) Gelenke
$\sum f_i$	Summe der Einzelfreiheitsgrade der beteiligten Gelenke
1	Subtraktion eines Gliedes, das die Basis des Systems bildet

Werden nur eindimensionale Biegegelenke verwendet, so ist

$$F = 3n - 3 - 2g$$

Im hier vorausgesetzten Aufbau mit „fehlerfrei“ erodierten Gelenken (s.o.) gibt es zwei Verschiebemöglichkeiten und eine Rotationsmöglichkeit. Anordnungen mit drei Freiheitsgraden haben im ebenen System keinen Einfluß, können also in beliebiger Anzahl verwendet werden (Abb. 1). Im entsprechenden räumlichen Fall wären Anordnungen mit sechs Freiheitsgraden demgegenüber als nicht vorhanden oder gänzlich unwirksam zu betrachten.

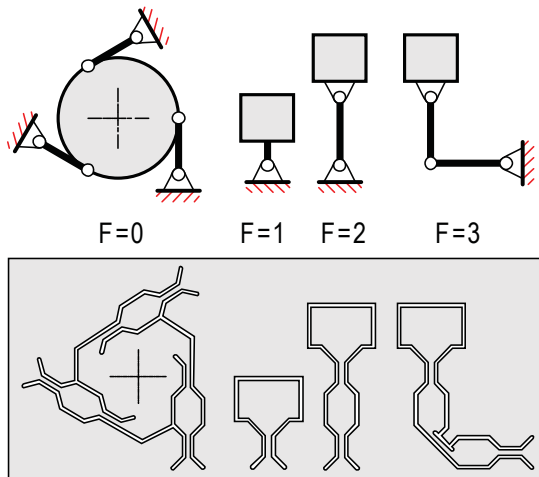


Abb. 1: Gelenksysteme mit null, einem, zwei und drei Freiheitsgraden (v.l.n.r.). Oben als Schemata, unten angedeutet als Erodiererteile. Die Gesamtfreiheitsgrade sind in diesem Bild jeweils mit Kombinationen von einfachen Biegegelenken mit je einem Freiheitsgrad erreicht. Es wird also mit distinkten Gelenken ge-

rechnet. Bei Verwendung von Gelenken mit verteilter Nachgiebigkeit lässt sich z.B. der Freiheitsgrad 2 mit einem längeren Biegebalken erreichen. Das ist hier aber nicht Gegenstand der Betrachtung.

2 Prinzipielle Möglichkeiten zum Aufbau ebener Mechanismen

Tab. 1: Möglichkeiten zum Aufbau ebener Mechanismen. Linke Spalte = Gesamtfreiheitsgrad. Zweite Spalte = Anzahl Gelenke. Obere Zeile = Anzahl Glieder. Schwarz unterlegt = Anordnungen, die ausschließlich Elementargelenke mit nur einem Freiheitsgrad enthalten.

F	g \ n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0												
1	1		1									
2			2									
3												
0			3									
1	2		4									
2				2								
3				3								
0			6	3								
1	3			4								
2				5								
3				6	3							
0				6								
1	4			7	4							
2				8	5							
3					6							
0				9	6							
1	5			10	7							
2					8	5						
3					9	6						
0				12	9	6						
1	6				10	7						
2					11	8						
3					12	9	6					
0					12	9						
1	7				13	10	7					
2					14	11	8					

3 Schemata für mögliche Mechanismen

3.1 Freiheitsgrad 0

In der Tabelle 1 finden sich bei Aufbau unter Verwendung von Gelenken mit je einem Freiheitsgrad folgende Lösungen:

- $n=3$ $g=3$
- $n=5$ $g=6$
- $n=7$ $g=9$
- $n=9$ $g=12$ usw.

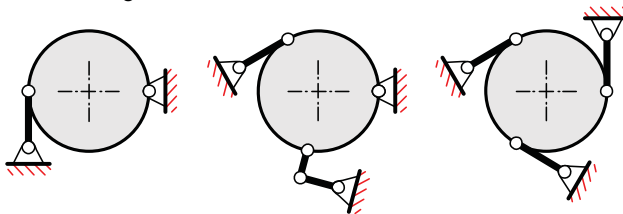


Abb. 2: Fixierung in der Ebene. Anordnungen mit drei, fünf und sieben Gliedern. Das Gestell ist jeweils als ein Glied mitzuzählen. Alle Teilgelenke haben einen Drehfreiheitsgrad.

3.2 Freiheitsgrad 1

Aus der Tabelle 1 können bei ausschließlicher Verwendung von Gelenken mit einem Freiheitsgrad folgende Lösungen gefunden werden:

- $n=2$ $g=1$ (Drehung)
- $n=4$ $g=4$ (z.B. Gelenkviereck)
- $n=6$ $g=7$ usw.

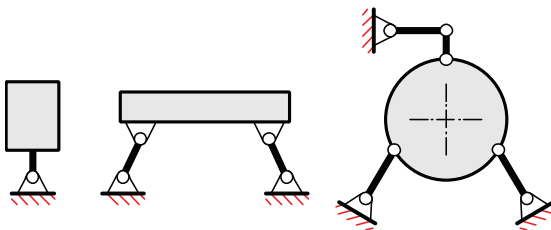


Abb. 3: Anordnungen mit einem Freiheitsgrad.

3.3 Freiheitsgrad 2

Aus der Tabelle 1 lassen sich für den Gesamtfreiheitsgrad folgende Aufbau-
prinzipien entnehmen:

- $n=3$ $g=2$
- $n=5$ $g=5$
- $n=7$ $g=8$ usw.

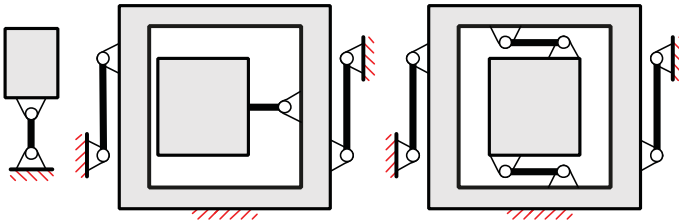


Abb. 4: Anordnungen mit zwei Freiheitsgraden

3.4 Freiheitsgrad 3

Tabelle 1 liefert für $F=3$ die folgenden Möglichkeiten:

- $n=4$ $g=3$
- $n=6$ $g=6$
- $n=8$ $g=9$ usw.

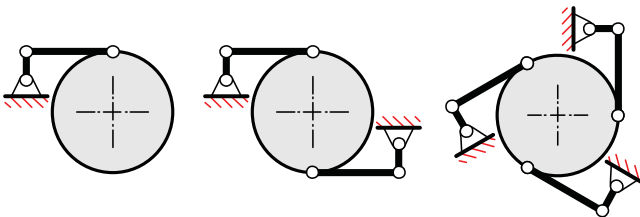


Abb. 5: Anordnungen mit drei Freiheitsgraden. Hebelsysteme der hier gezeigten Art können in beliebiger Anzahl hinzugefügt werden, ohne dass sich am Gesamtfreiheitsgrad etwas verändert. Man verwendet solche Gelenke, um die Funktionsteile in der Ebene zu fixieren, ohne ihre Bewegungsmöglichkeiten in der Ebene zu beeinträchtigen.

Abb. 5 zeigt Anordnungen, die lediglich den Verbleib in der Ebene sichern, ohne dass Verschiebbarkeit und Verdrehbarkeit eingeschränkt werden.

Hebelpaare dieser Art können in beliebiger Zahl eingesetzt werden. Der Freiheitsgrad des Funktionsteils in der Ebene verändert sich dadurch nicht.

4 Fragen der Auslegung

Fertigungsfehler

Fehler sind einerseits durch Fertigungstoleranzen verursacht, indem geforderte Gelenkpositionen am falschen Ort vorgefunden werden, und indem z.B. Erodierschnitte nicht senkrecht zur Bezugsebene geführt sind. Für die hier gewählte Art der Betrachtung, bei der die Bewegungen wie auch die Fertigungsfehler klein sind, entstehen nur kleine Funktionsfehler von zweiter Ordnung. Das gilt also auch für Bewegungen aus der Ebene heraus.

Geometriefehler

Im Falle von approximierten Bewegungsabläufen sind die Abweichungen von der idealen Geometrie als systematisch zu betrachten wie z.B. bei der Getriebegeradführung, der Drehpunkterzeugung mittels Gelenkvierecks (z.B. Abb. 6, 7 und 8) oder dem ebenen Kreuzfedergelenk (cartwheel hinge). Auch die Biegung des geraden Balkens liefert keinen exakten Drehpunkt, sondern eine Abrollbewegung zwischen Rastpolbahn und Gangpolbahn [8]. Solche Abweichungen sind bei Konstruktion und Verwendung zu berücksichtigen.

Werkstoffe [2]

Bei einem einseitig eingespannten Balken (cantilever beam) entsteht durch Belastung mit Kraft oder Moment eine Absenkung f und eine Neigung α . Im einfachsten Fall berechnet man die Verhältnisse mit den Mitteln der elementaren Balkentheorie. Der zulässige Biegewinkel ergibt sich zu

$$\alpha_{zul} = \frac{\sigma_{zul}}{E} \cdot H$$

σ_{zul} zulässige Spannung im Werkstoff, z.B. $R_{p0,2}$

E E-Modul

H dimensionslose Größe, die von Form und Dimension abhängig ist

Der Quotient aus zulässiger Spannung und E-Modul ist ein Maß für den Biegewinkel, der solchen Anordnungen abverlangt werden kann. Hochfeste Kunststoffe weisen große Werte dieses Quotienten auf, sind aber für präzise Anordnungen wegen der geringen Langzeit-Dimensionsstabilität meist nicht einsetzbar.

Belastbarkeit

Längsbelastung durch Zug oder Druck ist analog zur Biegebelastung behandelbar, ggf. auch unter Berücksichtigung der Dauer-Wechselbeanspruchung. Im Falle von Weltraumprojekten muss bei der Testung und beim Raketenstart mit i.allg. mindestens 20 g rms gerechnet werden, allerdings im begrenzten Zeitintervall. Daneben muss gegen Knickung ausreichend dimensioniert werden, entweder durch Versteifung oder durch Beschränkung des Bewegungsbereichs.

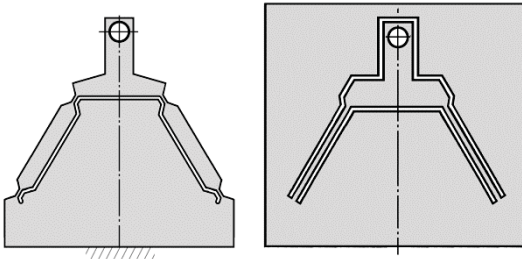


Abb. 6: Maßnahmen gegen Knicken

Kreuzfederanordnungen haben den Vorteil, dass neben der geringeren örtlichen Variabilität des Momentanpols die effektive Knicklänge auf bis zu 50% verringert wird. Das echte Kreuzfedergelenk wird hier wegen der Beschränkung auf ebene Anordnungen nicht behandelt, wohl aber ist hier das „Wagenradgelenk“ (engl. cartwheel hinge) zu erwähnen [8].

elastische Rückwirkung

Benötigt man eine bestimmte Tragfähigkeit F und möchte gleichzeitig eine kleine Federkonstante c realisieren, dann gibt es die Möglichkeit der Parallelanordnung mehrerer Gelenke mit geringerer Federsteifigkeit, aber großer Gesamtlängskraft. Bei sonst gleicher Geometrie ist ein Biegebalken doppelter Dicke bekanntermaßen vierfach steifer als zwei parallele solche von nur einfacher Dicke.

Gestaltfestigkeit

Mit Rücksicht auf die Gestaltfestigkeit sind plötzliche Formübergänge zu vermeiden. Daraus ergeben sich z.B. spezielle Anforderungen an Einspannstellen (Ausrundungen, filleted corners), die besonders neuerdings in zahlreichen Arbeiten behandelt worden sind (s. z.B. [5], [6], [7]). Ferner müssen hochbelastete Bauteilbereiche besonders glatt gestaltet werden. Erodierete Schnittkanten sind durch Mehrfachschnitte besonders fein auszuführen. Weitere Maßnahmen sind das nachträglich Ätzen der Schnittkanten und das Polieren. Das Erodieren beeinträchtigt die Werkstoffstruktur an den Schnittkanten. Ggf. muss gefräst oder geätzt werden. Bei spanender Herstellung sollte die Bearbeitungsrichtung senkrecht zur Biegungsachse verlaufen. Aus Sicht der Gestaltfestigkeit ist das Ätzen aus dem Vollen ideal. Bei derart hergestellten Teilen ist die Dauerwechselfestigkeit u.U. gleich der statischen Festigkeit, die Wöhlerkurve ist in diesem Fall eine von der Lastwechselzahl unabhängige Konstante. Bei zusammengesetzten Anordnungen (Abb. 7 rechts) unter Verwendung von feingezogenem Draht oder feingewalzten Blechen bzw. Folien ist bei beabsichtigter hoher Belastung sorgfältig auf Kratzerfreiheit zu achten.

5 Fragen der Herstellungstechnologie

Heute ist es verbreitete Praxis, Festköpfergelenkanordnungen durch Draht-erodieren herzustellen. Das hat eine Reihe bekannter Vorteile und einige weniger bedachte Nachteile: Die Funkenerosion erzeugt Veränderungen der Kristallstruktur an den Schnittflächen, was für hochbeanspruchte Baueinheiten kritisch ist.- In den Schnittflächen entsteht loser Abbrand, der schwer zu beseitigen ist und im Reinraum stören kann.- Bei der Erosion in dickeres Material kann nicht mit höchsten oder optimal angepassten Werkstofffestigkeiten gerechnet werden. Massives Material lässt sich nicht bis zu höchsten Festigkeiten härten und auch nicht kaltverformen. 20 µm dicke Stege bei Festigkeiten über vielleicht 2000 N/mm² lassen sich m.W. z.Z. besser in zusammengesetzte Anordnungen einbringen.- Andererseits sind Gelenke für Großgeräte mit Abmessungen von etlichen Dezimetern durch Erodieren nicht besonders wirtschaftlich herstellbar. Es gibt also nach wie vor Anwendungen, bei denen wie in den alten Zeiten mit Schrauben und Klemmplatten gearbeitet wird. Manche Probleme lassen sich durch Laserschweißung lö-

sen, wenn man belastete Bereiche von den Schweißstellen fernhält. Das Bildtripler Abb.7 zeigt das Prinzip.

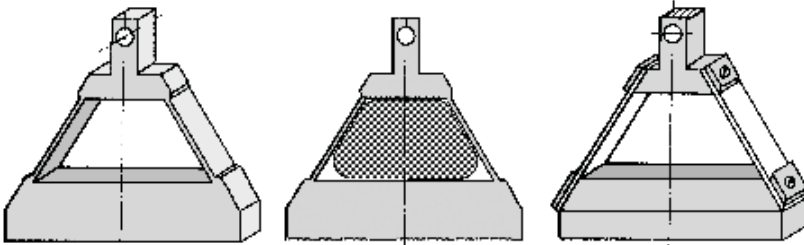


Abb.7: Links monolithisches erodiertes Gelenkviereck. Das herausfallende Mittelstück beeinträchtigt den Fertigungsablauf. Mitte: Das Werkstück ist vorbearbeitet. Der schraffierte Teil ist vor Beginn des Erodierprozesses herausgefräst. Die nun beim Erodieren herausfallenden Abfallstückchen verkleben sich nicht mit dem Erodierdraht. Rechts: die Anordnung ist aus mehreren Teilen zusammengesetzt. Dadurch kann für die stark beanspruchten Gelenke hochfestes Material verwendet werden, z.B. Federstahlfolie. Für die Abbildungen wurde eine Darstellung bei Kruger [4] verwendet.

Die folgende Abb. 8 zeigt Schritte zur technologischen Optimierung eines einfachen 2D-Parallelogramms. Das linke Teilbild demonstriert eine Anordnung, die für das Erodieren sehr ungünstig ist. Das innere Teil kann sich beim Herausfallen mit dem Erodierdraht verkleben, wodurch Werkstück und Maschine beeinträchtigt werden. Das Bild in der Mitte ist z.B. durch Fräsen vorbearbeitet. Die nun noch beim Erodieren abfallenden Reste können ohne Beeinträchtigung des Maschinenlaufs in die Spülmittelwanne fallen. Rechts ist eine zusammengesetzte Baugruppe dargestellt. Hier hat man den Vorteil, hoch leistungsfähigen Werkstoff für die Gelenke verwenden zu können. Die Verbindung, die hier mit Schrauben und Beilageplatten angedeutet ist, bereitet u.U. Probleme. Zur Erreichung hoher Reproduzierbarkeitswerte kann man die Gelenkbleche verstiften, ggf. unter Verwendung spezieller Werkzeuge für besonders harte Werkstücke. Günstig sind Verbindungen durch Laserschweißnähte, die allerdings von den hochbelasteten Bereichen ferngehalten werden müssen.

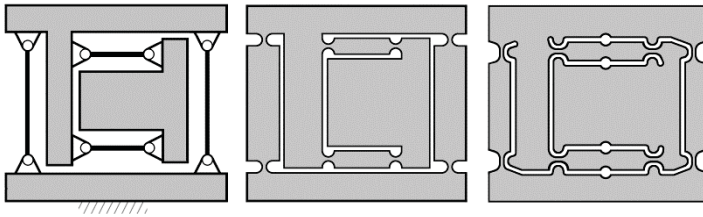


Abb. 8: Zur technologisch richtigen Gestaltung eines 2-D-Parallelogramms. Links das angezielte Funktionsschema. Mitte: Erster Entwurf für die Schnittführung. Rechts: optimierter Entwurf.

Die Bilder zur technologisch günstigen Gestaltung (Abb. 8) zeigen zunächst die Funktionsskizze (links), dann einen Schnittentwurf, der noch Nachteile hat: Es entstehen die erwähnten, bei den Erodierern ungeliebten losen Kleinteile, die die ununterbrochene Überwachung des Prozesses erfordern, weil ggf. der Draht beim Verkanten der losen Teile eingeklemmt werden kann. Die Gelenkformen sind vermutlich nicht optimal ([5], [6]), und das gesamte bewegliche System wird mit zunehmender Schnittlänge instabil und schwingt unter der Wirkung des Spülstrahls. Im rechten Bild sind die wesentlichen Mängel beseitigt. Die dargestellten Löcher sind keine Startlöcher, sondern an diesen Stellen bleibt die Platte unerodiert. Nach Abschluss des Erodiervorgangs wird der gesamte Schnitt mit einem warm zu verarbeitenden Kitt gefüllt. Nach dem Festwerden fräst oder bohrt man an den gekennzeichneten Stellen die nicht erodierten Stellen auf. Danach wird der Kitt mit Wärme und/oder Lösungsmittel (z.B. Azeton) beseitigt. Nach ausgiebiger Reinigung (Schnitte evtl. z.B. mit Zahnseide) ist das Teil einbaufertig [11].

Die Erodierer neigen dazu, ihre Teile zwecks schöneren Aussehens mit Glaskugeln oder Korund zu strahlen. Bei hochbeanspruchten Teilen ist das wegen der entstehenden unregelmäßigen Oberflächenspannungen abzuraten, außerdem bleibt oft Pulver in den Schnitten hängen. Ferner sollten beanspruchte Gelenkbereiche mehrfach mit geringsten Abträgen nachgeschnitten werden (Feinschnitt). Dazu braucht es ein wenig Schnittbreitenreserve, die vom Konstrukteur zu berücksichtigen ist. Startlöcher kann man bei der Vorfertigung der zu erodierenden Teile einbringen. Die Löcher lassen sich auch erodieren. Bei großen Anzahlen kann das Gegenstand ökonomischer Optimierung sein.

Literatur

- [1] Artoboljevskij, I.I.: *Mechanismen in der modernen Technik* (russ.). Moskau: Verlag „Nauka“ (Wissenschaft). 5 Bände. 1970 ... 1976
- [2] Bernst, Reinhard: *Werkstoffe im Wissenschaftlichen Gerätebau*. Leipzig: Akad. Verlagsges. Geest & Portig. 1975
- [3] Grübler, Martin: *Getriebelehre. Eine Theorie des Zwanglaufs und der ebenen Mechanismen*. Berlin: Verlag Julius Springer. 1917
- [4] Kruger, M. Ja. et al.: *Handbuch des Konstrukteurs optisch-mechanischer Geräte* (russ.). Leningrad: Verlag „Maschinenbau“. 1968
- [5] Linß, S.; Erbe, T.; Theska, R.; Zentner, L.: The Influence of asymmetric flexure hinges on the axis of rotation. *56th International Scientific Colloquium. Ilmenau University of Technology, 12-16 September 2011. URN (paper): urn:nbn:de:gbv:ilml-2011iwk-006:6*
- [6] Linß, S.; Erbe, T.; Zentner, L.: Design and simplified manufacturing of large-deflective flexure hinges based on polynomial contours. *56th Internat. Scientific Colloquium. Ilmenau University of Technology, 12-16 September 2011. URN (paper): urn:nbn:de:gbv:ilml-2011iwk-005:9*
- [7] Lobontiu, Nicolae: *Compliant Mechanisms. Design of Flexure Hinges*. Boca Raton, Fla., USA: CRC Press. 2003
- [8] Lotze, Werner: *Die ebene Kinematik von Biegefeder-Aufhängungen*. Diss. TU Dresden. 1965
- [9] Lotze, Werner: Berechnung von Biegefeder-Systemen mit Hilfe konzentrierter Ersatzelemente. *Feingerätetechnik* (Berlin/Ost) **17**(1968) H.10 S.440-448
- [10] Schöppach, Armin: Lagerung genauer optischer Komponenten. *Jenaer Jahrbuch zur Technik- und Industriegeschichte (JJB)* **14**(2011) 85-139
- [11] Steinbach, Manfred: Maskenhalter für die Ionenstrahl-Lithographie. In: *Festschrift Manfred Schilling*. Ilmenau: Technische Universität. 1999. S.19-23
- [12] Steinbach, Manfred: Fixierung von Präzisionsbauteilen. Optikkassungen und Plattenlagerungen. *JJB* **14** (2011) 141-222
- [13] Tschebyschew, Pafnutij Lwowitsch: Über Parallelogramme (russ.). *Publikationen der ersten Versammlung der russischen Naturwissenschaftler* (1.-11.9.1869). Abt. Technik und praktische Mechanik. 1870, S. 9-30

FIXED CENTRODE OF THE COMPLIANT ISOSCELES SLIDER – CRANK MECHANISM

Pavlović, N.T.^{}; Pavlović, N.D.^{**}*

* University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechatronics and Control, pnenad@masfak.ni.ac.rs

** University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechatronics and Control, pavlovic@masfak.ni.ac.rs

Abstract

Compliant mechanisms gain some or all of their mobility from the relative flexibility of their joints rather than from rigid-body joints only. Compliant mechanisms can provide many benefits in the solution of design problems: they have less wear, weight, noise and backlash than their rigid-body counterparts. They can be manufactured from one piece of material, and therefore they are suitable to be applied in micromechanics. On the other hand, nonlinearities introduced by the large deflection of elastic segments further complicate the analysis of compliant mechanisms.

This paper takes into consideration the isosceles slider–crank mechanism and its compliant counterpart mechanism, being developed on the basis of the rigid-body mechanism. The design of the compliant slider-crank mechanism with notch joints (circular flexure hinges) has been shown in this paper. The methods of determining of the "fixed centrode" has been also presented for the compliant isosceles slider–crank mechanism. The aim of the paper is to suggest a method of determining of the "fixed centrode" of the compliant mechanism.

Nachgiebige Mechanismen bekommen ihre Beweglichkeit von ihre elastischen Gelenken. Sie können aus einem Stück hergestellt werden und deswegen sind sie geeignet für die Anwendungen in der Mikromechanik. Die nachgiebige Mechanismen haben viele Vorteile. Sie sind leicht, spielfrei, reibungsarm, verschleißarm (es gibt nur innere Reibung) und geräuscharm.

Andererseits, große nichtlineare Verformungen von elastischen Segmenten führen die Schwierigkeiten in Analyseverfahren von nachgiebiger Mechanismen ein.

Dieser Beitrag befasst sich mit der gleichschenkligen Schubkurbel und der nachgiebigen Kopie von gleichschenkligen Schubkurbel. In diesem Beitrag wird die nachgiebige gleichschenklige Schubkurbel mit Kerbgeelenken entworfen und die "Rastpolbahn" des geführten Segments ermittelt. Das Ziel des Beitrags ist die Vorgehensweise für die Bestimmung der "Rastpolbahn" bei den nachgiebigen Mechanismen vorzuschlagen.

1 Introduction

Compliant mechanisms gain some or all of their mobility from the relative flexibility of their joints rather than from rigid-body joints only [1]. These mechanisms may be made, for example, from modern-day plastics by an injection moulding process that gives them the desired resiliency and strength. Compliant mechanisms can provide many benefits in the solution of design problems. They are desirable because they have less wear, weight, noise and backlash than their rigid-body counterparts. By reducing the number of required interconnections, the reliability of a design can be improved. The field of compliant mechanisms is expected to continue to grow as materials with superior properties are developed.

Although there are many advantages, the inclusion of compliance provides several challenges in mechanism analysis and design. Nonlinearities introduced by the large deflection of elastic segments further complicate the analysis of compliant mechanisms.

There are many papers dealing with the general compliant mechanisms, as well as considering the structure of the compliant slider-crank mechanisms.

The papers [2], [3], [4] deal with rectilinear guiding of a coupler point of the compliant four-bar linkages. The paper [5] introduces some new designs of compliant mechanisms being able to realize translating planar displacement of the link.

The paper [6] introduces a pseudo-rigid-body constant-force slider mechanism, as well as a compliant slider mechanism with three flexural pivots. The paper [7] presents a general pseudo-rigid-body slider mechanism, as well as a compliant slider mechanism with flexible input

crank and coupler. The paper [8] deals with a method of vibration control of a slider-crank mechanism with the flexible connecting-rod. The paper [9] introduces a design of compliant slider-crank mechanism with compliant joints designed as circular arc small length flexural pivots. The paper [10] deals with the modelling and guiding accuracy of a compliant Scott-Russel mechanism with small length flexural pivots. The paper [11] presents a new type of partially compliant spatial four-bar mechanism.

The paper [12] introduces a method for determining the limit positions of compliant mechanisms for which an appropriate pseudo-rigid-body model may be created. The paper [13] deals with the mobility of some compliant four-bar linkages.

However, there is neither paper dealing with the compliant slider-crank mechanism with compliant joints designed as circular flexural hinges, nor paper dealing with the determining of the "fixed centrode" of the compliant slider-crank mechanism.

This paper takes into consideration the isosceles slider-crank mechanism and its compliant counterpart mechanism, being developed on the basis of the rigid-body mechanism. The design of the compliant slider-crank mechanism with notch joints (circular flexure hinges) has been shown in this paper.

The aim of the paper is to suggest a method of determining of the "fixed centrode" of the compliant mechanism, as well as to apply suggested method to determine the "fixed centrode" for the compliant isosceles slider-crank mechanism.

2 Design of a compliant Scott-Russel mechanism with notch joints

Fig. 1 shows a rigid-body Scott-Russel mechanism (the isosceles slider-crank mechanism: $a = \overline{A_0A} = \overline{AB} = \overline{AC}$). The coupler point C is guided along an exact rectilinear vertical path.

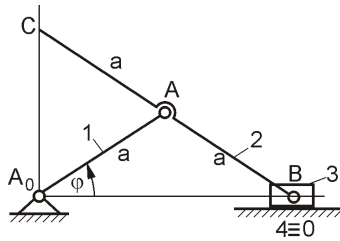


Fig. 1: A rigid-body Scott-Russel mechanism

On the basis of the rigid-body Scott-Russel mechanism, a compliant Scott-Russel mechanism with compliant joints designed as circular flexure hinges will be developed.

Fig. 2 shows a notch joint (circular flexure hinge) as a characteristic type of the compliant joint. This compliant joint is fully determined by two parameters: the width of relatively rigid segments w_R and the width of relatively elastic segments w_E .

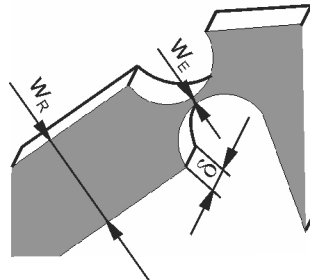
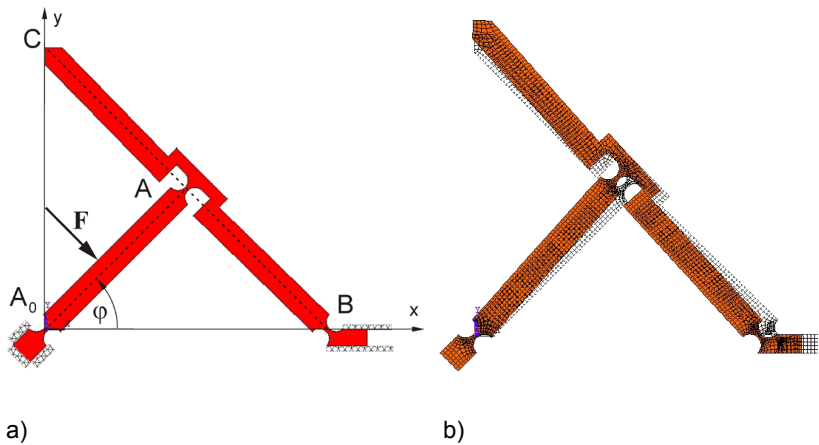


Fig. 2: A notch compliant joint

On the basis of the rigid-body Scott-Russel mechanism, a compliant Scott-Russel mechanism with notch joints was developed (Fig. 3a). The compliant joints A_0 and A have been oriented in the direction of the rigid-body input crank A_0A , while the compliant joint B has been oriented in the direction of the rigid-body coupler CAB .

The input force F acts in the middle of the "input crank". The positions of the links of the rigid-body counterpart have been presented with dashed lines. The deformed and undeformed position of the compliant slider-crank mechanism with notch joints are shown in Fig. 3b.



a) b) **Fig. 3:** The compliant Scott-Russel mechanism with notch joints

The symmetry axes of the compliant notch joints cross each other at the point 1 (Fig. 4) corresponding to revolute joint of the rigid-body counterpart. The other characteristic keypoints of a compliant notch joint (Fig. 4) can be calculated by using the set of equations:

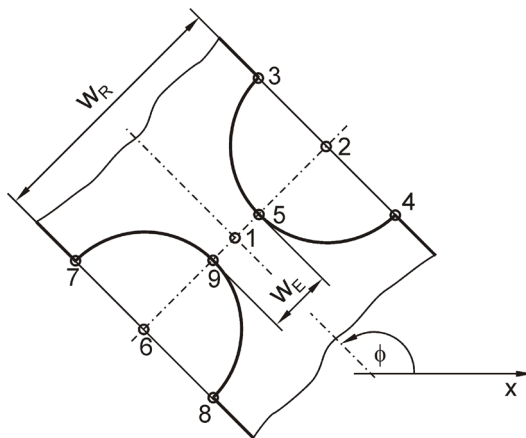


Fig. 4: Characteristic key points of a compliant notch joint

$$\begin{aligned}
 \vec{r}_2 &= \vec{r}_1 + \frac{w_R}{2} e^{i\left(\phi - \frac{\pi}{2}\right)} & \vec{r}_3 &= \vec{r}_2 + \frac{w_R - w_E}{2} e^{i\phi} \\
 \vec{r}_4 &= \vec{r}_2 + \frac{w_R - w_E}{2} e^{i(\phi - \pi)} & \vec{r}_5 &= \vec{r}_2 + \frac{w_R - w_E}{2} e^{i\left(\phi + \frac{\pi}{2}\right)} \\
 \vec{r}_6 &= \vec{r}_1 + \frac{w_R}{2} e^{i\left(\phi + \frac{\pi}{2}\right)} & \vec{r}_7 &= \vec{r}_6 + \frac{w_R - w_E}{2} e^{i\phi} \\
 \vec{r}_8 &= \vec{r}_6 + \frac{w_R - w_E}{2} e^{i(\phi - \pi)} & \vec{r}_9 &= \vec{r}_6 + \frac{w_R - w_E}{2} e^{i\left(\phi - \frac{\pi}{2}\right)}
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

The angle ϕ determines the orientation of a compliant joint in reference to the x-axis (Fig. 4).

3 Determination of the fixed centrode of the compliant mechanisms

The fixed centrode is a locus traced on a fixed lamina by the instantaneous centre of velocity (instantaneous pole) of a coplanar moving lamina.

The fixed centrode of the rigid-body slider-crank mechanism can be obtained by defining of the instantaneous pole positions (coordinates x_p and y_p) for different values of the input crank angle φ (Fig. 5):

$$x_p = 2a \cos \varphi \tag{2.2a}$$

$$y_p = 2a \sin \varphi \tag{2.2b}$$

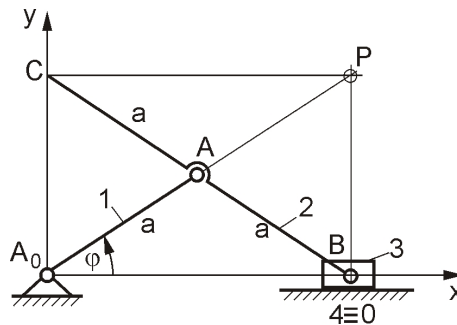


Fig. 5: Instantaneous pole of the isosceles rigid-body slider-crank mechanism

In order to obtain the instantaneous pole position of the above mentioned compliant slider-crank mechanism, it is necessary to obtain the trajectories of the two coupler points (A_S and B_S) locating at the relatively rigid segment of the "coupler" (Fig. 6).

The equations defining the motion geometry of the compliant mechanisms are not feasible due to complexity of their kinematic model structure. Therefore in this paper the positions of the corresponding points A_S and B_S are calculated using FEM program ANSYS for different values of the driving force. The trajectory of points A_S and B_S obtained in this way could be approximated by the second-order curve equation:

$$y_A = Ax^2 + Bx + C \quad (3.1a)$$

$$y_B = Dx^2 + Ex + F \quad (3.1b)$$

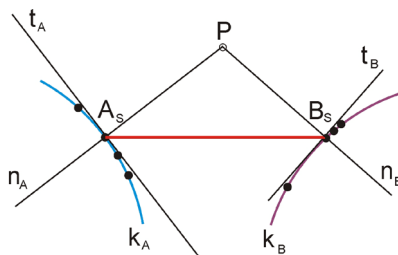


Fig. 6: Trajectories of the coupler points A_S and B_S and the instantaneous pole P

The equations of the straight lines n_A and n_B , being orthogonal to the tangent lines on the trajectory at the corresponding points $A_S(x_A, y_A)$ and $B_S(x_B, y_B)$ respectively, are:

$$y - y_A = k_{n_A} (x - x_A) \quad (3.2a)$$

$$y - y_B = k_{n_B} (x - x_B) \quad (3.2b)$$

where the gradients of the straight lines n_A and n_B are respectively:

$$k_{n_A} = -\frac{1}{2Ax_A + B} \quad (3.3a)$$

$$k_{n_B} = -\frac{1}{2Dx_B + E} \quad (3.3b)$$

The straight lines n_A and n_B cross each other at the point $P(x_P, y_P)$ representing the instantaneous pole of the "coupler" of the compliant mechanism, where the coordinates of the point P can be calculated as:

$$x_P = \frac{k_{n_A} x_A - k_{n_B} x_B + y_B - y_A}{k_{n_A} - k_{n_B}} \quad (3.4a)$$

$$y_P = k_{n_A} (x_P - x_A) + y_A = k_{n_B} (x_P - x_B) + y_B \quad (3.4b)$$

The compliant mechanism are assumed to be made of piacryl (modulus of elasticity $E = 3700 \text{ N/mm}^2$, bending strength $\sigma_{bs} = 90 \text{ N/mm}^2$, material thickness of $\delta = 4 \text{ mm}$). The calculation was performed for the elements with a rectangular cross-sectional area using Two-dimensional-eight-node Structural Solid as a characteristic ANSYS element type. For different values of the driving force F , within the possible motion area of the compliant mechanism, the instantaneous pole locus of the compliant mechanism has been obtained. The maximal permissible bending stress $\sigma_{\max} < \sigma_{bs}$ determines the constraint positions of the links, that is, the limits of their displacement (mobility) and the maximal permissible acting force.

This method of determining of the "fixed centrode" can be applied to all compliant mechanism with concentrated compliance (relatively rigid

segments of the compliant mechanism are clearly separated from the relatively elastic segments, that is, compliant joints).

In order to apply this method on the compliant isosceles slider-crank mechanism with notch joints, two pairs of "coupler" points (A_S and B_S , that is D_S and B_S), locating at the relatively rigid segment of the coupler, are chosen as it is shown in the Fig. 7. It has been already mentioned that the symmetry axes of the compliant notch joints cross each other at the points corresponding to revolute joint of the rigid-body counterpart. It means that the positions of the points corresponding to revolute joint of the rigid-body counterpart are located in the middle of compliant joints, so they do not belong to the relatively rigid segment of the compliant mechanism and they are not suitable to be used as reference points for determining the "fixed centrode".

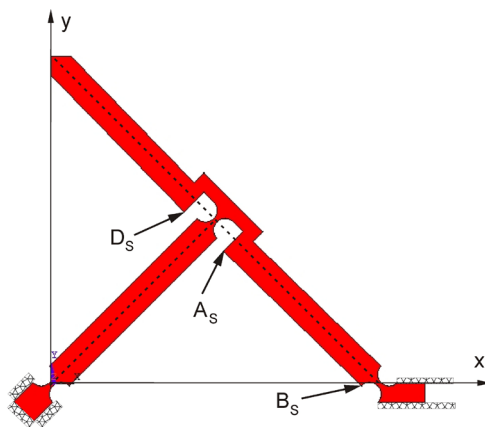


Fig. 7: The chosen "coupler" points A_S , B_S and D_S for determining the "fixed centrode" of the compliant isosceles slider-crank mechanism

The "fixed centrodes" of the compliant isosceles slider-crank mechanism with notch joints and the corresponding rigid-body mechanism within the possible motion area of the compliant mechanism have been presented in Fig. 8.

The parameters defining the rigid body, that is, compliant mechanism, are: $a = 50$ mm, $w_R = 6$ mm, $w_E = 1$ mm, $\varphi = 45^\circ$.

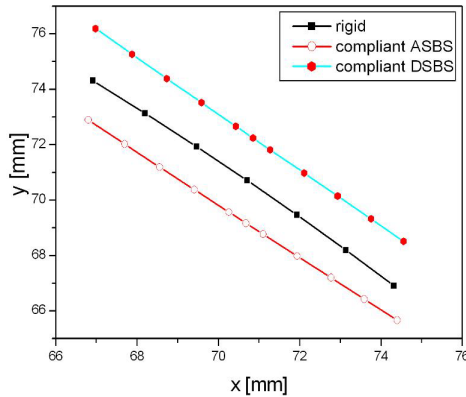


Fig. 8: The fixed centrodes of the rigid body and the compliant counterpart of the isosceles slider-crank mechanism, determined by the trajectory of the pair of "coupler" points A_s and B_s , that is, D_s and B_s

It is obvious that the "fixed centrodes" of the compliant isosceles slider-crank mechanism is similar to the fixed centrode of the rigid body counterpart. The relative deviations between fixed centrodes of the rigid body mechanism and compliant counterpart mechanism are up to 2.2%.

However, the design of compliant Scott-Russel mechanism gives another way of determining of the "fixed centrode" of the compliant isosceles slider-crank mechanism. The coupler point C of the rigid body isosceles slider-crank mechanism is guided along an exact rectilinear vertical path (Fig. 5), so it could be assumed that the coupler point C of the compliant isosceles slider-crank mechanism would be guided along an approximate rectilinear vertical path. It means that the straight line n_c , being orthogonal on the trajectory line of the coupler point C_s (Fig. 9), could be also used for determining of the fixed centrode of the compliant mechanism.

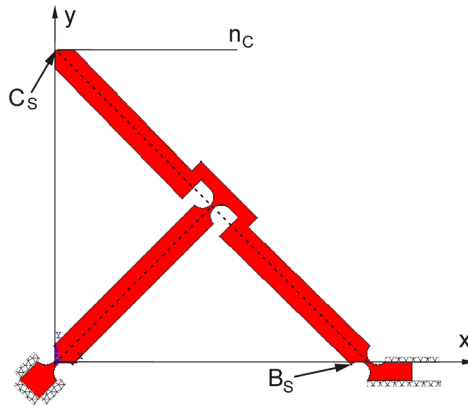


Fig. 9: The chosen "coupler" points B_S and C_S for determining the "fixed centrode" of the compliant slider-crank mechanism

The "fixed centrode" of the compliant isosceles slider-crank mechanism, determined by the coupler points B_S and C_S , are presented in Fig. 10.

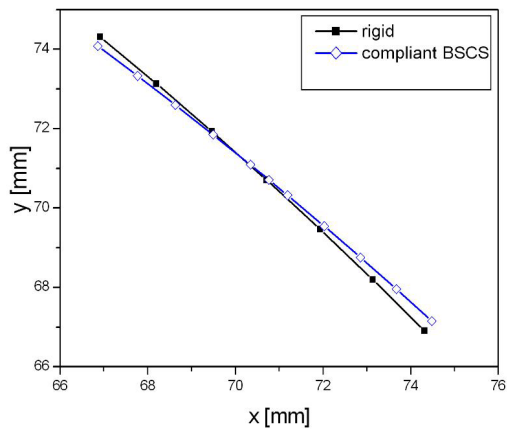


Fig. 10: The fixed centrodes of the rigid body and the compliant counterpart of the isosceles slider-crank mechanism, determined by the trajectory of the "coupler" points B_S and C_S

The deviatons between two fixed centrodes are negligible.

The fixed centrode of the rigid body mechanism defines the motion of all points belonging to the coupler plane.

The deviation between fixed centrodes of the rigid body mechanism and compliant counterpart mechanism is a consequence of the choice of the coupler points. In Fig. 7 the chosen coupler points A_S and D_S belong to the area located nearby the compliant joint (relatively elastic segment of the mechanism), and therefore there is a deviation between fixed centrodes of the rigid body mechanism and compliant counterpart mechanism. In Fig. 9 the chosen coupler point C_S belongs to the area located away from any compliant joint, and therefore there is a negligible deviation between fixed centrodes of the rigid body mechanism and compliant counterpart mechanism. On the basis of the results shown in Fig. 8 and Fig. 10 it can be concluded that there would not be unique solution for the instantaneous pole for all points of the "coupler" of the compliant mechanism.

In both cases, on the basis of similarity between the "fixed centrodes" of rigid body mechanism and its compliant counterpart, it can be concluded that the kinematic characteristics of the compliant mechanism will be similar to the ones of its rigid body counterpart.

4 Conclusions

The introduction of compliant joints in the mechanism structure is desirable, because compliant mechanisms have less weight, wear, clearance, friction (there is only inner friction) and noise than their rigid-body counterparts. On the other hand, the mobility of the compliant mechanisms is limited, that is, they can realize relatively small displacements. Another limitation to their use is the fatigue failure at the elastic joints.

This paper takes into consideration the isosceles slider–crank mechanism and its compliant counterpart mechanism, being developed on the basis of the rigid-body mechanism. The design of the compliant slider-crank mechanism with notch joints (circular flexure hinges) has been introduced in this paper.

The aim of the paper is to suggest a method of determining of the "fixed centrode" of the compliant mechanism, as well as to apply suggested method to determine the "fixed centrode" for the compliant isosceles slider-crank mechanism.

The fixed centrode is a locus traced on a fixed lamina by the instantaneous centre of velocity (instantaneous pole) of a coplanar moving lamina.

The fixed centrode of the rigid-body slider-crank mechanism can be obtained by defining of the instantaneous pole positions for different values of the input crank angle. In order to obtain the "fixed centrode" of the compliant slider-crank mechanism, it is necessary to obtain the trajectories of the two "coupler" points locating at the relatively rigid segment of the coupler.

The equations defining the motion geometry of the compliant mechanisms are not feasible due to complexity of their kinematic model structure. Therefore in this paper the corresponding "coupler" point positions are calculated using FEM program ANSYS for different values of the driving force within the possible motion area. The trajectory of "coupler" points are approximated by the second-order curve equation. The straight lines, being orthogonal to the tangent lines on the trajectory curves at the corresponding points, cross each other at the point representing the instantaneous pole of the "coupler" of the compliant mechanism.

The suggested method of determining of the "fixed centrode" can be applied to all compliant mechanism with concentrated compliance (relatively rigid segments of the compliant mechanism are clearly separated from the relatively elastic segments, that is, compliant joints).

However, dissimilar forms of the "fixed centrode" have been obtained by the choice of different pairs of the "coupler" points of the compliant mechanism. Therefore it can be concluded that there would not be unique solution for the instantaneous pole for all points of the "coupler" of the compliant mechanism.

On the basis of similarity between the fixed centrodes of rigid body mechanism and its compliant counterpart, it can be concluded that the kinematic characteristics of the compliant mechanism will be similar to the ones of its rigid body counterpart.

References

- [1] Howell, L.L.: *Compliant Mechanisms*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2001.
- [2] Pavlović, N.T., Christen, G.: Experimental Research of The Compliant Four-Bar Linkage for Rectilinear Guiding, In: *Proc. of 47.*

- Internationales Wissenschaftliches Kolloquium*, Tagungsband, TU Ilmenau (2002), pp. 320-321.
- [3] Pavlović, N.T., Pavlović, N.D.: Improving of Mechanical Efficiency of Compliant Mechanisms, In: *Proc. of 50. Internationales wissenschaftliches Kolloquium TU Ilmenau*, Tagungsband (CD-ROM), TU Ilmenau (2005), pp. 379-380.
- [4] Pavlović, N.D., Pavlović, N.T.: Rastpolbahn der nachgiebigen Mechanismen, In: *Proc. of 50. Internationales wissenschaftliches Kolloquium TU Ilmenau*, Tagungsband (CD-ROM), TU Ilmenau (2005), pp. 381-382.
- [5] Pavlović, N.T., Pavlović, N.D.: Compliant Mechanism Design for Realizing of Axial Link Translation, In: *Mechanism and Machine Theory* (2009), Elsevier, pp. 1082-1091.
- [6] Howell, L.L., Midha, A., Murphy, M.D.: Dimensional Synthesis of Compliant Constant-Force Slider Mechanisms, In: *Machine Elements and Machine Dynamics* (1994), ASME, DE-Vol. 71, pp. 509-515.
- [7] Howell, L.L., Midha, A.: The Development of Force-Deflection Relationships for Compliant Mechanisms, In: *Machine Elements and Machine Dynamics* (1994), ASME, DE-Vol. 71, pp. 501-508.
- [8] Choi, S.-B., Cheong, C.-C. Thompson, B.S. et al.: Vibration Control of Flexible Linkage Mechanisms Using Piezoelectric Films, In: *Mechanism and Machine Theory* (1994), Elsevier, pp. 535-546.
- [9] Pavlović, T.N., Pavlović, D.N., Milošević, M.: Design of Compliant Slider Crank Mechanism, In: *Proceedings of the 56th International Scientific Colloquium "Innovation in Mechanical Engineering – Shaping the Future"* (2011), Ilmenau University of Technology, Germany.
- [10] Pavlović, T.N., Pavlović, D.N., Modelling of a Compliant Scott-Russel Mechanism With Small Length Flexural Pivots, In: *Mechanismentechnik in Ilmenau, Budapest und Niš*, Technische Universität Ilmenau, 29-31.08.2012, Univresitätsverlag Ilmenau, 2012, ISBN 978-3-86360-034-1, pp. 25-34.
- [11] Tanik, E., Parlaktas, V.: A new type of compliant spatial four-bar (RSSR) mechanism, In: *Mechanism and Machine Theory* (2011), Elsevier, pp. 593-606.
- [12] Midha, A., Howell, L.L., Norton, W.: Limit positions of compliant mechanism using the pseudo-rigid-body model concept, In: *Mechanism and Machine Theory* (2000), Elsevier, No.1, pp. 99-115.
- [13] Pavlović, N.T., Pavlović, N.D.: Mobility of the Compliant Joints and Compliant Mechanisms, In: *Theoretical and Applied Mechanics*, Belgrade (2005), No. 4, pp. 341-357.

EINFLUSS DER FESTKÖRPERGELENKKONTUR AUF DIE BEWEGUNGSGENAUIGKEIT UND DIE GESTALTFESTIGKEIT NACHGIEBIGER KOPPELMECHANISMEN

Sebastian Linß, Lena Zentner

TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik / sebastian.linss@tu-ilmenau.de

Abstract

Aufgrund ihrer Vorteile werden nachgiebige Mechanismen vielfach für Führungs- und Übertragungsaufgaben in Präzisionsbewegungssystemen eingesetzt. Hierbei werden vorwiegend prismatische Festkörpergelenke mit Aussparungen als stoffschlüssige Drehgelenke verwendet. In diesem Beitrag wird das Potenzial zur Beeinflussung der Bewegungs- und Festigkeitseigenschaften verschiedener nachgiebiger Koppelmechanismen durch gezielte geometrische Gestaltung der Abmessungen und insbesondere der Aussparungskontur der Festkörpergelenke verdeutlicht. Dies stellt einen neuen Ansatz bei der Synthese nachgiebiger Mechanismen dar. Mittels FEM-Untersuchungen kann u. a. gezeigt werden, dass Polynomkonturen 4. Ordnung besonders günstig im Hinblick auf die gleichzeitige Realisierung einer hohen Bewegungsgenauigkeit und Gestaltfestigkeit sind.

Due to their advantages compliant mechanisms are state of the art in high precise motion systems for guiding and transfer tasks. Therefor especially prismatic flexure hinges with basic notches are used as revolute joints. In this contribution, the potential of influencing the motion behavior and as well the strength of several compliant linkage mechanisms by specific design of the flexure hinges dimensions and in particular of their notch contour is described as a newly considered part of the compliant mechanism synthesis. Using FEM simulations it can be shown, that polynomial contours 4th order are suitable to realize both, a high precise guiding and structural strength.

1 Einführung

In der Präzisionstechnik ist die Umsetzung von Bewegungen höchster Genauigkeit von großer Bedeutung. Für Vorrichtungen und Geräte in der Feinwerktechnik und im Zuge fortschreitender technischer Entwicklungen verstärkt auch bei mikromechanischen Systemen und auf dem Gebiet der Nanotechnologie ergeben sich besondere Anforderungen an das Antriebs- bzw. Bewegungssystem, die mithilfe von konventionellen Starrkörpermechanismen nur unter hohem konstruktiven Aufwand oder u. U. gar nicht realisierbar sind. Für makroskopische Anwendungen sind nachgiebige Mechanismen auf Basis von Festkörpergelenken eine oftmals eingesetzte Alternative für spezielle Führungs- und Übertragungsaufgaben ([1], [2]). Ermöglicht durch neue Werkstoffe und Fertigungsverfahren existiert darüber hinaus ein Trend zur zunehmenden Miniaturisierung feinmechanischer Strukturen, der in der Mechanismentechnik in Deutschland seit Anfang der Neunzigerjahre zu beobachten ist [3].

Aufgrund ihrer Vorteile haben sich nachgiebige Mechanismen mit konzentrierter Nachgiebigkeit als monolithische Koppelmechanismen in vielen technischen Einsatzgebieten etabliert. In diesen aus einem Stück bestehenden Mechanismen wird die Beweglichkeit ausschließlich durch Festkörpergelenke realisiert, die für geringe Winkelauslenkungen alternativ zu form- und kraftgepaarten Drehgelenken eingesetzt werden ([4], [5]). Für Führungs- und Übertragungsaufgaben in Präzisionssystemen der Mikro-, Feinwerk- und Messtechnik werden überwiegend prismatische Festkörpergelenke mit einfachen Aussparungen als ebene stoffschlüssige Drehgelenke verwendet.

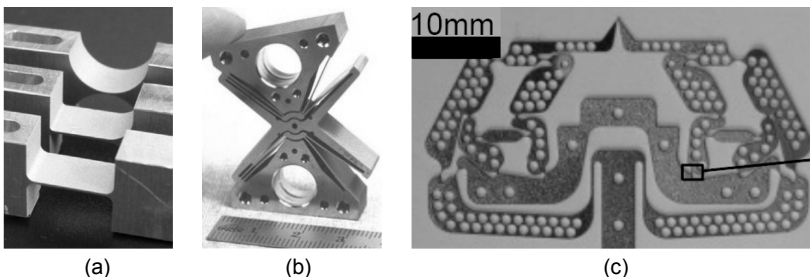


Abb. 1: Bestehende Ansätze zur geometrischen Gestaltung von Festkörpergelenken und von nachgiebigen Mechanismen: (a) Verwendung von Standardkonturen, (b) Erhöhung der Gelenkkomplexität [6] oder (c) Erhöhung der Gelenkzahl in der kinematischen Struktur [8]

Festkörpergelenke besitzen aufgrund der vorliegenden Stoffkoheränz einen limitierten Bewegungsbereich, der durch die maximal zulässigen Spannungen begrenzt wird. Zudem ist die belastungsabhängige Verlagerung ihrer Drehachse nachteilig. Die geometrische Gestaltung einzelner Festkörpergelenke hat daher im Allgemeinen eine spezifische Nachgiebigkeit und ein möglichst kleines Verhältnis von Maximalspannung zur Auslenkung zum Ziel. In der Feinwerktechnik gibt es Untersuchungen zur Vergrößerung des Bewegungsbereiches und der gleichzeitigen Verringerung der Drehachsenverlagerung, wodurch entweder immer komplexere Festkörpergelenke entstehen (z. B. [6], [7]) oder die Anzahl der Festkörpergelenke in der kinematischen Struktur deutlich erhöht wird (z. B. [8], [9]), siehe Abb. 1. Standardmäßig werden hier jedoch symmetrische Halb- oder Viertelkreis-konturen für die beidseitigen Aussparungen prismatischer Festkörpergelenke verwendet. Eine mehrkriterielle Optimierung der Aussparungskontur im Hinblick auf die beiden beschriebenen, oftmals gegensätzlichen, Kriterien ist bis auf vereinzelte Ausnahmen nicht Forschungsgegenstand [10].

Verglichen mit Starrkörpermechanismen, bei denen Struktur- und Maßsynthese in der Literatur ausführlich behandelt werden, sind relevante Einflüsse bei der geometrischen Gestaltung von Festkörpergelenken im Hinblick auf die Synthese nachgiebiger Mechanismen nur unzureichend untersucht. Hierzu zählt insbesondere die Auswirkung der Drehachsenverlagerung einzelner Festkörpergelenke auf das Bewegungsverhalten des gesamten Mechanismus. Für mehrgliedrige nachgiebige Koppelmechanismen werden in der Literatur die Vorteile der Verwendung von Gelenken mit verteilter Nachgiebigkeit gegenüber konzentrierten Gelenken mit Rechteck- und Kreiskontur hinsichtlich des erreichbaren Bewegungsbereiches beschrieben [11]. Weiterhin existieren Untersuchungen verschiedener vier- und höhergliedriger Geradföhrungsmechanismen auf der Basis von Kreisgelenken mit unterschiedlichen Gelenkabhmessungen ([12], [13]) sowie vergleichende Studien zum Einfluss von Gelenken mit unterschiedlichen Standardkonturen auf das Bewegungsverhalten ausschließlic für eine diskret vorgegebene Gelenklänge und -höhe [5]. Die Realisierung einer präzisen Bewegung ist nicht nur bei Föhrungsmechanismen eine Herausforderung, sondern auch bei der Gestaltung von Übertragungsmechanismen ([8], [14]). Zu makroskopischen Greifern für die Mikropositionierung gibt es bis auf wenige Ausnahmen ([15], [16]) keine Erkenntnisse zum Einfluss der Festkörpergelenkkontur auf die Föhrungs- und Übertragungseigenschaften.

Anknüpfend an eigene Untersuchungen ([17], [18]) soll in diesem Beitrag mithilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) gezeigt werden, dass die realisierbare Bewegungsgenauigkeit von mehrgliedrigen nachgiebigen Geradföhrungsmechanismen und von nachgiebigen Greifern durch die Gelenkabmessungen und in besonderem Maße durch die Aussparungskontur der Festk6rpergelenke bestimmt wird. Aus diesem Grund werden beide Aspekte als zus6tzliche – bisher nicht betrachtete – freie Parameter bei der mehrkriteriellen Synthese nachgiebiger Koppelmechanismen ber6cksichtigt.

2 Material und Methoden

Da die Föhrungs- und Übertragungseigenschaften nachgiebiger Koppelmechanismen von verschiedenen Parametern abh6ngig sind, ist die modellbasierte Untersuchung der Festk6rpergelenkabmessungen und der -kontur f6r vier verschiedene Beispielmehanismen Gegenstand dieses Beitrages:

- Viergliedrige Geradf6hrungen nach EVANS und ROBERTS [19],
- Mehrgliedrige Greifer nach CHRISTEN [5] und KEOSCHKERJAN [20].

Aufgrund der kontinuumsmechanischen Problemstellung ist die f6r Starrk6rpermechanismen angewendete sequentielle Vorgehensweise von Synthese und konstruktiver Gestaltung nicht auf nachgiebige Mechanismen 6bertragbar [5]. Da neben einer Bewegungsaufgabe meist auch eine bestimmte Kraft-Verformungs-Charakteristik realisiert werden soll, m6ssen bei der Synthese nachgiebiger Mechanismen die kinematischen und kinetischen Eigenschaften zusammen ber6cksichtigt werden [21]. Gleichzeitig ist eine Betrachtung der Gestaltfestigkeit erforderlich. Prinzipiell lassen sich hierbei zwei Synthesemethoden unterscheiden: Der Ansatz der *Ersetzung von Starrk6rpermechanismen* ist hinsichtlich der erreichbaren Bewegungsgenauigkeit besonders geeignet, dagegen l6sst sich mit *topologieoptimierten Strukturen* eine gew6nschte Steifigkeitscharakteristik besser realisieren [22]. Die hier angewendete Vorgehensweise basiert auf der Ersetzung von Starrk6rpermechanismen und beinhaltet die Teilschritte:

1. Festlegung kinematischer Parameter des Starrk6rpermechanismus,
2. Modellierung des nachgiebigen Mechanismus,
3. Modellierung der Festk6rpergelenke mit versch. Aussparungskonturen,
4. FEM-Analyse des nachgiebigen Mechanismus sowie Ergebnisauswertung, Verifikation und ggf. iterative Verbesserung.

Diese Vorgehensweise unterscheidet sich von bestehenden Ansätzen (z. B. [13], [21]) darin, dass insbesondere der Einfluss der Festkörpergelenkkontur als Funktion der Gelenkabmessungen auf das Bewegungsverhalten des nachgiebigen Mechanismus während der Synthese berücksichtigt wird. Zur Beschreibung der Festkörpergelenkkontur werden in Ergänzung zu halbkreisförmigen oder elliptischen Standardkonturen optimierte Viertelkreis-[23] und Polynomkonturen [24] verwendet, siehe Abschnitt 2.3.

Das Ziel dieses Beitrages ist die Untersuchung des qualitativen und quantitativen Einflusses von einzeln optimierten Festkörpergelenkkonturen auf die Führungs- und Übertragungseigenschaften nachgiebiger Koppelmechanismen mit einer unterschiedlichen Anzahl von Festkörpergelenken. Hierfür werden die folgenden drei Untersuchungskriterien betrachtet:

- Bewegungsgenauigkeit (Abweichung der Bewegung eines betrachteten Punktes im Vergleich zum Starrkörpermechanismus),
- Gestaltfestigkeit (Spannungsverteilung/Wert der Maximalspannung),
- Nachgiebigkeit bzw. Steifigkeit (Kraft-Weg-Zusammenhang).

2.1 Ausgangspunkt Starrkörpermechanismus

Die beiden viergliedrigen Geradföhrungsmechanismen nach EVANS und ROBERTS bieten eine einfache Möglichkeit zur Realisierung einer angenäher-ten Geradföhrung eines Koppelpunktes C, siehe Abb. 2. Entsprechend dem kinematischen Schema der totalen asymmetrischen bzw. symmetrischen Doppelschwinge ermöglichen diese Lenkergeradföhrungen bei Beachtung geometrisch günstiger Konfigurationen der kinematischen Abmessungen eine Föhrungsabweichung im Mikrometerbereich [19]. Zur Bestimmung kinematischer Abmessungen sowie der Ausgangslage zur Ersetzung des Mechanismus wurde das Bewegungsverhalten der Starrkörpermechanismen computergestützt mithilfe der Software SAM 6.1 untersucht, wodurch der momentane Geradföhrungsfehler y_c ermittelt werden konnte, siehe Tab. 1.

Tab. 1: Kinematische Abmessungen, Ausgangslage und Geradföhrungsfehler der beiden untersuchten Föhrungsmechanismen

Lenkergerad-föhrung nach	a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	φ [°]	Föhrungs-weg x_c [mm]	Fehler y_c [μm]
EVANS	50.0	100.0	50.0	50.0	300	-10	-55.7
ROBERTS	66.6	66.6	56.6	73.6	35	-10	-25.2

Tab. 2: Gelenkpunktkoordinaten und An- bzw. Abtriebspunktkoordinaten der beiden untersuchten Greifermechanismen

Punkt	Greifer nach CHRISTEN		Greifer nach KEOSCHKERJAN	
	x [mm]	y [mm]	x [mm]	y [mm]
1	-88.5	31	0	-25
2	-73	31	0	0
3	-73	6	50	0
4	0	0	50	29
5	0	-12	30	29
6	45	-31	30	58
7	45	-5	236	58
8	65	-5	236	29
9			287	29
10			287	-20

Für die beiden zu untersuchenden Greifermechanismen wurden in der Literatur unterschiedliche kinematische Ketten gewählt. Aufgrund der einfachen Struktur einer Kurbelschwinge lässt sich mit dem siebengliedrigen Greifer nach CHRISTEN [5] nur eine angenäherte parallele Greifbewegung realisieren, während der elfgliedrige Greifer nach KEOSCHKERJAN [20] eine exakte Parallelbewegung der beiden geführten Gliedebenen bzw. Wirkelemente ermöglicht, siehe Abb. 3. In letzterem Fall wird die parallele Greifbewegung durch Kreisschiebungen der Koppeln von zwei Parallelkurbeln erreicht. Die gewählten kinematischen Abmessungen der beiden untersuchten Greifer können anhand von Tab. 2 nachvollzogen werden.

2.2 Modellierung des nachgiebigen Mechanismus

Ausgehend von der Methode der Ersetzung von Starrkörpermechanismen wurden die nachgiebigen Mechanismen basierend auf den festgelegten kinematischen Abmessungen als ein monolithischer Festkörpermechanismus im CAD-Modell modelliert, siehe Abb. 2 und Abb. 3. Dabei entsprechen die Mittelpunkte der Festkörpergelenke den Koordinaten der Drehgelenkpunkte des Starrkörpermechanismus. Als Randbedingungen fungierten Einspannungen der gestellfesten Festkörpergelenke. Als Antrieb wurde eine Linearverschiebung des Koppelpunktes C (Abb. 2) bzw. des Kurbelpunktes 5 und 1 (Abb. 3) parallel zur X-Achse gewählt.

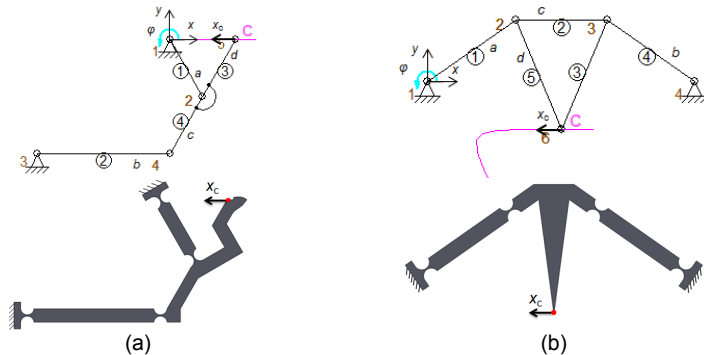


Abb. 2: Starrkörpermechanismus und äquivalenter nachgiebiger Mechanismus der beiden untersuchten Führungen: (a) Lenkergeradföhrung nach EVANS und (b) Lenkergeradföhrung nach ROBERTS

Für die FEM-Untersuchung wurden nachgiebige Mechanismen mit folgenden Gestaltmerkmalen betrachtet:

- ebene Mechanismen mit Rechteckquerschnitt der Glieder/Gelenke,
- prismatische und symmetrische Festkörpergelenke,
- Werkstoff: Aluminiumlegierung EN AW 7075 mit linear elastischem Materialverhalten ($E = 72 \text{ GPa}$, $\mu = 0.33$ und $\rho = 2.8 \text{ gcm}^{-3}$).

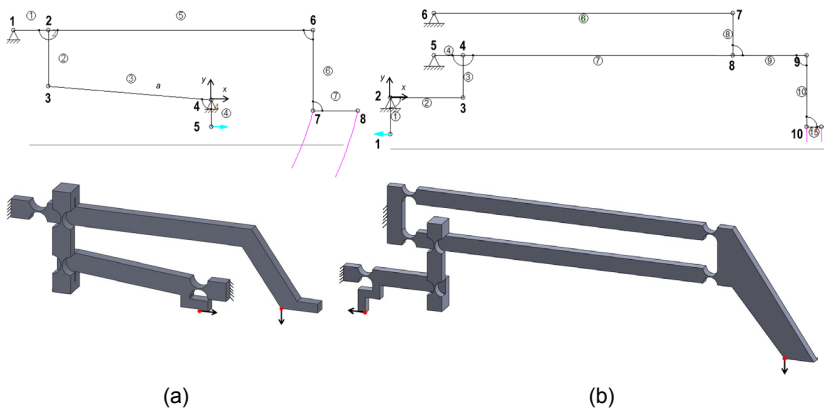


Abb. 3: Halbmodell des Starrkörpermechanismus und äquivalenter nachgiebiger Mechanismus der beiden untersuchten Greifermechanismen (Symmetrielinie ist grau dargestellt): (a) siebengliedriger Greifer nach CHRISTEN und (b) elfgliedriger Greifer nach KEOSCHKERJAN

2.3 Modellierung der Festkörpergelenke

Geometrische Parameter der Abmessungen des Festkörpergelenkes sind die Gelenklänge l , die Gelenk- bzw. Gliedhöhe H , die minimale Gelenkhöhe/Stegdicke h und die Gelenkbreite B , siehe Abb. 4a. Für die FEM-Untersuchungen wurde die variable Höhe $h_K(x)$ aller Festkörpergelenke des nachgiebigen Mechanismus jeweils mit der gleichen Aussparungskontur beschrieben (siehe Abb. 4b):

- K1 – Halbkreiscontur (Radius: $2R = l$),
- K2 – spannungsoptimale Viertelkreiscontur (Radius: $R = 0.1l$) [23],
- K3 – Ellipsencontur (Halbradien: $2r_x = 4r_y = l$),
- K4 – Polynomcontur 4. Ordnung nach Gleichung 1 ($n = 4$) [24],
- K5 – Polynomcontur 16. Ordnung nach Gleichung 1 ($n = 16$) [24].

$$h_K(x) = \frac{h}{2} + \frac{\left(\frac{H}{2} - \frac{h}{2}\right)}{\left(\frac{l}{2}\right)^n} \cdot x^n \quad (1)$$

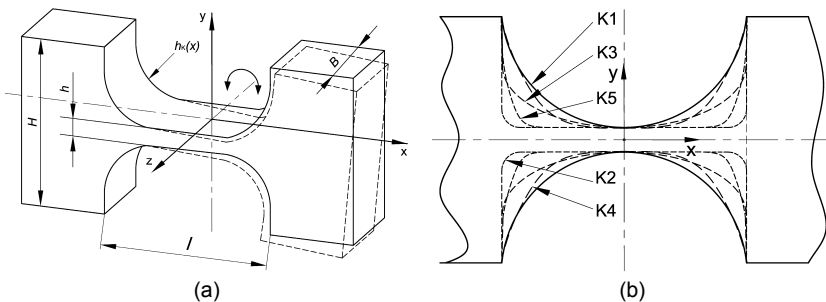


Abb. 4: Geometrische Parameter der untersuchten Festkörpergelenke: (a) grundlegende Gelenkdimensionen und (b) Beschreibung der variablen Höhe mit unterschiedlichen Aussparungskonturen K1 bis K5

2.4 Festlegung der geometrischen Variationsparameter und diskrete FEM-Analyse des nachgiebigen Mechanismus

Mit den erstellten dreidimensionalen nachgiebigen Mechanismen wurde eine statische strukturmechanische FEM-Analyse mithilfe der Software ANSYS Workbench 14.0 durchgeführt, bei der auftretende große Verformungen mit der Einstellung „nichtlineare Geometrie“ berücksichtigt wurden. Aufgrund der

Symmetrie wurden bei beiden Greifern nur die Halbmodelle betrachtet. Um ausschließlich den Einfluss variierender Festkörpergelenkkonturen und Abmessungen auf die Eigenschaften des nachgiebigen Mechanismus zu untersuchen, wurden die Gelenkbreite und die Höhe des Gliedquerschnittes nicht geändert und mit $B = 6$ mm bzw. $H = 10$ mm festgelegt. Mit den verbleibenden drei geometrischen Parametern ergeben sich für die diskrete FEM-Analyse – als eine einfache gewählte Methode, verglichen mit einer kontinuierlichen Optimierung – 45 verschiedene nachgiebige Mechanismen für jeden der vier untersuchten Mechanismustypen durch Variation:

- der Aussparungskontur $h_K(x)$ (fünf Konturen K1-K5, vgl. Abschnitt 2.3),
- der Gelenklänge l und der Stegdicke h (neun verschiedene Kombinationen mit $l = 5, 10, 20$ mm und $h = 0.3, 0.5, 1$ mm).

3 Ergebnisse

Zur Untersuchung der drei in Kapitel 2 beschriebenen Eigenschaften nachgiebiger Koppelmechanismen wurden mithilfe der diskreten FEM-Analyse folgende Größen bestimmt und ausgewertet:

- Bahnabweichung e des jeweils betrachteten Punktes (zwischen den Bahnkurven des Starrkörper- und des nachgiebigen Mechanismus),
- maximale Vergleichsspannung σ nach von Mises (ortsunabhängig),
- Steifigkeit c (definiert durch die zur Verschiebung benötigte Kraft).

Die Simulationsergebnisse sind in Form einer Antwortfläche für jede Aussparungskontur K1 bis K5 in Abhängigkeit von der Gelenklänge l und der minimalen Gelenkhöhe h in Abb. 5 für die beiden Führungsmechanismen und in Abb. 6 für die beiden Greifermechanismen dargestellt.

4 Diskussion

4.1 Bewegungsgenauigkeit

Um im Vergleich zum Starrkörpermechanismus in jedem Fall eine präzise Bewegung zu realisieren, ist keine Aussparungskontur generell am besten geeignet. Das Bewegungs- und Verformungsverhalten hängt von mehreren geometrischen Parametern des Festkörpergelenkes gleichermaßen ab.

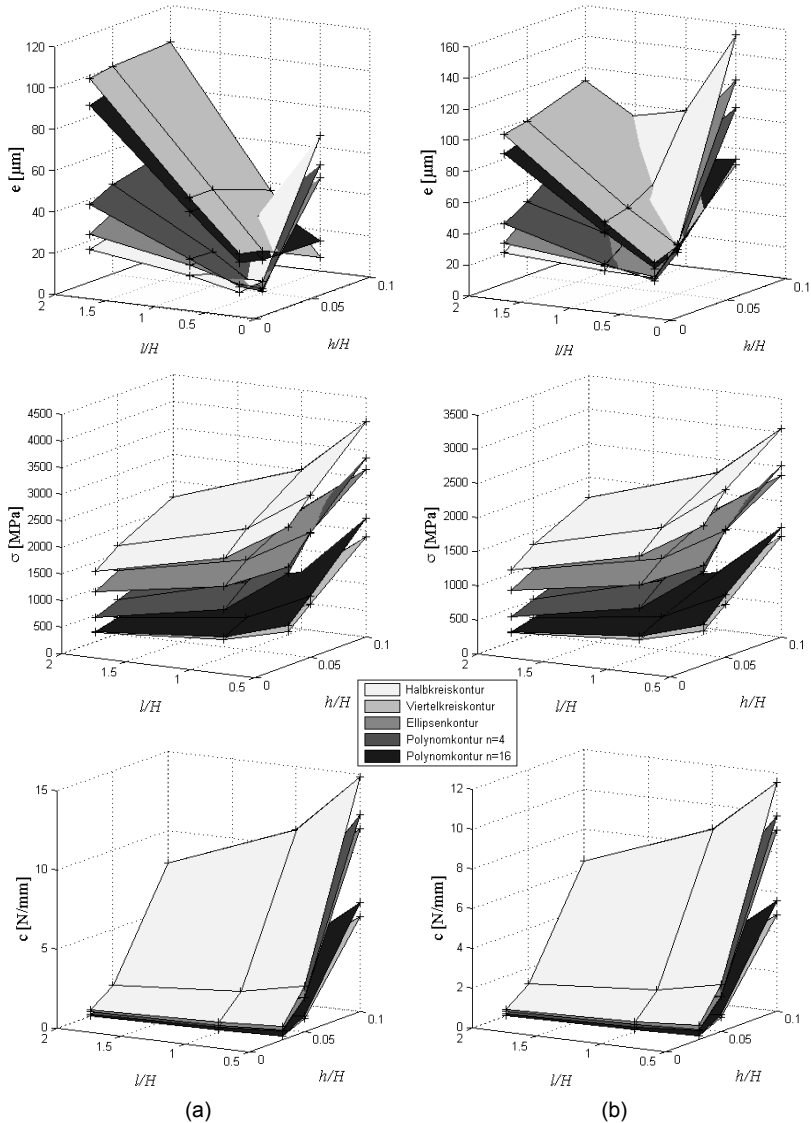


Abb. 5: FEM-Ergebnisse für Bahnabweichung e (oben), Maximalspannung σ (mittig) und Steifigkeit c (unten) der nachg. Führungsmechanismen bei einer X-Verschiebung von -10 mm: (a) Lenkergeradföhrung nach EVANS und (b) nach ROBERTS mit jeweils vier Festk6rpergelenken

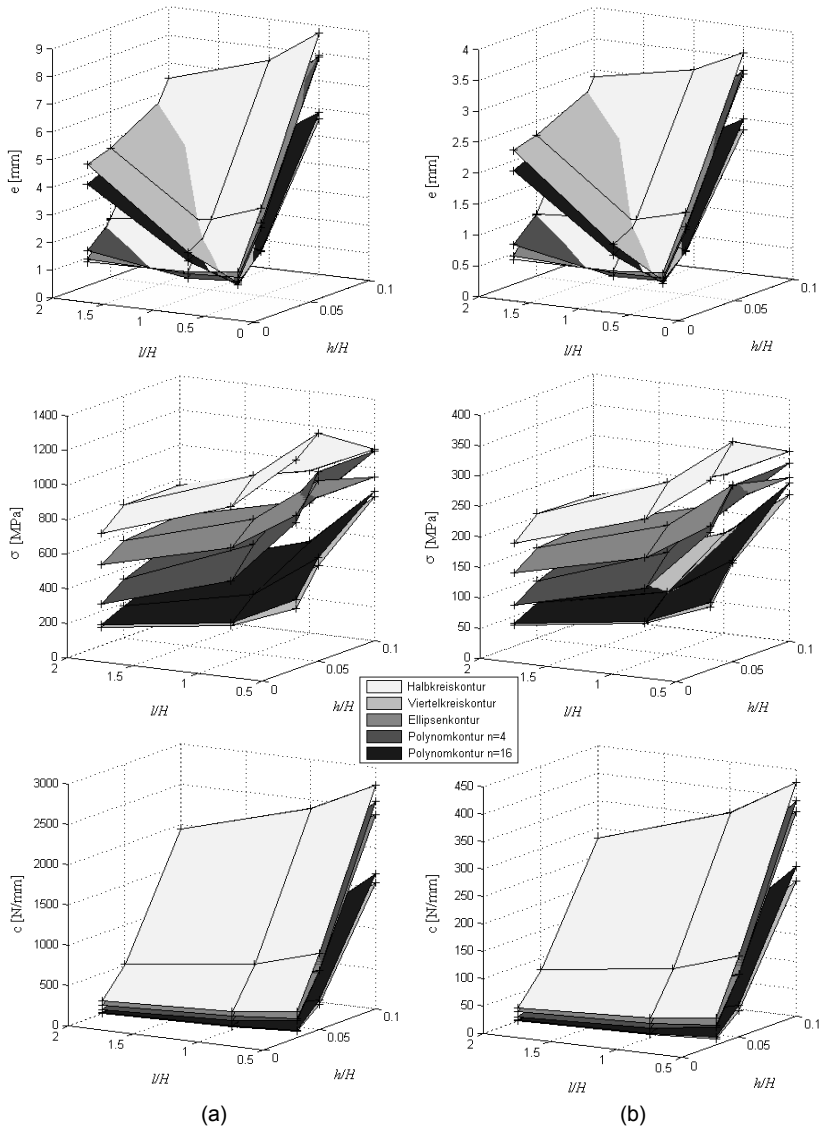


Abb. 6: FEM-Ergebnisse für Bahnabweichung e (oben), Maximalspannung σ (mitig) und Steifigkeit c (unten) des halben nachgiebigen Greifers bei einer X -Verschiebung von 0.3 mm/-0.3 mm: (a) Greifer nach CHRISTEN (acht Gelenke) und (b) Greifer nach KEOSCHKERJAN (14 Gelenke)

Obwohl die Synthese nachgiebiger Mechanismen im Hinblick auf ein gewünschtes Bewegungsverhalten demnach ein mehrkriterielles Optimierungsproblem darstellt, lassen sich aufgrund der Auswertung der Bahnabweichung die folgenden neuen Zusammenhänge schlussfolgern:

- Die Gelenkabmessungen und insbesondere die Aussparungskontur haben einen großen Einfluss auf die Bewegungspräzision, wobei die Auswirkung einer Konturvariation größer sein kann, als die Änderung der Abmessungen.
- Das qualitative Verhalten ist unabhängig vom Mechanismustyp und weitestgehend unabhängig von Gelenkanzahl sowie Größenordnung der Abweichung e (Mikro- oder Millimeterbereich, vgl. Abb. 5/Abb. 6).
- Der Wert der Abweichung sinkt mit einer steigenden Gelenkanzahl, weil der Auslenkwinkel der Gelenke kleiner ist (vgl. Abb. 6a und b).
- Ein größer werdendes Verhältnis h/H (dickere Gelenke) verursacht stets höhere Abweichungen, während der Einfluss des Verhältnisses l/H (Längenänderung) von der Aussparungskontur abhängt.
- Für dünne Gelenke ($h/H = 0.03$) sind Halbkreis- und Ellipsenkonturen 4. Ordnung hinsichtlich einer geringen Abweichung geeignet, während Viertelkreis- und Polynomkonturen 16. Ordnung einen großen Fehler verursachen.
- Für dünne Gelenke steigt der Einfluss einer Konturvariation mit zunehmender Gelenklänge l .

Ein weiteres Kriterium für die beiden nachgiebigen Greifer ist die Parallelität der Bewegung der zwei greifenden Endeffektor-Glieder. Für den Greifer nach CHRISTEN tritt eine geringe Rotation des Endeffektors von maximal 6.5° auf, während der Greifer nach KEOSCHKERJAN, wie auch beim Starrkörpermechanismus, in jedem Fall eine ideale parallele Ebenenführung erlaubt.

4.2 Gestaltfestigkeit

Der Bewegungsbereich von nachgiebigen Mechanismen wird u. a. durch die auftretenden Maximalspannungen in den Festkörpergelenken begrenzt. Die Ergebnisse für beide Geradführungs- und auch für beide Greifermechanismen verdeutlichen, dass die Festkörpergelenkkontur einen großen Einfluss auf die Gestaltfestigkeit hat, wobei die folgenden qualitativen Zusammenhänge unabhängig vom Mechanismustyp zu beobachten sind:

- Die Werte der Maximalspannung sinken mit einem größer werdenden Verhältnis l/H (längere Gelenke) und steigen mit einem größer werdenden Verhältnis h/H (dickere Gelenke) an.
- Die Werte der Maximalspannung sinken mit einer steigenden Gelenkzahl in der kinematischen Struktur deutlich (siehe Abb. 6).
- Der Einfluss der Konturvariation ist vergleichbar mit dem Effekt der Änderung der Gelenkdicke h und größer als eine Variation der Länge l .
- Halbkreisconturen verursachen generell die höchsten Spannungswerte, während Viertelkreisconturen und Polynomconturen 16. Ordnung die kleinsten Spannungswerte ermöglichen. Beide letztgenannten Conturen sind besonders günstig im Hinblick auf die Gestaltfestigkeit.

4.3 Steifigkeit

Auch die Charakteristik der Steifigkeitseigenschaften aller untersuchten nachgiebigen Mechanismen ist unabhängig vom Mechanismustyp und damit der Anzahl der Festkörpergelenke. Durch eine Variation der geometrischen Parameter des Festkörpergelenkes wird die Steifigkeit des gesamten Mechanismus wie folgt beeinflusst:

- Kürzere und dickere Gelenke führen zu einer vergrößerten Steifigkeit, wobei der Einfluss der Längenvariation für sehr dünne Gelenke nicht mehr signifikant ist.
- Der Einfluss der Konturvariation ist vergleichbar mit dem Effekt der Änderung beider Gelenkdimensionen h und l .
- Viertelkreisconturen und Polynomconturen 16. Ordnung ermöglichen die größte Nachgiebigkeit, während sich mit Halbkreisconturen große Steifigkeiten realisieren lassen (günstig hinsichtlich Eigenfrequenzen).

4.4 Fazit

Aufgrund des mehrkriteriellen Optimierungsproblems ist die generelle Empfehlung einer günstigen Aussparungskontur zur Realisierung einer präzisen Bewegung nicht unabhängig von den Festkörpergelenkdimensionen möglich. In Abb. 7 sind die Ergebnisse des ROBERTS-Lenkens exemplarisch für zwei unterschiedliche Stegdicken hinsichtlich der gegensätzlichen Kriterien Bewegungsgenauigkeit und Gestaltfestigkeit dargestellt.

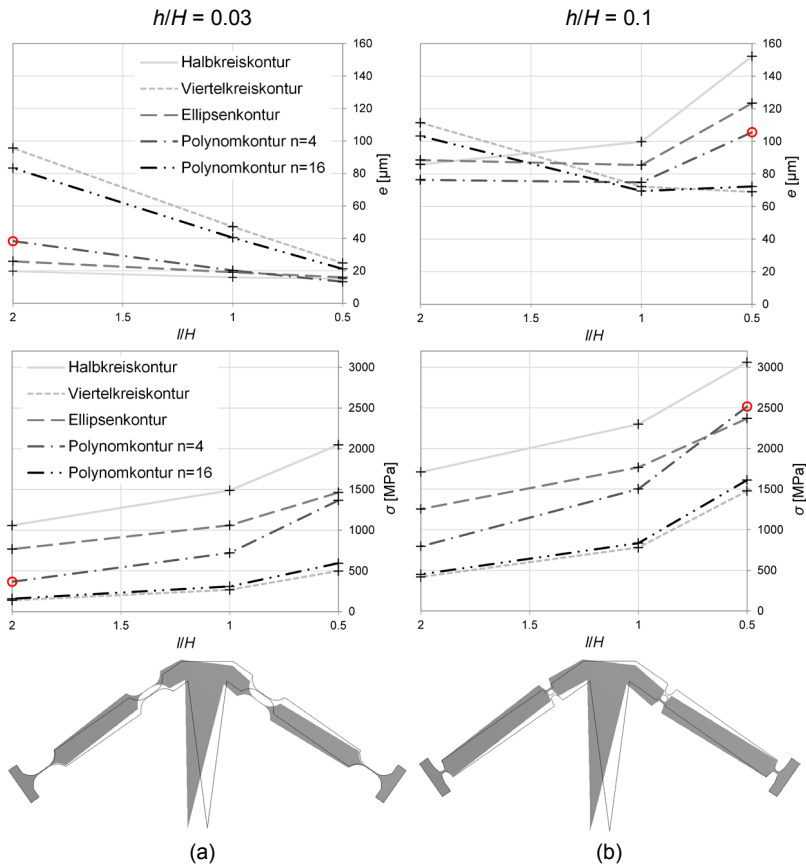


Abb. 7: FEM-Ergebnisse für Bahnabweichung e (oben), Maximalspannung σ (mittig) sowie unverformter/verformter Zustand für Polynomkonturen 4. Ordnung (unten, dargestellte Mechanismen mit Kreismarkierung in Diagrammen) am Beispiel des ROBERTS-Lenkens bei 10 mm Verschiebung: (a) für die Stegdicke $h/H = 0.03$ und (b) für $h/H = 0.1$

Infolge der vorgestellten Ergebnisse wird der aktuelle Stand der Forschung durch die folgenden drei Schlussfolgerungen erweitert:

- Durch die Erhöhung der Festkörpergelenkanzahl in der kinematischen Struktur lassen sich zwar die Absolutwerte für Führungsabweichung und Maximalspannung des nachgiebigen Mechanismus verringern, der qualitative Einfluss einer Konturvariation bleibt jedoch gleich.

- Ein Festkörpergelenk mit einer drehachsendgünstigen Aussparungskontur (z. B. Halbkreis- oder asymmetrische Kontur [18], [23]) muss nicht immer eine günstige Wahl bei der Gestaltung eines nachgiebigen Mechanismus sein (vgl. Abb. 7a oben mit Abb. 7b oben).
- Im Hinblick auf die gleichzeitige Realisierung einer hohen Bewegungspräzision und Gestaltfestigkeit sind Polynomkonturen 4. Ordnung besonders geeignet (vgl. Abb. 7a und b).

Die Ergebnisse dieses Beitrages stützen sich auf die Annahmen idealer Geometrien und homogener Werkstoffe sowie die Festlegung spezieller Variationsparameter für vier ausgewählte nachgiebige Koppelmechanismen. Weitere simulativ und auch messtechnisch zu untersuchende Parameter und Randbedingungen sowie Einflüsse bei der konstruktiven Gestaltung von monolithischen Mechanismen mit Festkörpergelenken sind:

- geometrische Parameter des Festkörpergelenkes (Einfluss der Skalierung der Gelenkabmessungen, optimierte Aussparungskonturen, unterschiedliche Symmetrieeigenschaften),
- konstruktive Realisierung der Festkörpergelenke im Mechanismus (Orientierung der Gelenke, begrenzter Bauraum, gleiche oder unterschiedliche Gelenke in einem Mechanismus, Ersetzungslage),
- Antriebsrandbedingungen (Ort, Betrag, Antriebsrichtung und konstruktive Realisierung einer rotatorischen Antriebsbewegung, wobei hierdurch auch Spannungseinträge im Antriebsglied auftreten können, die das Verhalten der Gelenkfestigkeit beeinflussen, siehe Abb. 6 Mitte),
- Abtriebsrandbedingungen (unterschiedliche Kraft- und Verschiebungsrandbedingungen in Ergänzung zum bisher betrachteten Leerlauf),
- Herstellungstechnologie und Auswirkungen geometrischer Toleranzen,
- Einfluss spezieller Effekte (z. B. Knickung, elastische Nachwirkungen).

Zusätzlich zur Vielfalt an Eingangsparametern existieren weitere relevante Zielkriterien für die Mechanismen- und Präzisionstechnik, die bisher nicht systematisch untersucht wurden, bspw.:

- Bewegungsübersetzung (Verhältnis Ein- zu Ausgangsverschiebung),
- thermisches Verhalten,
- Schwingungsverhalten.

5 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird das Potenzial zur Beeinflussung der Bewegungsgenauigkeit und Gestaltfestigkeit verschiedener nachgiebiger Koppelmechanismen durch gezielte geometrische Gestaltung der Abmessungen und insbesondere der Aussparungskontur prismatischer Festkörpergelenke verdeutlicht. Exemplarisch wurden zwei nachgiebige Geradführungsmechanismen und zwei nachgiebige Greifer mit unterschiedlicher Gelenkzahl mithilfe von FEM-Simulationen untersucht. Geometrische Variationsparameter waren die Gelenklänge, die minimale Stegdicke und die Aussparungskontur, die mit fünf bekannten bzw. speziell ermittelten Geometrien beschrieben wurde.

Die Berücksichtigung der geometrischen Gestaltung der Festkörpergelenkkontur stellt einen neuen, bisher nicht betrachteten Ansatz, bei der Synthese nachgiebiger Mechanismen dar. Die Ergebnisse bestätigen, dass es durch die Analyse der Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften von Einzelgelenken möglich ist, günstige Festkörpergelenkkonturen für monolithische Koppelmechanismen vorzuschlagen. Im Hinblick auf die Bewegungseigenschaften ist diese Vorgehensweise aufgrund der mehrkriteriellen Problemstellung auf dünne Gelenke limitiert. Weiterhin zeigt sich, dass Polynomkonturen 4. Ordnung als Aussparungen besonders günstig sind, um gleichzeitig eine hohe Bewegungsgenauigkeit und gute Gestaltfestigkeit zu realisieren. Die darüberhinausgehende Anwendung gezielt optimierter Festkörpergelenkkonturen auf Basis von Freiformgeometrien bietet weiteres Forschungspotenzial, wobei in diesem Zusammenhang auch Fragestellungen der technologischen Herstellung und Robustheit berücksichtigt werden müssen.

Literatur

- [1] Howell, L. L.; Midha, A.: *A Method for the Design of Compliant Mechanisms with Small-Length Flexural Pivots*. In: *Journal of mechanical design* 116 (1994), Nr. 1, S. 280–290
- [2] Howell, L. L.; Magleby, S. P.; Olsen, B. M.: *Handbook of compliant mechanisms* : Wiley, 2013
- [3] Bögelsack, G.: *Impulse und Wirkungen technologischen Fortschritts auf die Mechanismentechnik*. In: *Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 1, Konstruktionstechnik/Maschinenelemente ; 255*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1995, S. 131–142

- [4] Lobontiu, N.: *Compliant mechanisms: design of flexure hinges*. Boca Raton, Fla. : CRC Press, 2003
- [5] Christen, G.; Pfefferkorn, H.: Nachgiebige Mechanismen : Aufbau, Gestaltung, Dimensionierung und experimentelle Untersuchung. In: *VDI-Berichte Nr. 1423 1998*, 1998, S. 309–329
- [6] Henein, S.; Spanoudakis, P.; Droz, S.; Myklebust, L. I.; Onillon, E.: Flexure pivot for aerospace mechanisms. In: *Proceedings of the 10th European Space Mechanisms and Tribology Symposium*, 2003
- [7] Fowler, R. M.; Magleby, S. P.; Howell, L. L.: Flex-16: A monolithic large-displacement compliant rotational hinge. In: *Proceedings of IDETC/CIE 2012*, 2012
- [8] Beroz, J.; Awtar, S.; Bedewy, M.; Tawfik S.; Hart A. J.: Compliant microgripper with parallel straight-line jaw trajectory for nanostructure manipulation. In: *Proceedings of the 26. Annual Meeting of the American Society for Precision Engineering*, 2011
- [9] Cosandier, F.; Chatagny, V.; Clavel, R.: Optimizing the Design of the 13-Hinge Rectilinear Stage for High Straightness Translation. In: *Proceedings of the 13th World Congress in Mechanism and Machine Science*, 2011, S. 8
- [10] Linß, S.; Erbe, T.; Theska, R.; Zentner, L.: The influence of asymmetric flexure hinges on the axis of rotation. In: *Proceedings of the 56th International Scientific Colloquium*, 2011
- [11] Pavlovic, N. T.; Pavlovic, N. D.: *Mobility of the compliant joints and compliant mechanisms*. In: *Theoretical Applied Mechanics* 32 (2005), Nr. 4, S. 341–357
- [12] Pavlovic, N. T.; Pavlovic, N. D.: A design of evans compliant four-bar linkage for rectilinear guiding. In: *Proceedings of the 3rd International Conference "Research and Development in Mechanical Industry" RaDMI 2003*, 2003, S. 425–432
- [13] Pavlovic, N. T.; Pavlovic, N. D.: *Compliant mechanism design for realizing of axial link translation*. In: *Mechanism and Machine Theory* 2009 (2009), Nr. 44, S. 1082–1091
- [14] Zubir, M.; Nashrul M.; Shirinzadeh, B.; Tian, Y.: *Development of a novel flexure-based microgripper for high precision micro-object manipulation*. In: *Sensors and actuators : international journal devoted to research and development of physical and chemical transducers* 150 (2009), Nr. 2, S. 257–266

- [15] Raghavendra, M. R. A.; Kumar, A. S.; Jagdish, B. N.: *Design and analysis of flexure-hinge parameter in microgripper*. In: *The international journal of advanced manufacturing technology* 49 (2010), Nr. 9, S. 1185–1194
- [16] Bharanidaran, R. Ramesh T.: Design of monolithic Microgripping device with integrated force sensing Jaw. In: *Proceedings of the 3rd European Conference of Mechanical Engineering (ECME' 12)*, 2012, S. 168–173
- [17] Linß, S.; Milojevic, A.: Model-based design of flexure hinges for rectilinear guiding with compliant mechanisms in precision systems. In: Zentner, L. (Hrsg.): *Mechanismentechnik in Ilmenau, Budapest und Niš*. Ilmenau: Universitätsverlag Ilmenau, 2012 (Berichte der Ilmenauer Mechanismentechnik, 1), S. 13–24
- [18] Linß, S.; Milojevic, A.; Zentner, L.: On the Influence of Flexure Hinge Geometry on the Motion Range and Precision of Compliant Gripping Mechanisms. In: *Proceedings of The 2nd International Conference Mechanical Engineering in XXI Century*, 2013, S. 255–260
- [19] Wazan, O.: *Rechnergestützte Untersuchung und Auswahl von Koppelmechanismen für Geradfürungen*. Ilmenau, TU Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau. Dissertation. 2005
- [20] Keoschkerjan, R.; Wurmus, H.: A novel microgripper with parallel movement of gripping arms. In: *Proceedings of the 8th International Conference on New Actuators*, 2002, S. 321–324
- [21] Modler, N.; Hufenbach, W.; Renner, O.; Knötig, T.; Modler, K.-H.; Li, S.: Auslegung und Gestaltung von Nachgiebigkeitsmechanismen. In: *Bewegungstechnik 2010 : Koppelgetriebe, Kurvengetriebe und geregelte Antriebe im Maschinen-, Fahrzeug-, und Gerätebau*. Düsseldorf : VDI, 2010, S. 177–190
- [22] Pavlovic, N. D.; Petkovic, D.; Pavlovic, N. T.: Optimal selection of the compliant mechanism synthesis method. In: *Proceedings of The International Conference Mechanical Engineering in XXI Century*, 2010, S. 247–250
- [23] Linß, S.; Zentner, L.: Gestaltung von Festkörpergelenken für den gezielten Einsatz in ebenen nachgiebigen Mechanismen. In: *9. Kolloquium Getriebetechnik 2011*, 2011, S. 291–311
- [24] Linß, S.; Erbe, T.; Zentner, L.: On polynomial flexure hinges for increased deflection and an approach for simplified manufacturing. In: *Proceedings of the 13th World Congress in Mechanism and Machine Science*, 2011, S. A11_512

ÜBER DIE WIRKUNG EINER MECHANISCHEN VORSPANNUNG AUF DIE DEFORMATION EINES ASYMMETRISCHEN FEDERBÜGEL-MECHANISMUS

Lars Hartmann; Martin Feierabend; Lena Zentner

TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik, lars.hartmann@tu-ilmenau.de

Abstract

Federbügel-Mechanismen sind nachgiebige Mechanismen, die in der Technik als Klemm- und Sicherungselemente eingesetzt werden. Ein speziell geformter Federbügel ist durch zwei versetzt angeordnete Drehgelenke in einem Gestell gelagert. Durch die spezielle Lagerung des nachgiebigen Mechanismengliedes (Federbügel) im Gestell wird in den Mechanismus eine mechanische Vorspannung eingeprägt, die das Kraft-Verschiebungs-Verhalten beeinflusst. Die Größe der mechanischen Vorspannung wird vom Abstand der parallelen Drehachsen (Verrückung) bestimmt. In diesem Beitrag wird die Wirkung der mechanischen Vorspannung auf die Deformation eines ausgewählten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus mit numerischen und analytischen Methoden untersucht.

In many technological fields spring clip mechanisms are used as a kind of compliant mechanisms, especially as clamping and locking elements. A specially formed spring clip is supported by two parallel arranged revolute joints with shifted axes. Due to the special support of the compliant mechanism element (spring clip) in a fixed frame the mechanism is preloaded and so the force/displacement behavior is influenced. The size of the mechanical prestress is determined by the distance between the two shifted axes. In this contribution we investigate exemplarily in the effect of mechanical prestress on the deformation of one asymmetric spring clip mechanism using numerical and analytical methods.

1 Einleitung

In der Wissenschaftswelt gibt es nur wenige theoretische Untersuchungen zu Federbügel-Mechanismen, obwohl diese Mechanismen in der Technik sehr häufig als Verschluss- und Sicherungselemente, z. B. bei Karabinerhaken und Klappesteckern [1], eingesetzt werden. Die technische Anwendung dieser nachgiebigen Mechanismen als Verschluss- und Sicherungselemente für Karabinerhaken sowie Klapstecker in unterschiedlichen Ausführungsformen wird in Abb. 1 veranschaulicht.



Abb. 1: Technische Anwendung von Federbügel-Mechanismen: (a) Karabiner mit Federbügelverschluss [2]; (b) Sicherheitsklapstecker [3]; (c) Rohrklapstecker [3]; (d) Formklapstecker [3]

Der Mechanismus entsteht dadurch, dass ein speziell geformter biege- und torsionselastischer Federbügel (Drahtbügel) in einem starren Mechanismenglied (Gestell) über zwei Drehgelenke gelagert wird. Beim Einbringen des Federbügels in zwei zueinander versetzt angeordnete aber parallele Drehgelenke wird der Federbügel infolge der daraus resultierenden Deformationen mechanisch vorgespannt. Die Größe der Vorspannung wird vom Achsabstand der beiden parallelen Drehgelenke beeinflusst. Durch die Deformationen des Federbügels, die einerseits aus der Vorspannung und andererseits aus der Einwirkung von Kräften bzw. Verschiebungen resultiert, wird eine relative Beweglichkeit des Federbügels gegenüber dem Gestell gewährleistet. Die Auslenkung des Mechanismus ist aus der Deformation und der Rotationsbewegung des Federbügels im Gestell zusammengesetzt.

Da wie beschrieben die Beweglichkeit des Mechanismus vorrangig durch die Deformation des Federbügels gewährleistet wird, können Federbügel-Mechanismen nach [4] als nachgiebige Mechanismen bezeichnet werden. Die Nachgiebigkeit ergibt sich bei dem betrachteten Mechanismus durch das elastische Materialverhalten und ist über den gesamten Federbügel verteilt, wobei der Mechanismus selbst als hybrider nachgiebiger Mechanismus charakterisiert werden kann.

2 Material und Methoden

In diesem Beitrag wird ausgehend von einem mechanischen Modell die Wirkung mechanischer Vorspannungen auf die Deformation eines asymmetrischen Federbügels und damit auf die Beweglichkeit des Federbügel-Mechanismus mit Hilfe von analytischen und numerischen Methoden untersucht.

2.1 Modellbildung

Eine sehr zentrale Rolle bei der Untersuchung der mechanischen Vorspannung auf die Deformation des Federbügel-Mechanismus kommt der Modellbildung zu. Die, für die jeweilige technische Anwendung, speziell gestalteten Formen des Federbügels können nicht allumfassend betrachtet werden, so dass für eine ausgewählte Variante ein mechanisches Modell abstrahiert wird. Dabei werden folgende Einschränkungen und Festlegungen getroffen (vgl. Abb. 3), nach [5], [6]:

- der Federbügel ist aus drei biege- und torsionselastischen geraden Schenkeln zusammengesetzt,
- der Federbügel ist im unverformten Zustand eben, d. h. alle Stabachsen liegen in einer Ebene,
- alle Schenkel stehen rechtwinklig zueinander,
- die Asymmetrie des Federbügels entsteht durch die unterschiedlichen Längenabmessungen der parallel liegenden Schenkel,
- Biegeradien und Verrundungen, die zur Herstellung des Federbügels erforderlich sind, werden vernachlässigt,
- Anwendung des Prinzips von SAINT-VENANT,
- Anwendung der linearen Theorie der kleinen Verformungen ohne Berücksichtigung von Schub (BERNOULLI-EULER-Theorie),
- Verwendung von homogenem, isotropem Material,
- Gültigkeit des HOOKESchen Gesetzes,
- Querschnittsabmessungen sind klein gegenüber den Längenabmessungen der Schenkel,
- konstante Querschnittsabmessungen der einzelnen Schenkel,
- Reibungseffekte in den Lagerstellen werden vernachlässigt.

2.2 Numerische Methoden

Zur strukturmechanischen Untersuchung der Deformation des Federbügels und der Beweglichkeit des gesamten Mechanismus unter dem Einfluss einer mechanischen Vorspannung ist die Finite-Elemente-Methode (FEM) besonders geeignet. Mit dem Programmpaket ANSYS® Workbench 14.5 können komfortabel Analysen jeweils für verschiedene Elementtypen, Randbedingungen, Vorspannungen und Lasten durchgeführt werden. Unter Bezugnahme auf die Modellbildung des Federbügel-Mechanismus (vgl. Abschnitt 2.1) wird die Analyse mit Balkenelementen durchgeführt. Dabei wird entsprechend der BERNOULLI-EULER-Theorie ein elastisches 3D-Balkenelement (*beam4*) zur Abbildung des Federbügels verwendet. Die Drehgelenke werden durch *joints* nachgebildet, wobei stets die Drehung um die z -Achse frei gegeben ist. Durch eine Verrückung δ (*displacement*) der Lagerstelle B in y -Richtung wird die mechanische Vorspannung in einem ersten Lastschritt nachgebildet. In einem zweiten Lastschritt wird bei gleichbleibender Verrückung der Lagerstelle B (mechanische Vorspannung) eine Kraft F_y am freien Ende des Bügels in y -Richtung aufgebracht. Das beschriebene FEM-Modell ist links in Abb. 2 dargestellt. Als Geometrie- und Materialparameter werden zunächst vorgegeben:

- Länge der Schenkel: $l_1 = 50 \text{ mm}$ $l_2 = 25 \text{ mm}$ $l_3 = 40 \text{ mm}$
- Querschnitt der Schenkel: Kreisquerschnitt, jeweils $d = 1 \text{ mm}$
- Materialparameter: $E = 206 \text{ kN/mm}^2$ $G = 78 \text{ kN/mm}^2$

Die Simulationsergebnisse werden dank der Balkenelemente in sehr kurzer Zeit generiert. Allerdings bestehen Zweifel an der Richtigkeit der mit Hilfe von *beam4* berechneten Ergebnisse, da die Verschiebung des Kraftangriffspunktes v_F im Lastschritt 2 übermäßig groß erscheint ($v_F \approx 1478 \text{ mm}$ bei $\delta = 2 \text{ mm}$ Verrückung und $F_y = 5 \text{ N}$ Belastung). Auch ein anderer Elementtyp (*beam188*) sowie eine Variation der Ansatzfunktion (*linear* und *quadratisch*) und eine veränderte Nachbildung der Lagerung (*remote displacement*) führen zu ähnlichen Ergebnissen. Für diese unglaubliche, große Verschiebung kann an dieser Stelle keine Begründung gefunden werden.

Eine weitere Möglichkeit FEM-basierte Ergebnisse für die scheinbar triviale Problemstellung zu gewinnen, ist die Diskretisierung und Berechnung der Struktur (Federbügel) mit Volumenelementen.

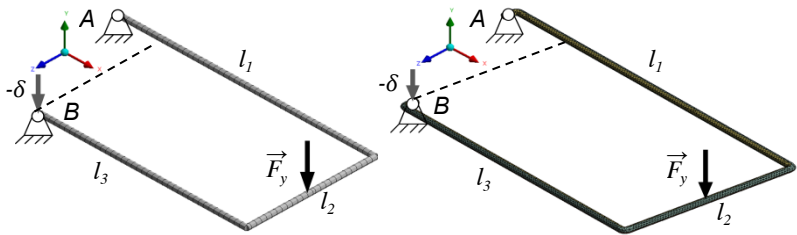


Abb. 2: FEM-Modelle zur Berechnung der Deformation des drehgelenkig gelagerten Federbügel-Mechanismus mit Verrückung δ und unter Belastung F_y ; links: *beam*-Elemente, rechts: *solid*-Elemente

Abweichend von den Einschränkungen der Modellbildung (vgl. Abschnitt 2.1) muss die Analyse mit einem veränderten FEM-Modell, rechts in Abb. 2 dargestellt, durchgeführt werden. Die Vernachlässigung von Verrundungen an den Übergängen zwischen den einzelnen Schenkeln wird aus Modellierungsgründen für diese Simulation widerrufen. Bei Simulationen mit Volumenelementen wird ein kontinuumsmechanischer Ansatz verfolgt, der stets Schub berücksichtigt, so dass hier von der BERNOULLI-EULER-Theorie abgewichen wird. Diese Veränderungen in der Modellierung müssen eingeräumt werden, um FEM-Ergebnisse mit Volumenelementen zu produzieren. Als neuer Elementtyp wird ein 3D-Volumenelement (Tetraeder) mit quadratischer Ansatzfunktion (*solid187*) verwendet. Auf Grund der erheblich erhöhten Anzahl an Knoten verlängert sich die Rechenzeit entsprechend. Alle Analyseinstellungen (z. B. Randbedingungen und Lasten) bleiben mit Bezug auf die vorangegangene Simulation (Balkenelemente) unverändert (vgl. Abb. 2). Die Ergebnisse der FEM-Simulation mit *solid187*, die wieder aus zwei Lastschritten (Vorspannung und anschließende Belastung) zusammengesetzt ist, sind ingenieurtechnisch nachvollziehbar und scheinen realistisch ($v_F \approx 14$ mm bei $\delta = 2$ mm Verrückung und $F_y = 5$ N Belastung). Eine Vergleichssimulation zu den *solid187*-Ergebnissen basierend auf Tetraederelementen mit linearer Ansatzfunktion (*solid185*) bestätigt trotz geringer Unterschiede in den Verschiebungen die Richtigkeit der Simulationsergebnisse, die durch Anwendung von Volumenelementen erzielt wurden. Zwischen den *beam*- und *solid*-Simulationsergebnissen bestehen erhebliche Unterschiede, so dass für die FEM ausschließlich *solid187*-Elemente betrachtet werden.

Es bleibt fraglich, ob die als richtig angesehenen Ergebnisse tatsächlich korrekt sind. Aus Sicht der Getriebetechnik ist kaum vorstellbar, dass die BERNOULLI-EULER-Theorie nicht anwendbar sein soll und somit bleibt unklar warum mit der FEM-Balkentheorie für das betrachtete Balkentragwerk unrealistische Ergebnisse berechnet werden.

2.3 Analytische Methoden

Mit den analytischen Methoden wird das Ziel verfolgt, die FEM-Ergebnisse zu prüfen und die Anwendbarkeit der Balkentheorie zu belegen. In ähnlicher Weise wie bei den FEM-Berechnungen müssen die mechanische Vorspannung (Verrückung) und die Belastung in getrennten Schritten aufgebracht werden. Eine Überlagerung der Lasten in einer Berechnung ist zunächst nicht möglich. Das ist damit zu begründen, dass infolge der Deformation des Federbügel-Mechanismus, hervorgerufen durch eine mechanische Vorspannung, die Gestalt des Tragwerkes im ersten Lastschritt in unbekannter Größe verändert wird. Die Stabachsen wären somit für die beiden Lastschritte unterschiedlich, so dass eine Superposition aus mechanischer Vorspannung und Belastung nicht gerechtfertigt ist.

Der Ausgangspunkt für die Gleichgewichtsbedingungen im zweiten Lastschritt ist dann die verformte Struktur, also das Ergebnis des ersten Lastschrittes. Aus den genannten Gründen und mit Bezug auf die im Abschnitt 2.1 getroffenen Einschränkungen wird in diesem Abschnitt lediglich die Deformation des asymmetrischen ($l_1 > l_3$) Federbügel-Mechanismus infolge mechanischer Vorspannung analytisch berechnet. Es ergeben sich verschiedene Herangehensweisen für die analytische Betrachtung des Problems. Die analytische Ermittlung der Deformation kann einerseits über die Verformungsgleichungen für Zug/Druck, Biegung und Torsion und andererseits durch energetische Methoden, z. B. die Sätze von CASTIGLIANO bzw. MENABREA erfolgen. Zur Berechnung der Verschiebung an jedem Punkt des Tragwerkes eignet sich die klassische Herangehensweise über die Verformungsgleichungen. Die Lager- und Schnittreaktionen werden aus statischen Gleichgewichtsbeziehungen des unverformten Tragwerkes berechnet. Das sind im Allgemeinen drei skalare Gleichungen für die Kraftkomponenten und drei skalare Gleichungen für die Komponenten der Momente, jeweils in x -, y -, und z -Richtung im kartesischen Raum.

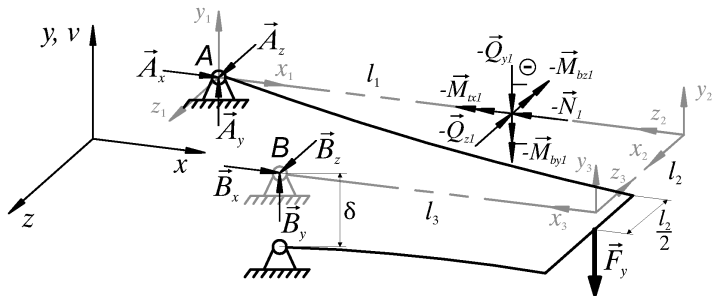


Abb. 3: Mechanisches Modell zur Berechnung der Deformation eines asymmetrischen Federbügel-Mechanismus aus drei Schenkeln infolge einer Vorspannung und einer Belastung

Für das ausschließlich durch zwei Drehgelenke (Festlager A und B) gelagerte Balkentragwerk, dargestellt in der Abb. 3, ergeben sich für den ersten Lastschritt, d. h. Belastung nur durch die Verrückung (graue Darstellung), das Kräfte- und Momentengleichgewicht zu:

$$\begin{pmatrix} A_x + B_x \\ A_y + B_y \\ A_z + B_z \end{pmatrix} = \vec{0} \quad \text{und} \quad (1)$$

$$\begin{pmatrix} l_1 - l_3 \\ 0 \\ l_2 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \end{pmatrix} = \vec{0}. \quad (2)$$

In den Gleichungen (1) und (2) wird die mechanische Vorspannung, die durch eine Verrückung δ des Drehgelenkes B definiert ist, nicht abgebildet. Demzufolge ist die Ermittlung der Lagerreaktionen nicht aus den Gleichgewichtsbedingungen, sondern nur über die Verformungen möglich. An dieser Stelle werden zunächst mit Hilfe des Satzes von MENABREA die unbestimmten Lagerreaktionen ermittelt. Definitionsgemäß ist nach MENABREA ist die Verschiebung am Ort und in Richtung der unbekannt Lagerreaktion nicht vorhanden, so dass für die Lagerreaktionen B_x , B_y und B_z gilt [6]:

$$\frac{\partial W_F}{\partial B_x} = \frac{\partial W_F}{\partial B_z} = 0. \quad (3)$$

Die mechanische Vorspannung des Federbügels, die beim Einbringen des Bügels in das Gestell entsteht, kann somit einfach berücksichtigt werden durch:

$$\frac{\partial W_F}{\partial B_y} = -\delta. \quad (4)$$

Gemäß Abb. 3 ist der Federbügel in drei Segmente unterteilt. Für jedes Segment können unter Ausnutzung eines lokalen Koordinatensystems die Schnittreaktionen abschnittsweise bestimmt werden. Somit ergibt sich beispielsweise die Formänderungsenergie unter Vernachlässigung von Schub für den ersten Schenkel ($0 \leq x_1 \leq l_1$) zu [6]:

$$W_{F1} = \int_0^{l_1} \frac{N_1}{E A_1} dx_1 + \int_0^{l_1} \frac{M_{tx1}}{G I_{p1}} dx_1 + \int_0^{l_1} \frac{M_{by1}}{E I_{y1}} dx_1 + \int_0^{l_1} \frac{M_{bz1}}{E I_{z1}} dx_1. \quad (5)$$

Für die Abschnitte zwei und drei sind die entsprechenden Schnittkräfte und -momente in den Grenzen $0 \leq x_2 \leq l_2/2$ bzw. $l_2/2 \leq x_2 \leq l_2$ und $0 \leq x_3 \leq l_3$ zu betrachten. Durch Anwendung der Gleichungen (3) und (4) sowie den Bestimmungsgleichungen für die Formänderungsenergie (vgl. (5)) können alle Lagerreaktionen bestimmt werden. Es ergeben sich unter der Voraussetzung gleicher Querschnitte und gleichen Materials für alle Schenkel ($I_{p1} = I_{p2} = I_{p3} = I_p$; $I_{z1} = I_{z2} = I_{z3} = I_z$; $E = \text{const.}$; $G = \text{const.}$):

$$A_x = B_x = 0$$

$$A_z = B_z = 0$$

$$A_y = -B_y = -\frac{3 \delta G I_p E I_z}{G I_p (l_1^3 + l_2^3 - l_3^3 - 3 l_1^2 l_3 + 3 l_3^2 l_1) + 3 E I_z (l_2^2 l_1 + l_3^2 l_2)}.$$

Mit den jetzt bekannten Lager- und Schnittreaktionen können die Verformungen gemäß den Gleichungen für Biegung und Torsion eindeutig bestimmt werden. Dabei treten in den einzelnen Schenkeln folgende Beanspruchungen auf:

	Bereich	Schnittreaktionen	Beanspruchung
Schenkel 1	$0 \leq x_1 \leq l_1$	$(Q_{y1}); M_{tx1}; M_{bz1}$	Torsion; Biegung um z
Schenkel 2	$0 \leq x_2 \leq l_2/2$	$(Q_{y2}); M_{tx2}; M_{bz2}$	Torsion; Biegung um z
	$l_2/2 \leq x_2 \leq l_2$	$(Q_{y3}); M_{tx3}; M_{bz3}$	Torsion; Biegung um z
Schenkel 3	$0 \leq x_3 \leq l_3$	$(Q_{y4}); M_{bz4}$	Biegung um z

Es gelten für den Verdrehwinkel $\varphi(\cdot)$ und die Durchbiegung $v(\cdot)$ nach [6] die folgenden Differenzialgleichungen:

$$\varphi'(\cdot) = \frac{M_t}{G I_p} \quad \text{und} \quad (6)$$

$$v''(\cdot) = \frac{M_b}{E I_z} . \quad (7)$$

Die Gesamtverschiebung (Deformation) $v(s)$ in y -Richtung wird aus der Addition der einzelnen Verschiebungen unter Berücksichtigung der Rand- und Übergangsbedingungen bestimmt. Es sei s eine aus x_1 , x_2 und x_3 zusammengesetzte Koordinate, die für den gesamten Federbügel definiert ist, so gilt für $v(s)$.

$$v(s) = \begin{cases} v_1(x_1) & 0 \leq s \leq l_1 \\ v_2(x_2) + \varphi_1(l_1) \cdot x_2 & l_1 \leq s \leq l_2 \\ v_3(x_3) + \varphi_2(l_2) \cdot x_3 & l_3 \leq s \leq l_3 \end{cases} \quad (8)$$

An dieser Stelle wird auf eine ausführliche Darstellung der einzelnen Verschiebungen und Verdrehungen verzichtet. Das Ziel der Nutzung analytischer Methoden, die FEM-Ergebnisse zu validieren und die Anwendung der Balkentheorie zu belegen, ist wie Kapitel 3 zeigen wird nur teilweise erbracht. Ausgehend von der berechneten elastischen Linie $v(s)$ infolge einer mechanischen Vorspannung, sollte eine exakte analytische Berechnung der Deformation infolge einer zusätzlichen Krafteinwirkung mit neuen Stabkoordinaten möglich sein. Da für kleine Verrückungen δ nur eine kleine Deformation des Federbügels zu erwarten ist, kann eine analytische Berechnung für die kombinierte Belastung aus Verrückungen δ und Kraft F_y für hinreichend genaue Ergebnisse versucht werden. Im Vorhinein soll analytisch die Deformation des Federbügels, die durch eine Kraft hervorgerufen wird, berechnet werden. Dabei ergeben sich fehlerhafte Ergebnisse (vgl. Abb. 7), so dass auf weitere analytische Betrachtungen verzichtet wird. Die erzielten Ergebnisse nach Gleichung (8) werden im Kapitel 3 dargelegt.

3 Ergebnisse und Vergleich

3.1 Vorspannung

Durch das Einbringen des Federbügels in das Gestell wird infolge der Verrückung δ am Drehgelenk B der Federbügel-Mechanismus mechanisch vorgespannt. Die Größe der Deformation infolge dieser mechanischen

Vorspannung konnte durch numerische und analytische Methoden berechnet werden. In Abb. 4 wird eine dreidimensionale Darstellung der Deformation $v(x, y)$ (verformte Struktur) des betrachteten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus für verschiedene Verrückungen δ gezeigt.

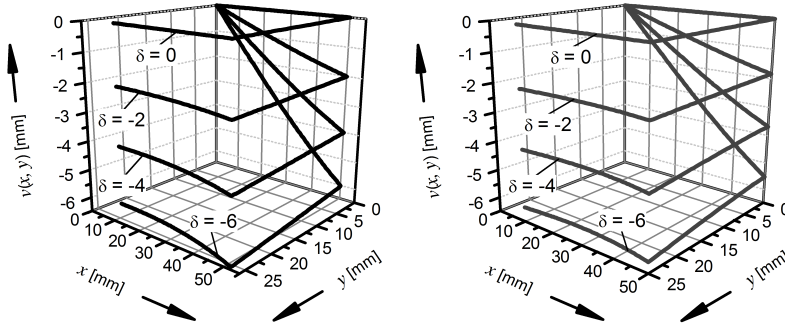


Abb. 4: Dreidimensionale Darstellung der Deformation $v(x, y)$ (verformte Struktur) des betrachteten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus unter der Wirkung verschiedener Verrückungen δ ; links: FEM-Ergebnisse; rechts: Analytische Ergebnisse

Ein Vergleich bzw. eine Fehlerabschätzung der Ergebnisse der beiden Methoden ist anhand der dreidimensionalen Darstellung nur schwer möglich. Für den Vergleich wird unter Zuhilfenahme der Koordinate s und der Deformation $v(s)$ (nach (8)) eine zweidimensionale Darstellung gewählt.

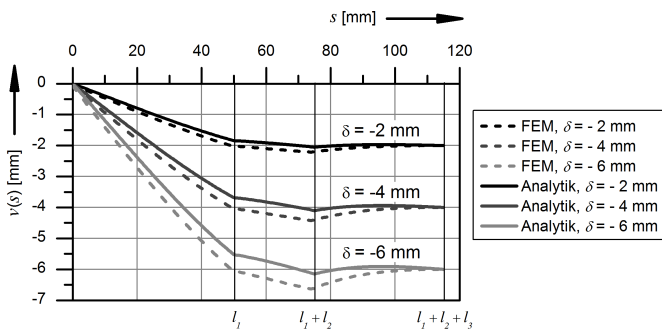


Abb. 5: Deformation $v(s)$ des betrachteten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus unter der Wirkung verschiedener Verrückungen δ

In Abb. 5 ist für kleine Verrückungen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den analytischen und numerischen Ergebnissen zu erkennen. Mit zunehmender Größe der Verrückung wächst auch der Fehler der analytischen Berechnung an, wobei dies im Einklang mit der Theorie der kleinen Verformungen steht. Für drei diskrete Punkte des Tragwerkes, $P_1[l_1, 0, v(x, y)]$, $P_2[l_1, l_2/2, v(x, y)]$ und $P_3[l_1, l_2, v(x, y)]$, veranschaulicht die Abb. 6 die Übereinstimmung der Ergebnisse nochmals. Aus der Abb. 6 ist weiterhin ersichtlich, dass stets ein linearer Zusammenhang zwischen Verrückung und Deformation besteht.

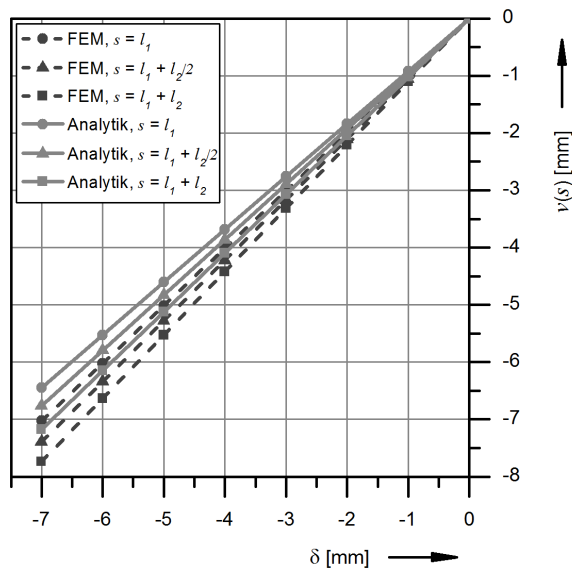


Abb. 6: Deformation $v(s)$ des betrachteten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus an den diskreten Punkten P_1 , P_2 , P_3 unter der Wirkung verschiedener Verrückungen δ

3.2 Belastung

Bevor mechanische Vorspannung und Belastung zusammen betrachtet werden, wird kurz auf eine Deformation des Federbügel-Mechanismus eingegangen, die ausschließlich durch Krafteinwirkung am freien Ende hervorgerufen wird. Mit Hilfe der FEM ist diese Problemstellung durch

Anpassung der Randbedingungen einfach zu bewältigen. Ebenso sollte die Erfassung der Kraft F_y durch Veränderung der Gleichungen (1) und (4) einfach möglich sein. Analytisch treten bei dieser Berechnung Fehler auf, wie die folgende Abb. 7 zeigt. Die Verschiebungskennlinien der analytischen Ergebnisse (Balkentheorie) und der FEM-Ergebnisse (Kontinuumsmechanik) unterscheiden sich für alle Kräfte F_y , quantitativ aber auch qualitativ. Diese Unterschiede treten, zwar in veränderter Form, auch zwischen den *beam4*- und *solid187*-Ergebnissen auf, wie in Abschnitt 2.2 kurz aufgezeigt wurde.

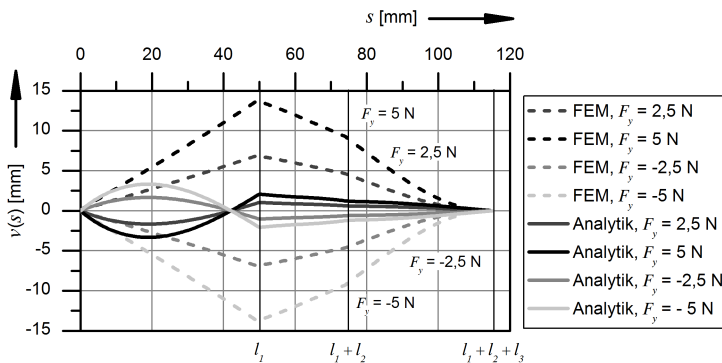


Abb. 7: Deformation $v(s)$ des betrachteten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus ohne Verrückung δ unter der Wirkung verschiedener Kräfte F_y .

3.3 Vorspannung und Belastung

Mit Bezug auf die Problematik unterschiedlicher Ergebnisse (Abschnitt 3.2) werden an dieser Stelle ausschließlich Ergebnisse der FEM-Simulationen mit dem Elementtyp *solid187* ausgewertet. Alle Simulationen wurden mit drei negativen (entgegen der positiven y -Richtung) Verrückungen δ ($\delta = -2$ mm; $\delta = -4$ mm; $\delta = -6$ mm) und jeweils mit zwei positiven und zwei negativen Kräften F_y durchgeführt. Die folgende Abb. 8 verdeutlicht die Ergebnisse für den gesamten Mechanismus.

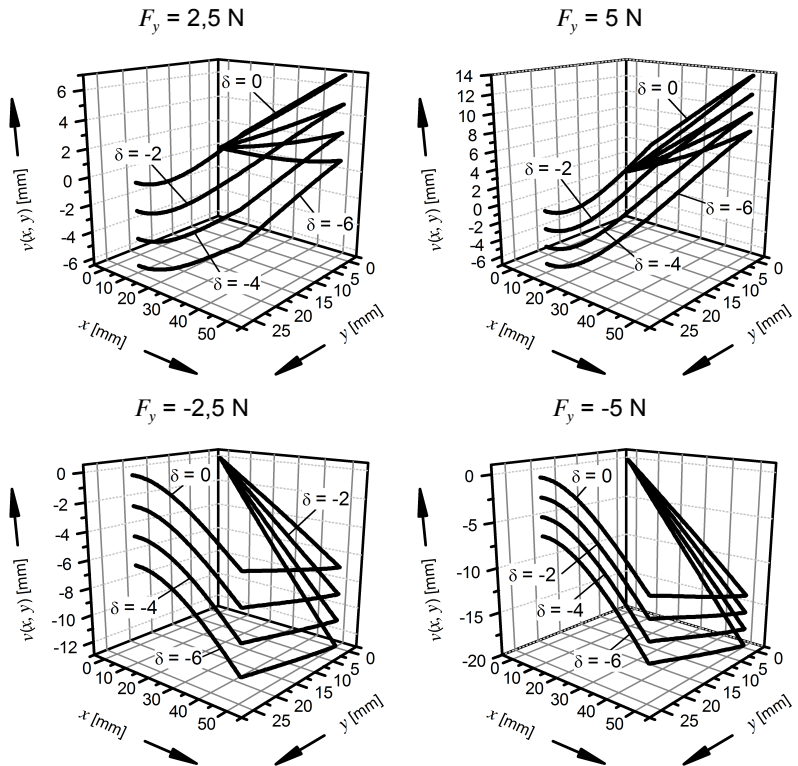


Abb. 8: FEM-Ergebnisse der Deformation $v(x, y)$ (verformte Struktur) des betrachteten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus unter der Wirkung verschiedener Verrückungen δ und verschiedener Kräfte F_y

Damit die Ergebnisse untereinander verglichen werden können, sind in Abb. 9 die Verschiebungen $v(x, y)$ für die einzelnen Parameterkonfigurationen beispielhaft am freien Ende des Mechanismus bei $x = l_f$ dargestellt.

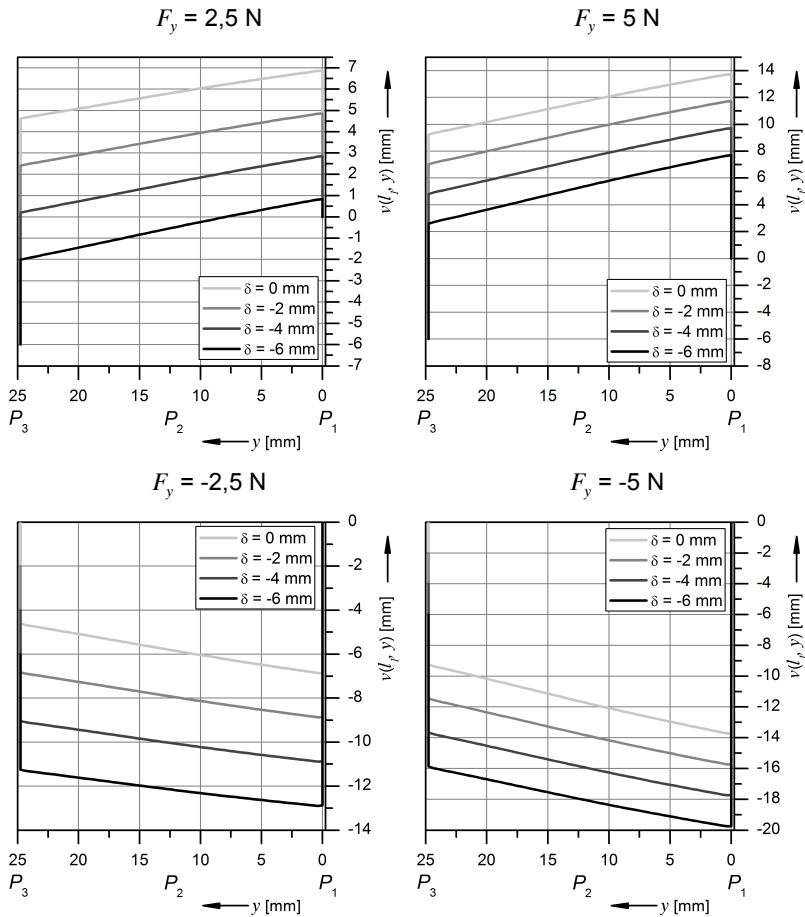


Abb. 9: FEM-Ergebnisse der Deformation $v(l_f, y)$ an der Stelle $x = l_f$ des betrachteten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus unter der Wirkung verschiedener Verrückungen δ und verschiedener Kräfte F_y .

Falls die Verrückung δ und die Kraft F_y in unterschiedliche Richtungen, also entgegengesetzt, wirken, ist in den beiden oberen Diagrammen der Abb. 9 qualitativ ein ähnliches Verhalten erkennbar. Ohne die Wirkung einer Verrückung δ wird für eine Verdoppelung der Kraft auch die doppelte Auslenkung erreicht. Mit zunehmender Vorspannung, hervorgerufen durch die Verrückung δ , vergrößert sich beispielsweise für den Punkt P_1 die

Deformation unabhängig von der Richtung der Kraft. In der Abb. 10 ist für den Punkt P_1 der Zusammenhang zwischen Kraft F_y und Verschiebung $v(l_B, \theta)$ für verschiedene Verrückungen δ dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die Steifigkeit des Mechanismus (Anstieg der Kraft-Verschiebungs-Kennlinien) unverändert bleibt.

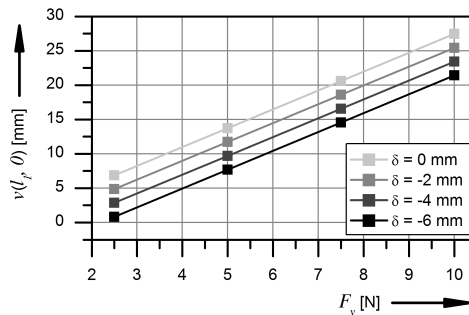


Abb. 10: Mit FEM ermittelte Kraft-Verschiebungs-Kennlinien des betrachteten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus für den ausgewählten Punkt P_1 bei verschiedenen Verrückungen δ

Ein vergleichbarer qualitativer Zusammenhang kann für den Fall, dass Verrückung und Kraft jeweils negativ definiert sind, also beide in die gleiche Richtung wirken, hergestellt werden, wie in den unteren Diagrammen der Abb. 9 zu erkennen ist.

4 Diskussion und Schlussfolgerungen

Eine mechanische Vorspannung, hervorgerufen durch eine Verrückung δ des Drehgelenkes B , hat Einfluss auf das Kraft-Verschiebungs-Verhalten des betrachteten Federbügel-Mechanismus. Durch die Einprägung dieser Verrückung δ wird der Federbügel deformiert, wobei die maximale Deformation etwa der eingepprägten Verrückung entspricht. Die Deformation eines ausgewählten Bügels (vgl. Abschnitt 2.1 und Abschnitt 2.2) wurde mit Hilfe numerischer und analytischer berechnet und die Ergebnisse stimmen, wie die Abb. 4, Abb. 5 und Abb. 6 zeigen, gut überein. Infolge einer Krafteinwirkung auf den nicht vorgespannten Federbügel-Mechanismus tritt ebenfalls eine Deformation auf, die zu einer Auslenkung des Mechanismus führt. Auch für diesen Belastungsfall wurde der betrachtete Federbügel-

Mechanismus mit numerischen und analytischen Methoden hinsichtlich des Kraft-Verschiebungs-Verhaltens untersucht. Dabei wurden Unterschiede zwischen den einzelnen Berechnungsverfahren festgestellt, die hier etwas genauer betrachtet werden sollen. Anhand der Gestalt des Tragwerkes und der Modellbildung ist eine Untersuchung, numerisch und auch analytisch, mit der Balkentheorie gerechtfertigt. Alle FEM-Simulationen, die mit Balkenelementen (*beam4* und *beam188*) durchgeführt wurden, liefern aber sowohl für eine getrennte als auch eine kombinierte Erfassung der Verrückung δ und der Kraft F_y fehlerhafte Ergebnisse. Allerdings konnte die Deformation des Federbügel-Mechanismus unter der Wirkung einer Verrückung mit der BERNOULLI-EULER-Theorie analytisch problemlos und hinreichend genau (vgl. Abb. 4 und Abb. 5) bestimmt werden, so dass zumindest für diesen Belastungsfall die Balkentheorie zur Berechnung einsetzbar ist. Da bei den FEM-Simulationen im Gegensatz zur Analytik die Lasten nicht sprunghaft, sondern linear ansteigend aufgebracht wurden, gibt es vermutlich zu Beginn (Last noch nicht vorhanden) der Simulation mit Balkenelementen Instabilitäten, die nicht berechnet werden können.

Es zeigt sich (z. B. in Abb. 7), dass eine analytische Berechnung der Deformation infolge einer Kraft F_y zu fehlerhaften Ergebnissen führt. Weil die analytische Berechnung der Deformation infolge der Vorspannung möglich ist, ist die Ursache für die fehlerhaften analytischen Ergebnisse möglicherweise in der Lagerung der Schenkel zu suchen, die in Verbindung mit der Belastung zu einer Bifurkation führt. Eine, wie in Abschnitt 2.3 vermutete, Veränderung der Lage der Stabachsen tritt an dieser Stelle noch nicht auf. Ebenfalls können für eine kombinierte Belastung aus Verrückung δ und Kraft F_y mit den verwendeten analytischen Methoden keine korrekten Ergebnisse berechnet werden. Neben der Bifurkation kann die Veränderung der Lage der Stabachsen sein eine Ursache für die Abweichungen sein. Alle hier genannten Ursachen für die Abweichungen der Ergebnisse sind nicht bewiesen und daher unter Vorbehalt gültig.

Zum Vergleich dienen jeweils Ergebnisse aus FEM-Simulationen, für die der Federbügel durch Volumenelemente (*solid187*) abgebildet und mit den Methoden der Kontinuumsmechanik berechnet wurde. Da bei diesen FEM-Simulationen mit dem Elementtyp *solid187* ausschließlich Knotenverschiebungen und keine Verdrehungen auftreten können, sind die Drehgelenke im Gegensatz zur Balkentheorie durch mehrere Knoten definiert. Dieses veränderte Abbilden der Randbedingungen im Vergleich zu

den anderen durchgeführten Berechnungen führt in Verbindung mit dem kontinuumsmechanischen Ansatz zu den realistischen Ergebnissen.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der FEM-Simulation mit *solid187*-Elementen für eine kombinierte Belastung aus Verrückung und Kraft diskutiert. Neben der Abb. 8 und der Abb. 9 verdeutlicht für einen ausgewählten Punkt (P_7) besonders die Abb. 10 den linearen Zusammenhang zwischen Kraft F_y und Verschiebung v für unterschiedliche Verrückungen δ . Die Drehung des Federbügels im Gelenk A ist in Abb. 8 deutlich zu erkennen. Für das Gelenk B ist diese Drehung weniger deutlich. Durch die Gestalt und die Vorspannung ist der Anstieg der elastischen Linie im Festlager B mit einer Einspannung vergleichbar. Das Kraft-Verschiebungs-Verhalten eines vorgespannten Federbügel-Mechanismus ist linear, d. h. eine Verrückung des Gelenkes B verändert nur die Größe der Verschiebung aber nicht das Verhalten, wie die Abb. 8 und die Abb. 10 belegen. Im Gegensatz zu dem linearen Kraft-Verschiebungs-Verhalten des betrachteten Federbügel-Mechanismus kann ein nichtlineares Kraft-Verschiebungs-Verhalten durch die Verwendung nicht konstanter, d. h. mit s veränderlicher Querschnittsabmessungen ($A(s) \neq \text{const.}$; $I_p(s) \neq \text{const.}$; $I_z(s) \neq \text{const.}$) erreicht werden.

Bis hierher ist die Deformation des Federbügel-Mechanismus unter der Wirkung von Vorspannung und Belastung durch eine Kraft untersucht worden. Umgekehrt führt die mechanische Vorspannung für einen begrenzten Bewegungsraum bzw. vorgegebene Auslenkung des Federbügel-Mechanismus zu einer Kraftwirkung des Federbügels bezüglich des Gestells. Wie auch die Anwendungsbeispiele in Abb. 1 verdeutlichen, kann der Mechanismus somit als Federelement für Klemm- und Sicherungseinrichtungen (z. B. Karabinerhaken) eingesetzt werden. Die Kraftwirkung ist dabei von den geometrischen Abmessungen, dem verwendeten Material, der Verrückung und der zugelassenen (vorgegebenen) Verschiebung abhängig. Wenn für einen Anwendungsfall ein bestimmter Federbügel ausgewählt wurde, kann durch die Veränderung der Vorspannung eine erforderliche Klemmkraft bei vorgegebener Verschiebung eingestellt werden. Baugruppen für Klemm- und Sicherungsaufgaben bestehen neben dem Federelement oft noch aus weiteren Bauteilen. Federbügel-Mechanismen können anwendungsspezifisch gestaltet und ausgelegt werden, so dass Bauteile und damit Montageaufwand eingespart werden können.

5 Zusammenfassung

Dieser Beitrag untersucht mit numerischen und teilweise mit analytischen Methoden den Einfluss der mechanischen Vorspannung auf die Deformation eines ausgewählten asymmetrischen Federbügel-Mechanismus. Bei der, durch die Gestalt des Federbügels gerechtfertigten, Anwendung der Balkentheorie treten sowohl bei den FEM-basierten als auch bei den analytischen Methoden fehlerhafte Ergebnisse auf. Die Lösung der (scheinbar trivialen) Problemstellung eines räumlichen, ausschließlich drehbar gelagerten Tragwerkes (nachgiebiger Mechanismus) ist wie dieser Beitrag zeigt, durch Anwendung der Balkentheorie nicht für alle Belastungsfälle möglich. Nur durch die Betrachtung des Federbügel-Mechanismus als Kontinuum können mit Hilfe der FEM alle Belastungsfälle berechnet werden. Die mechanische Vorspannung (Verrückung) hat einen Einfluss auf das Kraft-Verschiebungsverhalten des Federbügel-Mechanismus. Dabei wird durch die Verrückung die Größe der Verschiebung aber nicht das lineare Verhalten und nicht die Steifigkeit des Mechanismus verändert. Für Klemm- und Sicherungseinrichtungen können Federbügel-Mechanismen durch Variation der Geometrie- und Materialparameter sowie der Vorspannung anwendungsspezifisch ausgelegt und gestaltet werden.

Literatur

- [1] Norm DIN 11023 Oktober 1979.: *Klappstecker*
- [2] Compass Yachtzubehör Handels GmbH & Co. KG: *Karabiner mit Federbügel*. URL: <http://www.compass24.de/product/19983011/karabiner-mit-federbuegel> (Stand: 18.06.2013)
- [3] RÜBIG GmbH & Co. KG: *RÜBIG Klappstecker*. URL: <http://www.rubig.com/index.cfm?seite=klappstecker-st&sprache=DE> (Stand: 18.06.2013)
- [4] Christen, G., Pfefferkorn, H.: Mehr Beweglichkeit : Nachgiebige Mechanismen eignen sich als elastische Getriebe. In: *Maschinenmarkt Das Industrie-Magazin* (2002), Nr. 37, S. 34 - 40
- [5] Hagedorn, P.: *Technische Mechanik: Bd. 2 Festigkeitslehre*. 2., überarb. und erw. Aufl. Frankfurt/Main: Verl. Harri Deutsch, 1995.
- [6] Hibbeler, R. C.: *Technische Mechanik 2: Festigkeitslehre*. 5., überarb. und erw. Aufl. [1. dt. Ausg.] München [u. a.]: Pearson Studium, 2006

KENNLINIEN EINES NACHGIEBIGEN FLUID- MECHANISCHEN ANTRIEBES ZUR ERZEUGUNG EINER SCHRAUBENFÖRMIGEN BEWEGUNG - VERGLEICH SIMULATION UND MESSAUFBAU

*Griebel, Stefan**; *Feierabend, Martin **; *Bojtos, Attila***;
*Zentner, Lena**

* TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik, stefan.griebel@tu-ilmenau.de

** Budapest University of Technology and Economics, Department of Mechatronics,
Optics and Engineering Informatic

Abstract (deutsch und englisch)

In diesem Beitrag wird ein nachgiebiger fluidmechanischer Antrieb, mit dem eine schraubenförmige Bewegung für das Heranführen von trockenen Elektroden auf die Kopfoberfläche erzeugt werden kann, untersucht. Es werden die simulierten und gemessenen Kennlinien für Lastmomente von $M_L = -0.4 \text{ Nm}$ bis 0.2 Nm in Schritten von 0.2 Nm miteinander verglichen. Der Antrieb hat eine Höhe und einen Durchmesser von jeweils 50 mm , besteht aus Silikon Elastosil® 4644 und kann in einem Druckbereich von 0 bis 1 bar betrieben werden. Dabei erreicht dieser ohne Last einen Drehwinkel von ca. 100° und einen Hub von ca. 29 mm . Diese Werte können durch Lastmomente vergrößert werden. Im Bereich von $0 \leq p \leq 500 \text{ mbar}$ arbeitet der Antrieb überwiegend nach dem Prinzip der Faltung und erzeugt dabei eine nahezu lineare Schraubenkennlinie. Im Bereich von $500 < p \leq 1000 \text{ mbar}$ arbeitet der Antrieb überwiegend nach dem Prinzip der Dehnung und erzeugt hauptsächlich einen Hub, der nahezu unabhängig vom Lastmoment ist. Die Abweichung für Hub und Drehwinkel zwischen dem Ansys® FEM Simulationsmodell und dem Funktionsmuster sind im Bereich für $p \geq 200 \text{ mbar}$ ohne Lastmoment unter Berücksichtigung eines experimentell bestimmten Reibmoments kleiner als 10% . Somit

können ergänzend zur Entwicklung und Untersuchung von fluidmechanischen Antrieben Simulationsmodelle eingesetzt werden.

In this paper a compliant fluid-mechanical drive which provides a helical motion for adduction of dry electrodes on the surface of the head is investigated. The simulated and measured characteristics is compared at load torque of $M_L = -0.4 \text{ Nm}$ to 0.2 Nm in steps of 0.2 Nm . The drive has a height and a diameter of 50 mm . It consists of silicone Elastosil® 4644 and can be used in pressure range from 0 to 1 bar . Advantageously, the drive reaches a rotational angle of approximately 100° and a stroke of about 29 mm . These values can be increased by load torque. In the range from $0 \leq p \leq 500 \text{ mbar}$, the drive operates mainly on the principle of folding. In addition, the drive generates a nearly linear helical curve. In the range of $500 < p \leq 1000 \text{ mbar}$, the drive operates mainly on the principle of strain. Hence, the drive generates a stroke, which is almost independent of the load torque. Furthermore, the deviations of angle of rotation and stroke of the Ansys® FEM simulation model and functional model are in the range of $p \geq 200 \text{ mbar}$ without load torque, in consideration of an experimentally determined friction torque, less than 10% . The simulation models can be used in addition to the development and investigation of fluid-mechanical drives.

1 Einführung

Soll die neutrale Aktivität des Gehirns beurteilt werden, werden mit einem Elektroenzephalogramm (EEG) die bioelektrischen Potenzialschwankungen auf dem Kopf gemessen. Im klinischen Alltag werden hierfür Silber/Silberchlorid (Ag/AgCl) Elektroden verwendet. Während der zeitaufwendigen Vorbereitungsprozedur werden elektrisch leitfähige Gele oder Pasten zwischen jeder Elektrode und der Kopfhaut eingebracht. Hierdurch werden die Übergangsimpedanzen verringert, so dass die Aufnahme der bioelektrischen Potenziale ermöglicht wird. Da die Verwendung leitfähiger Pasten/Gele zu Hautirritationen führen können und eine eingeschränkte Haltbarkeit während Langzeitmessungen aufweisen, zielt die Forschung auf die Anwendung von trockenen Elektroden ab [1-4]. Diese sind ohne Gele bzw. Pasten anwendbar, benötigen jedoch ein stabiles und reproduzierbares Heranführen an die Kopfoberfläche. Ein hohes Potenzial verspricht die Verwendung von nachgiebigen fluidmechanischen Antrieben, gefertigt aus biomedizinischem Silikon [5-8]. Diese ermöglichen

durch Änderung ihres inneren Fluiddruckes eine Veränderung ihrer Gestalt, so dass sie Bewegungsgrößen, Hub und Drehwinkel, sowie Kräfte und je nach geometrischer Form auch Momente gezielt übertragen können. Abb. 1 zeigt eine Einteilung möglicher Prinzipien, nach denen ein fluidmechanischer Antrieb seine Verformung erreichen kann. Vorteilhafteste Bewegungsprinzipien innerhalb einer Anwendung im biomedizinischen Sektor sind Faltung und Abrollen. Hierbei sind die im Material auftretenden Dehnungen geringer als beim Bewegungsprinzip Dehnen und erlauben hierdurch eine höhere Anzahl von Bewegungszyklen bei gleichzeitig geringerer Ausfallwahrscheinlichkeit.

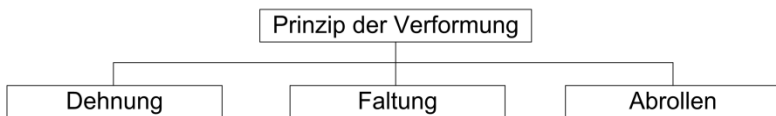


Abb. 1: Mögliche Verformungsprinzipien von fluidmechanischen Antrieben

Sind diese Fluidantriebe in eine EEG Haube eingebaut, so ist es möglich durch Steigerung des inneren Druckes eine Kraft zu erzeugen, die den bestehenden Kontaktdruck zwischen Elektrode und Kopfhaut erhöht. Hierdurch wird der Übergangswiderstand zwischen trockener Elektrode und Kopf soweit verringert, dass eine EEG Messung erst möglich wird [9]. Wird zusätzlich ein Drehung und ein Moment erzeugt, können hierdurch Relativbewegungen zwischen Kopfhaut und Elektrode erzeugt werden. Diese sind für die Durchdringung der Haarschicht hilfreich.

Soll eine Anzahl ≥ 128 trockener Elektroden auf dem Kopf verteilt werden, muss der Durchmesser des fluidmechanischen Antriebes kleiner als 16 mm sein [10]. Die Bewegungsgrößen, Hub und Drehwinkel, derartig kleiner Strukturen konnten mittels Simulation und Versuchsaufbau ermittelt und verglichen werden [10]. Jedoch ist die experimentelle Ermittlung der erzeugbaren Kraft in Hubrichtung und des Drehmomentes in Drehrichtung mit dem unter [10] vorgestellten Aufbau nicht möglich. Aus diesem Grund wurde ein weiterer Versuchsaufbau konzipiert, mit dem die Bewegungsgrößen und das erzeugbare Drehmoment unter Einfluss von Lastmoment und Gegenkraft bei steigendem Fluiddruck gemessen werden können. Zur Vermessung wurde ein handhabbarer fluidmechanischer Antrieb entwickelt, der eine Höhe von 50 mm und einen Durchmesser von 50 mm aufweist.

Ziel des Beitrages ist es, eine Abweichung zwischen Simulationsmodell und Funktionsmuster kleiner 10 % nachzuweisen, so dass im weiteren Verlauf bei der Entwicklung der fluidmechanischen Antriebe auf Simulationsmodelle zugegriffen werden kann.

2 Material und Methoden

2.1 Design des fluidmechanischen Antriebs

Der fluidmechanische Antrieb soll eine schraubenförmige Bewegung erzeugen. Für die erzeugbare Rotation ist ein Winkel von mindestens 90° vorgegeben, der Hub soll mindestens 50 % der Höhe des Fluidantriebes erreichen. Die Abmessungen des Fluidantriebes ohne Einspannflächen sollen einen Volumenwürfel von 50 mm Kantenlänge nicht überschreiten. Der Betriebsdruck soll 1 bar nicht übersteigen. Ebenfalls soll die geometrische Form möglichst einfach sein und somit eine minimale Anzahl von geometrischen Parametern aufweisen, um die spätere Fertigung möglichst einfach zu gestalten. Ferner soll der fluidmechanische Antrieb einteilig sein.

Es wurden verschiedene prinzipielle Lösungen entworfen, die mit Hilfe unterschiedlich stark gewichteten Bewertungskriterien bewertet wurden, um einen Ansatz für die Umsetzung auszuwählen [11].

2.2 Simulation des nachgiebigen Fluidantriebes

Für die Simulation wurde in SolidWorks 2012 ein parametrisiertes Modell entworfen, welchen in Ansys® 14.5 eingelesen wurde. Es wurde für das Silikon im Modell das nichtlineare Materialgesetz, Ogden 2. Ordnung, gewählt. Diesem lagen Messdaten aus durchgeführten uniaxialen Zugversuch und einem pure shear Versuch zugrunde [10]. Die Materialkonstanten sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Tab. 1: Ermittelte Materialkonstanten für das Materialgesetz Ogden 2. Ordnung zur Simulation des verwendeten Silikons Elastosil® 4644

Materialkonstante	μ_1	α_1	μ_2	α_2
Wert	0.00176 MPa	11.915	0.8285 MPa	0.9777

Mit dem 3D Modell, welches aus ca. 11000 Solid 187 Tetraeder Elementen mit Mittelknoten aufgebaut wurde, wurde eine quasistatische Analyse durchgeführt. Für die Knoten der zylindrischen Sockelfläche wurde eine feste Einspannung des Fluidantriebes gewählt. Weiterhin wurde, um den Einfluss der Lastaufbringung zu minimieren, dem zylindrischen Körper auf der gegenüberliegenden Seite des Fluidantriebes als Material Baustahl zugewiesen. Dieser wurde per Verbund mit dem Fluidantrieb verbunden. Für die Aufbringung einer weiteren Randbedingung und für die Auswertung der simulierten Rotation φ wurde ein Randpunkt R_P und der Mittelpunkt M_Z auf der Kreisfläche dieses Zylinders erzeugt (vgl. Abb. 3). Für diesen Punkt M_Z wurden nur Verschiebungen z_F Richtung zugelassen. Des Weiteren wurden alle Knoten dieser Kreisfläche selektiert und die Verschiebungen in z_F Richtung wurden über den Befehl *cp,1,uz,all* miteinander gekoppelt. In einem ersten Lastschritt wurde auf der Mantelfläche des oben erwähnten Zylinders das Lastmoment M_L aufgebracht und über den zweiten Lastschritt konstant gehalten. Im zweiten Lastschritt wurden alle innenliegenden Flächen des Fluidantriebes mit einem Druck von 1000 mbar beaufschlagt.

2.3 Herstellung eines Funktionsmusters

Als Verfahren zur Herstellung des Funktionsmusters wurde, wegen der großen Anzahl an Hinterschnidungen, das Spritzgießen gewählt und ein Formwerkzeug entworfen. Mittels Rapid Prototyping im Schmelzschichtungsverfahren (Dimension Elite, alphacam GmbH, Schorndorf, Deutschland) wurden die Formwerkzeugeinsätze hergestellt, die die Innenflächen und Außenflächen abbilden. Dabei wurde die Innenfläche des Fluidantriebes durch einen Einsatz und die Außenseite der Mantelfläche durch vier Einsätze abgebildet. Diese fünf Einsätze wurden in einer Formwerkzeughälfte aus Aluminium zueinander positioniert, welche mit einer zweiten Formwerkzeughälfte verschraubt wurde. Hierdurch konnte die Lage der Bauteile zueinander festgelegt werden. In einer der beiden Formwerkzeughälften befindet sich ein Reservoir, in dem das durch Unterdruck entlüftete 2-Komponenten-Silikon (Elastosil® 4644, Wacker Chemie AG, München, Deutschland) eingefüllt wurde. Über einen Kolben wurde das Silikon in das Formwerkzeug eingespritzt. Nach einer Wartezeit von 24 Stunden bei Zimmertemperatur erfolgte die Entformung.

2.4 Messungen am Funktionsmuster

Zur Untersuchung des Funktionsmusters wurde eine Messanordnung konzipiert und aufgebaut (vgl.: Abb. 2).

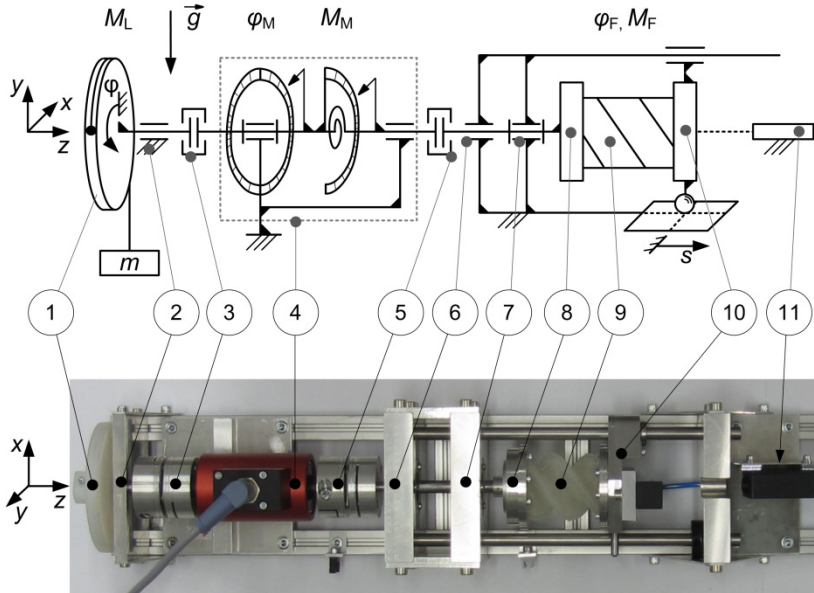


Abb. 2: Prinzipskizze und aufgebauter Messanordnung zur Ermittlung der Ausgangsgrößen des nachgiebigen fluidmechanischen Antriebes

Der nachgiebige fluidmechanische Antrieb (9) ist an jeder seiner zwei kreisrunden Stirnflächen über zwei Anschlussplatten (8) und (10) luftdicht befestigt. Auf der linken Seite des Antriebs in der Abb. 2 ist die Rotation um die z Achse erlaubt, auf der rechten Seite eine Verschiebung in z Richtung. Über die Rotation wird eine Welle angetrieben, die über ein Festlager (7) und ein Loslager (6) gelagert ist. Am Ende dieser Welle ist diese über eine spielfreie und drehsteife Servolamellenkupplung (5) (Radex® - NC 15, KTR Kupplungstechnik GmbH, Rheine, Deutschland) an eine Drehmomentmesswelle (4) (DATAFLEX® 16/10, KTR Kupplungstechnik GmbH, Rheine, Deutschland) und über eine zweite, baugleiche Servolamellenkupplung (3) an eine weitere Welle verbunden. Diese ist mittels eines Loslagers (2) gelagert und trägt am Ende eine Kreisscheibe (1), an die über einen Seilzug unterschiedliche Massen m

angebracht werden können. Mit Hilfe dieser kann (unter Vernachlässigung der sich ändernden Seillänge und somit Seilmasse) ein konstantes Lastmoment M_L erzeugt werden. Die rechte Seite des Antriebs wird exzentrisch mit einer Führung mit dem Gelenkfreiheitsgrad f von zwei und einer weiteren Bauteilpaarung mit dem Gelenkfreiheitsgrad von fünf geführt.

Über das Aluminiumbauteil (10) wird der Fluidantrieb (9) mit Druckluft versorgt. Der im Fluidantrieb zur Umgebung herrschende Überdruck p wird mittels eines Druckmessgerätes (DMU4 0 - 1999 mbar, Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co. KG, Erfurt, Deutschland) analog erfasst und über ein Proportional-Druckregelventil (VPPM-6L-L-G18-0L-2h-V1N-S1, Festo AG & Co.KG, St. Ingbert-Rohrbach, Deutschland) eingestellt. Die Verschiebung in z Richtung wird mit der Koordinate s gezählt und mittels eines Laser-Wegsensors (optoNCDT LD 1605-20, Micro-Epsilon Messtechnik, Ortenburg, Deutschland) über das Triangulationsverfahren mit einer Messungengenauigkeit von $1 \mu\text{m}$ ermittelt. Durch die Drehmomentmesswelle kann die Rotation der Welle φ_M mit einer Messungengenauigkeit von $\pm 0.25^\circ$ und das durch die Welle geleitete Moment M_M mit einer Messungengenauigkeit von $< 0.01 \text{ Nm}$ gemessen werden. Alle Signale wurden über eine 16-bit Multifunktions-Datenerfassungskarte (NI PCI-6221, National Instruments Germany GmbH, München, Deutschland) digitalisiert.

Das Funktionsmuster des Fluidantriebes wurde für unterschiedliche Lastmomente M_L von -0.4 Nm bis $+0.2 \text{ Nm}$ in Schritten von 0.2 Nm mit einem Druck p von 0 bis maximal 1000 mbar in Schritten von 50 mbar belastet. Dabei wurde der Druck p mittels eines LabVIEW®-Programmes über eine Ansteuerung des Proportional-Druckregelventils im System diskret eingestellt. Nach Erreichen des Drucksollwertes wurden der anliegende Druck p , das Moment M_M , die Rotation φ_M sowie der Hub s mit Hilfe des gleichen LabVIEW®-Programmes erfasst.

3 Ergebnisse und Diskussion

3.1 Design des nachgiebigen Aktuators

Die nachgiebige Fluidantrieb ist einteilig, innen hohl und besteht aus einer spiralförmig gewundenen Mantelstruktur der Höhe $h_F = 50 \text{ mm}$ und einem Durchmesser $d_F = 50 \text{ mm}$ (vgl. Schnittansicht Abb. 3). Die eine Seite ist

monolithisch mit einem zylindrischen Körper der Höhe $h_z = 2$ mm und einem Durchmesser von $d_z = 60$ mm verschlossen. Die zweite Seite, die zur Druckversorgung dient, ist ebenfalls mit einem zylindrischen Körper einteilig verbunden, der jedoch von dem spiralförmig gewundenen Hohraumelement durchbrochen ist (vgl. Draufsicht, Seitenansicht und Untersicht in Abb. 3).

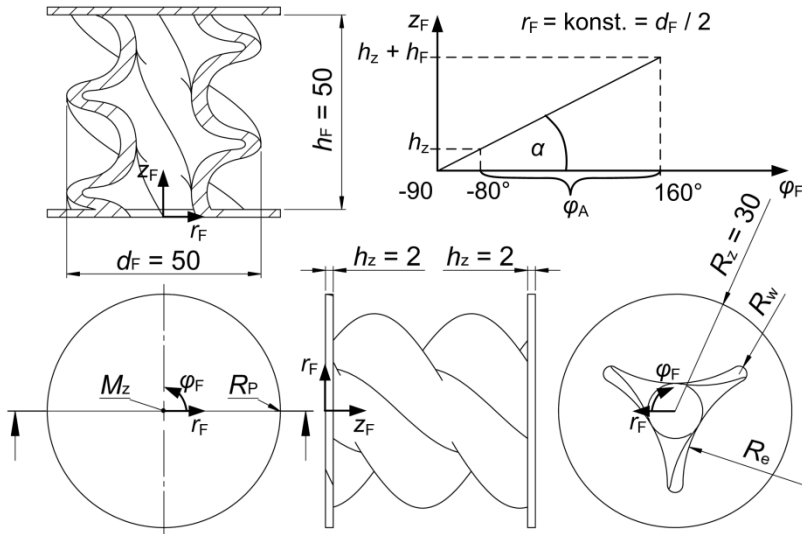


Abb. 3: Finaler nachgiebiger fluidmechanischer Antrieb; oben v. l. n. r.: Schnittansicht und Spirale eines Punkt ($d_F / 2, -90^\circ, 0$) zum Punkt ($d_F / 2, 160^\circ, h_z + h_F$) im zylindrischen Koordinatensystem; unten v. l. n. r.: Draufsicht, Seitenansicht und Untersicht im zylindrischen Koordinatensystem

Die Geometrie des Hohraumelementes entsteht, indem der Querschnitt entlang einer Spirale parallel zum Ausgangsquerschnitt extrudiert wird. Die Spirale, dargestellt im zylindrischen Koordinatensystem in Abb. 3, beginnt in einem äußersten Randpunkt der Querschnittsfläche und steht senkrecht auf dieser. Mit einer Anfangsverdrehung des Fluidantriebs φ_A von 240° in Richtung φ_F wird hierdurch der Steigungswinkel α der Spirale bzw. des Extrusionspfades festgelegt. Die Querschnittsfläche besteht aus $n = 3$ halbkreisförmigen Wölbungen mit dem gleichen Radius $R_w = 2$ mm, die gleichmäßig auf dem Umfang verteilt sind. Die Wölbungen sind durch tangential anschließende Einbuchtungen mit dem Radius R_e verbunden. Um

bei diesen Abmessungen die Forderung des Betriebsdruckes einzuhalten, weist der spiralförmig gewundene Fluidantrieb eine gleichmäßige Dicke von $d = 4$ mm auf.

3.2 Herstellung eines Funktionsmusters

Das Funktionsmuster wurde im Spritzgußverfahren hergestellt. Es wurde ein spezielles Formwerkzeug aus neun Einzelteilen ohne Schraubenverbindungen gefertigt (siehe Abb. 4 a) und b)). Die Abbildung der Innen- und Außenflächen des Fluidantriebes wurde über fünf Rapid Prototyping Einsätze realisiert. Um das Ablösen des Silikons von den Rapid Prototyping Einsätzen, die verfahrensspezifisch schichtweise aufgebaut wurden, zu verbessern, wurden diese mit handelsüblichen Klarlack lackiert.

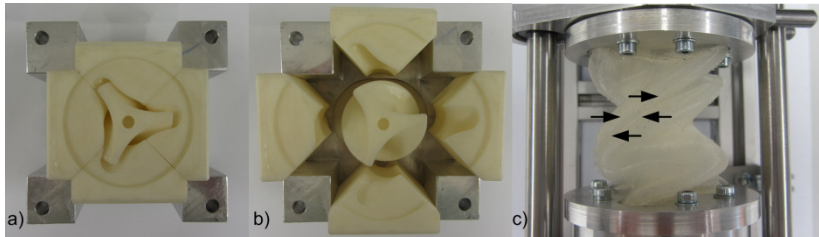


Abb. 4: Untere Formwerkzeughälfte mit den fünf Rapid Prototyping Einsätzen:
 a) Position der Einsätze vor der Entnahme des Fluidantriebes und
 b) Position der Einsätze während des Spritzgießens; c) Einknicken
 des Funktionsmusters bei $p = 0$ mbar und $M_L = -0.5$ Nm

Aus Fertigungsgründen wies abweichend von Abb. 3 auch der zweite zylindrische Körper des fluidmechanischen Antriebes im Kreisflächenmittelpunkt in axialer Richtung eine zylindrische Öffnung mit einem Durchmesser von 5 mm auf. Somit ist das Funktionsmuster beidseitig offen.

3.3 Messungen am Funktionsmuster

Das Funktionsmuster wurde in dem Versuchsaufbau eingebaut. Dabei wurden die zylindrischen Anschlussstücke des fluidmechanischen Antriebes jeweils formschlüssig mit Scheiben über sechs M3 Schrauben luftdicht mit den Anschlussplatten verschraubt. Abb. 5 zeigt Aufnahmen einer stationär installierten Kamera (Canon PowerShot SX230, Canon Deutschland GmbH,

Krefeld, Deutschland) auf einen Ausschnitt des Messaufbaus. Der Focus liegt hierbei auf dem fluidmechanischen Antrieb, der unter steigenden Innendruck p einen Hub s und eine Drehung φ bezüglich seiner Längsachse ausführt. Im Bereich von 0 bis ca. 500 mbar arbeitet der fluidmechanische Antrieb überwiegend nach dem Prinzip des Entfaltens und erzeugt einen Hub s und eine Drehung φ . Oberhalb dieses Bereiches arbeitet der fluidmechanische Antrieb überwiegend nach dem Prinzip des Dehnens. Hierdurch wird fast ausschließlich ein Hub s erzeugt, die Drehung tritt in den Hintergrund (vgl. Abb. 5). Dabei wurde die Grenze zwischen Falten und Dehnen über einen Differenzenquotienten festgelegt. Liegt der Differenzenquotient, gebildet aus der Differenz zweier benachbarter Messpunkte aus Hub s geteilt durch Drehwinkel φ_M oberhalb von $0.5 \text{ mm}/^\circ$, so arbeitet das Funktionsmuster nach dem Verformungsprinzip Dehnen, unterhalb nach dem Verformungsprinzip Falten (vgl. Abb. 6 b), gestrichelte Linie).

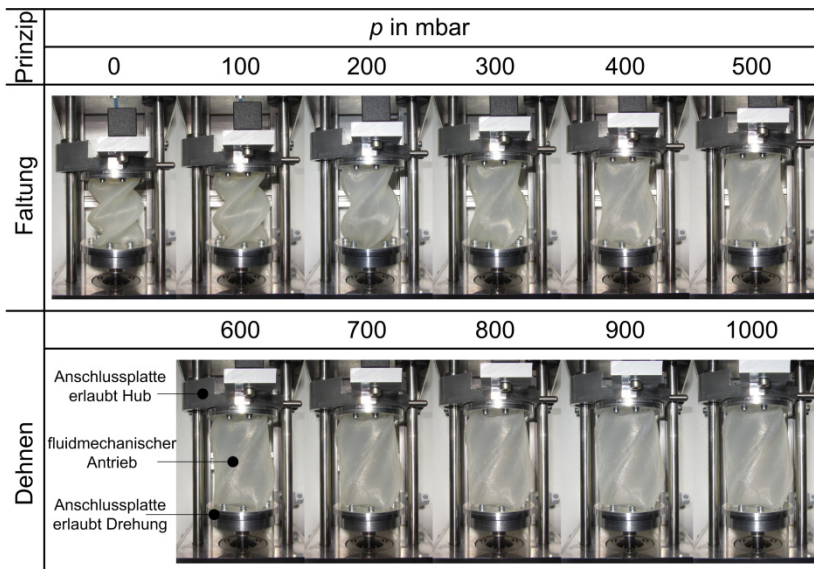


Abb. 5: Ausschnitt des Messaufbaus mit Blick auf den fluidmechanischen Antrieb unter steigenden Innendruck p von 0 bis 1000 mbar in Schritten von 100 mbar mit Einteilung nach dem Prinzip der Verformung

Die Abb. 6 a) zeigt den mit dem Laser aufgenommenen Hub s und den über die Drehmomentmesswelle aufgenommenen Drehwinkel φ_M bei steigendem

Innendruck p von 0 bis 1000 mbar in Schritten von 50 mbar mit einem Lastmoment M_L von 0 Nm (Hub- und Drehwinkelkennlinie bei $M_L = 0$ Nm). Beide Kurven steigen monoton, wobei sich der Drehwinkel φ_M für Drücke über 500 mbar asymptotisch einem Wert von $\varphi_M = 100^\circ$ annähert. Beide Kurven weisen einen Wendepunkt im Anfangsbereich auf, der durch das sich einstellende Reibmoment hervorgerufen wird (vgl. Abb. 9 a)). Wird der Hub s über dem Drehwinkel φ_M für gleiche Druckwerte aufgetragen, so ergibt sich die Schraubenkennlinie des Funktionsmusters für $M_L = 0$ Nm (vgl. Abb. 6 b)). Die Schraubenkennlinie verläuft bis zu einem Druck von $p = 500$ mbar nahezu linear. Dies ist der Bereich, in dem sich die Struktur überwiegend entfaltet und der Differenzenquotient einen gemittelten Wert von ca. $0.25 \text{ mm}/^\circ$ aufweist. Ab diesen Druck nimmt der Differenzenquotient stetig zu. Der Fluidantrieb dehnt sich nahezu linear mit steigendem Innendruck p in seiner axialen Richtung (z_F Richtung).

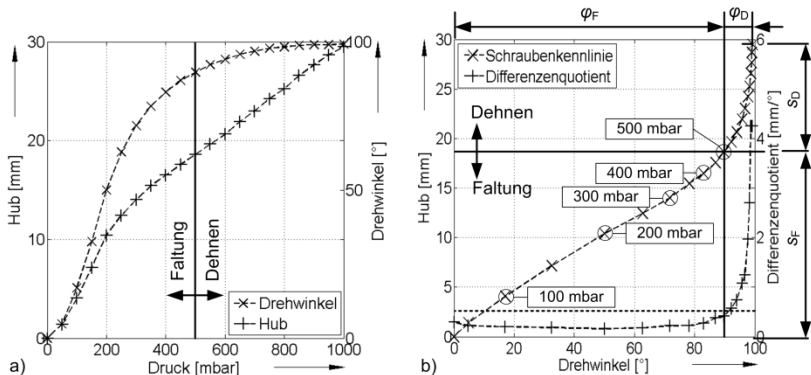


Abb. 6: Kennlinien des Funktionsmusters mit $M_L = 0$ Nm unter steigendem Druck; a) Hub s und Drehwinkel φ_M in Abhängigkeit des steigenden Druckes p b) Schraubenkennlinie in Abhängigkeit des steigenden Druckes p

In Abb. 7 a), c) und e) sind die gemessenen Drehwinkel-, Hub- und Schraubenkennlinien unter steigendem Innendruck p von 0 bis 1000 mbar in Schritten von 50 mbar für die Lastmomente M_L von -0.4 Nm bis 0.2 Nm in Schritten von 0.2 Nm abgebildet. Hierbei erzeugt ein negatives Lastmoment M_L eine steigende Anfangsverdrehung φ_A und ein positives Lastmoment verringert diese.

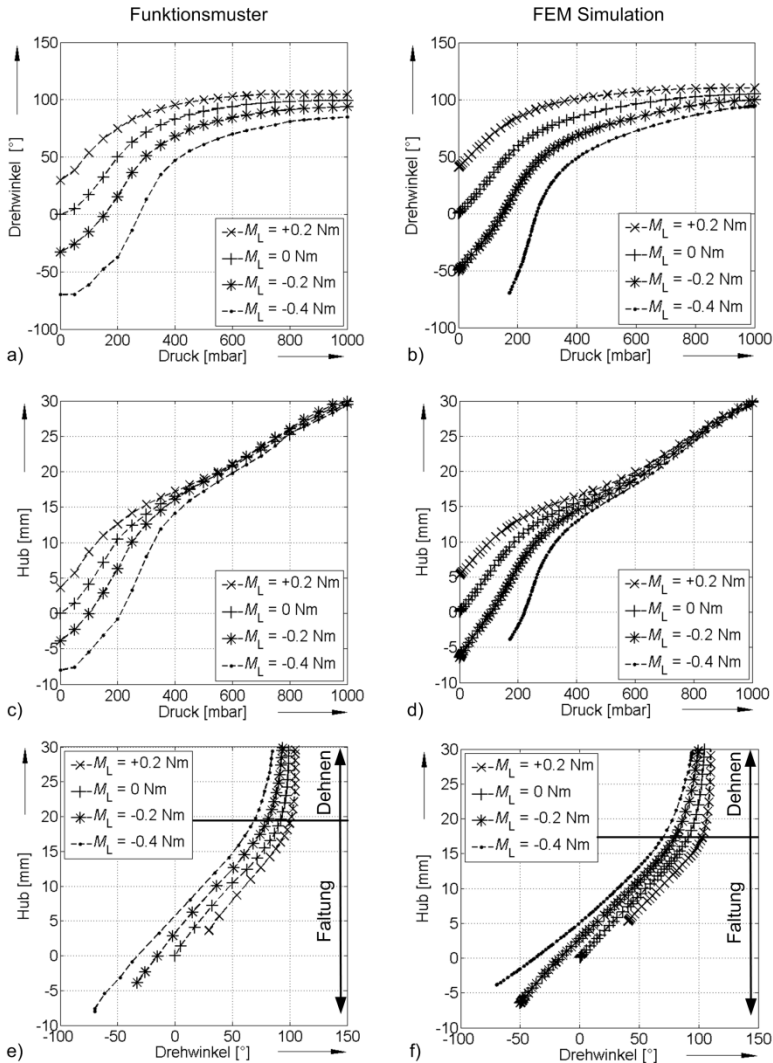


Abb. 7: Gemessene Kennlinien des Funktionsmusters (a, c und e) und simulierte Kennlinien des Modells (b, d und f) bei unterschiedlichen Lastmomenten M_L ; a) und b) Drehwinkel φ_M und φ in Abhängigkeit des steigenden Druckes p ; c) und d) Hub s in Abhängigkeit des steigenden Druckes p , e) und f) Schraubenkennlinie in Abhängigkeit des steigenden Druckes p

Wird das Funktionsmuster mit Lastmomenten geringfügig kleiner als -0.4 Nm bei $p = 0\text{ mbar}$ belastet, kommt es zu lokalen Instabilitäten und das Funktionsmusters knickt ein (vgl. Abb. 4 c)).

Die gemessenen Drehwinkelkennlinien (vgl. Abb. 7 a)) weisen alle ein monoton steigendes sowie degressives Verhalten und einen Wendepunkt im Bereich unterhalb von 250 mbar auf. Die Werte für den maximalen gemessenen Drehwinkel φ_{Mmax} bei der asymptotischen Annäherung an diesen bei $p = 1000\text{ mbar}$ steigen dabei von 84.75° bei $M_L = -0.4\text{ Nm}$ über 94° und 99.25° auf 104.75° bei $M_L = 0.2\text{ Nm}$. Der von dem Fluidantrieb gemessene durchlaufene Winkelbereich φ_{BM} verkleinert sich dabei von 154.25° bei $M_L = -0.4\text{ Nm}$ über 127° und 99.25° auf 75.25° bei $M_L = 0.2\text{ Nm}$. Diese nahezu linear abnehmende Kennlinie zeigt die Abb. 8 a). Die gemessenen Hubkennlinien (vgl. Abb. 7 c)) weisen ebenfalls ein monoton steigendes Verhalten und einen Wendepunkt im Bereich unterhalb von 250 mbar auf. Alle Hubkennlinien nähern sich im Bereich der Dehnung für Drücke oberhalb von 500 mbar aneinander an. In diesem Bereich hat das Lastmoment M_L nur einen geringen Einfluss auf die Hubkennlinienschar. Die Werte für den gemessenen Anfang des Hubes s_{Mmin} steigen von -8.03 mm bei $M_L = -0.4\text{ Nm}$ über -3.88 mm und 0 mm auf 3.63 mm bei $M_L = 0.2\text{ Nm}$. Der von dem Fluidantrieb gemessene Bereich für den Hub s_B verkleinert sich dabei von 37.44 mm bei $M_L = -0.4\text{ Nm}$ über 33.74 mm und 29.48 mm auf 25.93 mm bei $M_L = 0.2\text{ Nm}$. Dieses nahezu linear abnehmende Verhalten zeigt die Abb. 8 b).

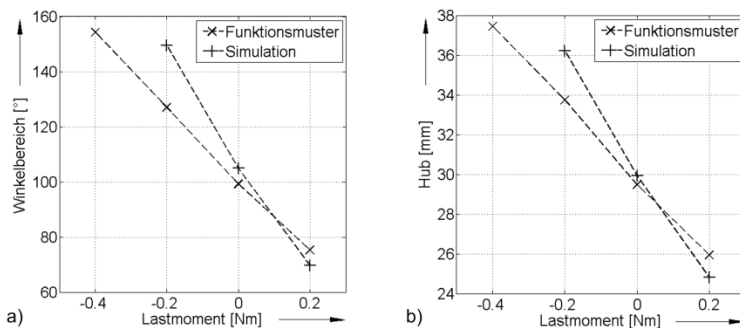


Abb. 8: Simulierter und gemessener a) Winkelbereich φ_B und b) Bereich des Hubes s_B jeweils bei $M_L = -0.4\text{ Nm}$ bis 0.2 Nm in Schritten von 0.2 Nm ; (Simulation ohne $M_L = -0.4\text{ Nm}$)

Die gemessenen Schraubenkennlinien (vgl. Abb. 7 e)) haben einen monoton steigenden Verlauf bei steigendem Innendruck p . Sie können, wie in Abb. 6 b) ebenfalls in einen Bereich der Entfaltung unterhalb von $p = 500$ mbar und des Dehnens oberhalb von $p = 500$ mbar aufgeteilt werden. In dem Bereich der Faltung sind die Schraubenkennlinien alle nahezu linear, wobei die Länge des linearen Bereichs, dargestellt über die Größen φ_F bzw. s_F , bei steigendem Lastmoment abnimmt (vgl. Tab. 2 und Abb. 6 b)). Im Bereich der Dehnung des Funktionsmusters ist eine Abnahme von φ_D und s_D für steigende Lastmomente $M_L = -0.4$ Nm bis 0.2 Nm in Schritten von 0.2 Nm zu verzeichnen. Jedoch fällt die Änderung des Hubes um ca. 1.64 mm nur gering aus, was auf einen geringen Einfluss des Lastmomentes M_L auf den Hub s in diesem Druckbereich hinweist.

Tab. 2: Funktionsmuster und Simulation: Größe von φ_F bzw. s_F für den Faltungsbereich bei $0 \leq p \leq 500$ mbar sowie von φ_D bzw. s_D für den Dehnungsbereich bei $500 < p \leq 1000$ mbar für $M_L = -0.4$ Nm bis 0.2 Nm in Schritten von 0.2 Nm

M_L in Nm	Funktionsmuster				Simulation			
	-0.4	-0.2	0	0.2	-0.4	-0.2	0	0.2
φ_F in °	131	111	89.75	70.25	-	127.29	91.42	63.64
s_F in mm	25.26	21.33	18.60	15.39	-	23.01	17.31	12.72
φ_D in °	23.75	16	9.5	5	31.69	22.28	13.51	5.97
s_D in mm	12.18	11.30	10.88	10.54	13.89	13.21	12.63	12.09

3.4 Simulation des nachgiebigen Fluidantriebes

In Abb. 7 b), d) und f) sind die simulierten Drehwinkel-, Hub- und Schraubenkennlinien unter steigendem Innendruck p von 0 bis 1000 mbar dargestellt. In der Simulation kommt es beim Aufbringen eines Lastmomentes M_L von -0.4 Nm zum Einknicken des Modells (vgl. Abb. 4 c). Dies äußerte sich in Konvergenzproblemen und anschließendem Simulationsabbruch. Aus diesem Grund war es in dieser Simulation notwendig, drei Lastschritte zu verwenden. Im 1. Lastschritt wurde der Druck von 1000 mbar aufgebracht, im Zweiten das Moment und im 3. Lastschritt wurde der Druck wiederum auf 0 mbar erniedrigt. Die Lösung konvergierte im dritten Lastschritt für Drücke p kleiner 172.3 mbar nicht weiter. Dies entspricht einem simulierten Winkel φ von ca. -69.75° und s von

ca. -19.7 mm. Dabei entspricht dieser Wert nahezu dem experimentell ermittelten Wert von $\varphi_M = -70^\circ$ für $M_L = -0.4$ Nm, bei dem das Einknicken über den nahezu waagerechten Verlauf der Drehwinkelkennlinie angedeutet wird (vgl. Abb. 7 a)).

Die simulierten Drehwinkelkennlinien (vgl. Abb. 7 b)) weisen alle ein monoton steigendes sowie degressives Verhalten auf. Die Werte für den maximalen gemessenen Drehwinkel $\varphi_{M\max}$ bei der asymptotischen Annäherung an diesen bei $p = 1000$ mbar steigen dabei von 94.39° bei $M_L = -0.4$ Nm über 99.64° und 104.92° auf 110.10° bei $M_L = 0.2$ Nm. Der von dem Fluidantrieb simulierte durchlaufene Winkelbereich φ_B verkleinert sich dabei von 149.58° bei $M_L = -0.2$ Nm über 104.92° auf 69.61° bei $M_L = 0.2$ Nm. Der Wert von φ_B bei $M_L = -0.4$ Nm ist wegen des Simulationsabbruches nicht auswertbar. Das nahezu linear abnehmende Verhalten zeigt Abb. 8 a).

Die simulierten Hubkennlinien (vgl. Abb. 7 d)) weisen ebenfalls ein monoton steigendes Verhalten und einen Wendepunkt im Bereich zwischen 400 und 600 mbar auf. Alle Hubkennlinien nähern sich im Bereich der Dehnung für Drücke oberhalb von 500 mbar aneinander an. Die Werte für den simulierten Anfang des Hubes s_{\min} steigen dabei von -6.46 mm bei $M_L = -0.2$ Nm über 0 mm auf 5.29 mm bei $M_L = 0.2$ Nm. Der Wert für s_{\min} bei $M_L = -0.4$ Nm ist wegen des Simulationsabbruches nicht auswertbar. Der von dem Fluidantrieb simulierte Bereich für den Hub s_B verkleinert sich bei $M_L = -0.2$ Nm von 36.22 mm über 29.93° mm auf 24.81 mm bei $M_L = 0.2$ Nm. Der Wert von s_B bei $M_L = -0.4$ Nm ist wegen des Simulationsabbruches nicht auswertbar. Dieses nahezu linear abnehmende Verhalten zeigt Abb. 8 b).

Die simulierten Schraubenkennlinien (vgl. Abb. 7 f)) haben einen monoton steigenden Verlauf bei steigendem Innendruck p . Sie können, wie in Abb. 6 b) ebenfalls in einen Bereich der Entfaltung unterhalb von $p = 500$ mbar und des Dehnens oberhalb von $p = 500$ mbar aufgeteilt werden. In dem Bereich der Faltung ist der Schraubenkennlinie nahezu linear, wobei die Länge des linearen Bereichs von φ_F bzw. s_F bei steigendem Lastmoment abnimmt vgl. Tab. 2.

Im Bereich der Dehnung des Simulationsmodells ist eine Abnahme von φ_D und s_D für steigende Lastmomente $M_L = -0.4$ Nm bis 0.2 Nm in Schritten von 0.2 Nm zu verzeichnen. Jedoch ist die Änderung des Hubes um ca. 1.80 mm nur gering.

3.5 Berücksichtigung des Reibmomentes des Loslagers

Wird bei einer Messung am Funktionsmuster der Druck p erhöht und eine Drehung φ und ein Hub s erzeugt, so wirken die Reibungen in den Führungen und Lagern den beiden Bewegungen entgegen (vgl. Abb. 2). Hierdurch wird theoretisch ein kleinerer Wert für die Drehung φ_M und ein kleinerer Wert für den Hub s gemessen. Wird das Funktionsmuster ohne Last betrieben, so zeigt die Drehmomentmesswelle für Drücke größer Null das Reibmoment M_R des Loslagers (2) an (vgl. Abb. 9 a)). Um diesen Einfluss quantitativ auf das Bewegungsverhalten zu erfassen, wurde am Beispiel von $M_L = 0$ Nm dieser Einfluss auf den relativen Fehler von Hub bzw. Drehung beim Vergleich von Simulation und Messung am Funktionsmuster abgebildet.

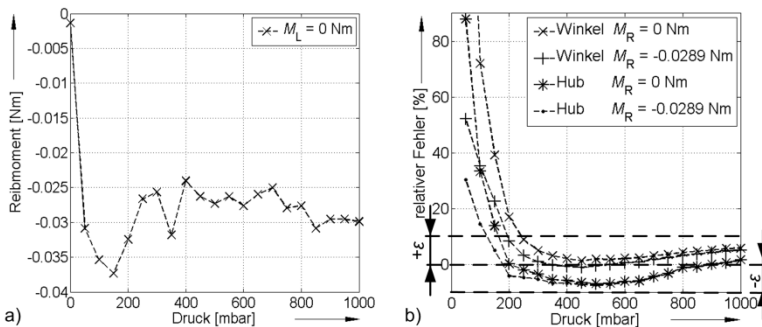


Abb. 9: Reibmomenten M_R des Loslagers bei $M_L = 0$ Nm: a) Reibmoment M_R in Abhängigkeit des steigenden Druckes p und b) relativer Fehler des Winkels δ_φ und des Hubes δ_s in Abhängigkeit des steigenden Druckes p mit und ohne Reibmoment M_R

Die Abb. 9 a) zeigt den Verlauf des Reibmomentes M_R bei steigendem Druck p . Der Wert für die Gleitreibung baut sich erst nach der Überwindung der Haftreibung auf und ist erst für Drücke über 0 mbar nach Zustandekommen einer Bewegung messbar. Für die 20 übriggebliebenen Messpunkte konnte die Reibung auf einen Wert von $M_R = -0.0289$ Nm gemittelt werden. Anschließend wurde eine Simulation, wie unter Kap. 2.2 beschrieben, durchgeführt. Das Reibmoment wurde dabei wie ein Lastmoment aufgebracht. Ausgewertet wurde der relative Fehler bezüglich des gemessenen Hubes δ_s und der relative Fehler bezüglich des gemessenen Winkels δ_φ bei $M_L + M_R = 0$ Nm und bei $M_L + M_R = -0.0289$ Nm,

wobei $M_L = 0 \text{ Nm}$ war (vgl. Abb. 9 b, Wert der relativen Winkelabweichung bei $M_R = 0 \text{ Nm}$ und $p = 50 \text{ mbar}$ liegt mit $\delta_\varphi = 186 \%$ außerhalb des dargestellten Bereiches)). Wird die Reibung bedacht, so liegen die Werte der relativen Winkelabweichung δ_φ und die Werte der relativen Hubabweichung δ_s stets unterhalb derer, bei denen die Reibung nicht berücksichtigt wird. Wird die Differenz aus δ_φ für reibungslos und reibungsbehaftet bzw. die Differenz aus δ_s für reibungslos und reibungsbehaftet für steigende Druckwerte p gebildet, so ergibt sich jeweils eine monoton fallende Zahlenfolge. Dies zeigt den geringer werdenden Einfluss des Reibmomentes M_R bei steigendem Druck p (Zahlenfolgen sind nicht dargestellt). Festzustellen ist, dass sich der relative Fehler für den Winkel δ_φ bei Beachtung der Reibung über alle Druckwerte verkleinert. Der relative Fehler für den Hub δ_s verringert sich für den Druckbereich $50 \text{ mbar} \leq p \leq 150 \text{ mbar}$ und vergrößert sich für den Druckbereich $200 \text{ mbar} \leq p \leq 1000 \text{ mbar}$. Weiterhin ist festzustellen, dass sich der relative Fehler für Winkel δ_φ und Hub δ_s unter Beachtung der Reibung für Drücke von $p \geq 200 \text{ mbar}$ in einem Epsilonschlauch von $\varepsilon = \pm 10 \%$ befinden, wohingegen ohne Beachtung der Reibung dieser Epsilonschlauch für beide Werte, δ_φ und δ_s , gemeinsam erst für Drücke $p \geq 250 \text{ mbar}$ erreicht wird. Somit kann unter Berücksichtigung der Reibung die Gültigkeit des Simulationsmodells über einen größeren Druckbereich gewährleistet werden.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Es konnte gezeigt werden, dass das gewählte Simulationsmodell des fluidmechanischen Antriebes zu den an einem Funktionsmuster gemessenen Hub und Drehwinkel für den unbelasteten Zustand in Bereich von $p \geq 200 \text{ mbar}$ Abweichung $\leq 10 \%$ liefert. Simulationsmodelle von fluidmechanischen Antrieben können somit unterstützend zur Entwicklung im biomedizinischen oder anderem Anwendungsfall eingesetzt werden. Im weiteren Verlauf müssen durch Vermessung weiterer Funktionsmuster die Reproduzierbarkeit der präsentierten Ergebnisse überprüft werden. Weiterhin sollten zukünftig Einflüsse, wie Fertigungsabweichung, Messungenauigkeiten und alle Reibeinflüsse der Messanordnung näher untersucht und im Simulationsmodell berücksichtigt werden.

Literatur

- [1] Taheri, B. A.; Knight, R. T.; Smith, R. L.: A dry electrode for EEG recording. In *Electroencephalography and clinical Neurophysiology*, 90 (1994), 376-383
- [2] Ng, W.C.; Seet, H.L.; Lee, K.S.; Ning, N.; Tai, W.X.; Sutedja, M.; Fuh, J.Y.H.; Li, X.P.: Micro-spike EEG electrode and the vacuum-casting technology for mass production: In *Journal of Materials Processing Technology*, 209 (2009), 4434-4438
- [3] Searle, A.; Kirkup, L.: A direct comparison of wet, dry and insulating bioelectric recording electrodes: In *Physiological Measurement*, 21 (2000), 271-283
- [4] Fiedler, P.; Cunha, L. T.; Pedrosa, P.; Brodkorb, S.; Fonseca, C.; Vaz, F.; Haueisen, J.: Novel TiNx-based biosignal electrodes for electroencephalography; *Measurement Science and Technology*, 2011, Vol. 22, No. 12, ISSN: 09570233
- [5] Griebel, S.; Zentner, L.; Böhm, V.; Haueisen, J.: Sensor placement with a telescoping compliant mechanism. In *IFMBE Proceedings of the 4th European Conference of the International Federation for Medical and Biological Engineering*, 22 (2009), Berlin: Springer, 1987-1989
- [6] Griebel, S.; Böhm, V.; Zentner L.: Actuator development based on snail tentacles. In *Proceedings of the 53rd Internationales Wissenschaftliches Kolloquium der Technischen Universität Ilmenau: ISLE (2008)*, 4 Seiten
- [7] Griebel, S.; Klee, S.; Bessler, P.; Zentner, L.; Haueisen, J.: Vorrichtung und Verfahren zum adaptiven aktiven Positionieren und Halten von Sensoren auf oder über der Oberfläche eines biologischen Objektes. *Offenlegungsschrift DE 10 2010 056 099 A1*
- [8] Griebel, S.; Streng, A.; Zentner, L.: Nachgiebiger Fluidantrieb zur Erzeugung einer nahezu exakten bidirektionalen Schraubenbewegung und dazugehöriges Verfahren. *Patentschrift DE 10 2011 104 026 B4*, Veröffentlichungstag: 11.04.2013
- [9] Fiedler, P.; Griebel, S.; Fonseca, C.; Vaz, F.; Zentner, L.; Haueisen, J.: Novel Ti/TiN dry electrodes and Ag/AgCl: A direct comparison in multichannel EEG; *European IFMBE MBEC 2011, (EMBEC 2011)*, Budapest, Hungary, 2011
- [10] Griebel, S.; Fiedler, P.; Streng, A.; Haueisen, J.; Zentner, L.: Erzeugung von Schraubenbewegungen mittels nachgiebiger Aktuatoren.; In *Berichte der Ilmenauer Mechanismentechnik 1 - Mechanismentechnik in Ilmenau*, Budapest und Niš, Ilmenau: Universitätsverlag Ilmenau, 2012, S.91-102
- [11] Streng, A.: Entwicklung und Untersuchung einer nachgiebigen Struktur zur Erzeugung einer rotatorischen Bewegung. *Diplomarbeit, TU Ilmenau (2008)*

COMPLIANT MULTI-FINGERED ADAPTIVE ROBOTIC GRIPPER

Dalibor Petković, Nenad D. Pavlović***

*Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechatronics, Aleksandra Medvedeva 14, 18000 Niš, Serbia
Telefon/E-Mail: dalibortc@gmail.com / 381643283048

** Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechatronics, Aleksandra Medvedeva 14, 18000 Niš, Serbia

Abstract

Passively compliant underactuated mechanisms are one way to obtain the finger which could accommodate to any irregular shaped and sensitive grasping object. The purpose of the underactuation is to use the power of one actuator to drive the open and close motion of the gripper. The fully compliant mechanism has multiple degrees of freedom and can be considered as an underactuated mechanism. This paper presents design of the adaptive underactuated compliant multi-fingered gripper with distributed compliance. The optimal topology of the finger structure was obtained by an iterative optimization procedure. It was proven that for real robotic applications multi-fingered grippers with three or more fingers were more suitable for stable and safe grasping.

Passiven nachgiebigen unteraktuierten Mechanismen bieten die Möglichkeit solche Robotergreifer zu entwerfen die anpassfähig an irgendeine unregelmäßig geformte und empfindliche Greifobjekt sind. Der Zweck der Unteraktuiierung ist nur ein Aktor für die Greifer-öffnen/schließen-Funktionen zu benutzen. Völlig nachgiebige Mechanismus hat grosse Anzahl der Freiheitsgrade und man kann als unteraktuierte Mechanismus betrachtet werden. In diesem Beitrag wird ein adaptive unteraktuierte nachgiebige Multifinger-Greifer mit verteilten Nachgiebigkeit entworfen. Die optimale Topologie der Fingerstruktur wurde durch ein iteratives Optimisationsverfahren bekommen. Es wurde bewährt dass für die realen Anwendungen

der Multifinger-Greifer mit drei und mehr Fingern für stabile und sichere Greifen besser geeignet ist.

1 Introduction

Multi-fingered robotic grippers offer great advantages compared with traditional tools mounted at the end of a robot arm. Like human hands they are capable of handling both parts and tools. With a minimum of three contact points they offer a greater stability and mobility of the grasp [1,2]. Dexterous, multi-fingered grippers have been the subject of considerable research [3,4,5], with the kinematics and force control issues being investigated in [6,7].

Significant efforts have been made to find gripper designs simple enough to be easily built and controlled, in order to obtain practical systems. To overcome the limited success of the early designs due to the cost of the control architecture a special emphasis has been placed on the reduction of the number of degrees of freedom, thereby decreasing the number of actuators [8,9]. The strategy for reducing the number of actuators while keeping the hand capability to adapt its shape to the grasped object is referred to as underactuation [10,11]. Papers [12,13] show that underactuation allows reproducing most of the grasping behaviors of the human hand, without augmenting the mechanical and control complexity.

A mechanism is said to be underactuated when it has fewer actuators than degrees of freedom. In order to achieve this goal, passive elastic elements are used. The transmission mechanism used to achieve such a property must be adaptive, i.e. when one or more fingers are blocked, the remaining finger(s) should continue to move. When all the fingers are blocked, the force should be well-distributed among the fingers and it should be possible to apply large grasping forces while maintaining a stable grasp.

Due to the multiple degrees of freedom of a single compliant joint, any compliant mechanism [14,15,16,17] can be considered as an underactuated mechanism. Finger compliance allows the gripper to passively conform to a wide range of objects while minimizing contact forces. Passive compliance offers additional benefits, particularly in impacts, where control loop delays may lead to poor control of contact forces. Compliance allows lower implementation costs by reducing the sensing and actuation required for the gripper.

The proposed design of the finger in this article is able to flex inwards and

outwards while closing around the grasping object. It means the gripper can accommodate to convex and concave grasping shapes. The optimal topology structure of the finger is obtained by iterative FEM optimization procedure. The obtained finger structure is also verified by optimality criteria method [18,19,20,21]. In this article, design and analysis of a multi-fingered robotic gripper is presented too; the single-actuated two-, three- and four-fingered grippers are analyzed.

2 Finger structure topology

Finger structure topology was obtained by FEM iterative optimization procedure [22,23]. The main target grasping curvatures were concave and convex grasping shape.

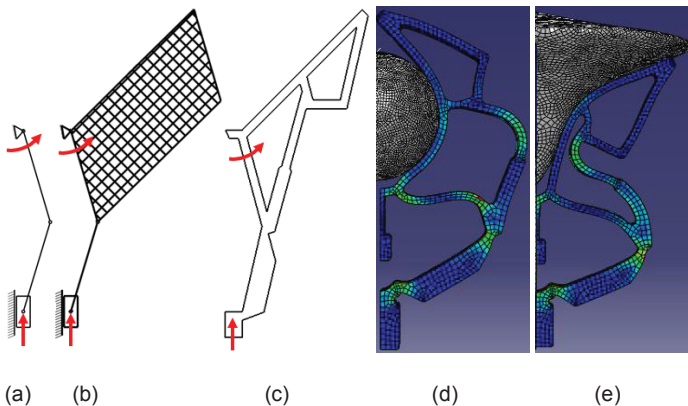


Fig. 1: (a) Slider crank mechanism, (b) finger design domain, (c) optimized finger topology, (e) convex grasping shape and (d) concave grasping shape [22]

Figure 1 shows the input mechanism principle for one finger. As it is shown in Figure 1(a) the basic input mechanism for the finger can be presented as an slider crank mechanism. Figure 1(b) shows the slider crank mechanism with addition of the finger design domain. Finally, Figure 1(c) shows the optimized structure of the compliant adaptive finger. Figure 1(d) and 1(e) show the finger accommodation to convex and concave grasping shape.

3 Two-fingered gripper

To investigate the behavior of the fully compliant underactuated adaptive finger, many FEM simulations of the different gripper designs with two fingers were performed. By the way, the two-fingered gripper design is not practice for real grasping applications especially for cylindrical grasping objects (Figure 2).

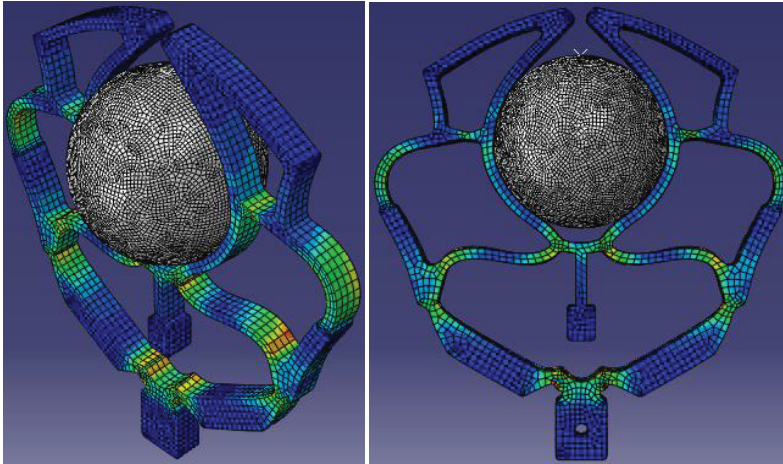


Fig. 2: Two-fingered gripper desing

The entire FEM analysis was performed in ABAQUS software with following parameters and characteristics:

- grasping object as explicit discrete rigid element,
- finite element type for grasping object R3D4: a 4-node 3-D bilinear rigid quadrilateral, 1mm size,
- gripper material: ABS plastic (mass density 1250g/mm^3 , Young's modulus: 2.3GPa , Poisson's ratio: 0.37),
- solid and homogeneous section for the gripper,
- gripper as explicit 3D stress element,
- finite element type for the gripper C3D8R: an 8-node linear brick, reduced integration, hourglass control, 1mm size.

4 Multi-fingered gripper

Although two-fingered gripper structure can be useful for experimental analysis, for real grasping applications in robotics (especially for cylindrical grasping objects (Figure 2)) it is useful to model multi-fingered grippers with three or more fingers. Figure 3(a) shows the three-fingered gripper design principle. The fingers of the gripper are positioned 120 degrees relate to each other. Afterwards the four-fingered gripper was designed (Figure 3(b)). It can be noticed that the fingers of the gripper are positioned 90 degrees relate to each other.

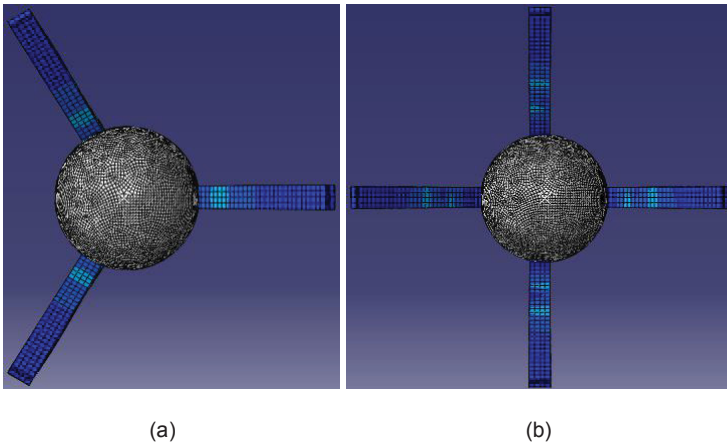
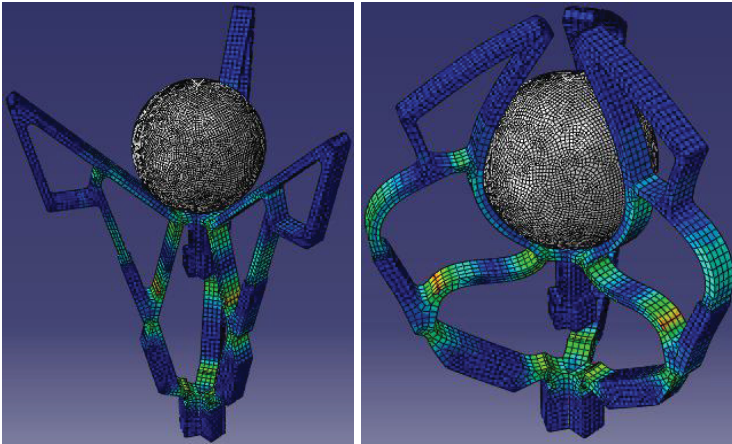
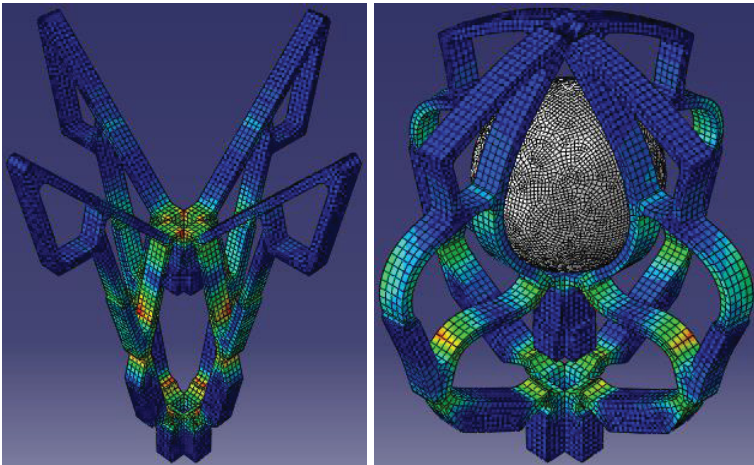


Fig. 3: Multi-fingered gripper designs principles: (a) three-fingered and (b) four-fingered gripper

Figure 4(a) shows three-fingered gripper accommodation to the cylindrical object (convex grasping shape). Figure 4(b) shows four-fingered gripper accommodation to the cylindrical grasping object. In both cases, single actuation principle was used. It means that with one actuator and without any control procedure the gripper should provide safe and fully accommodation to the object. This is the main advantage of the passive mechanisms with underactuation.



(a)



(b)

Fig. 4: (a) Three-fingered and (b) four-fingered gripper design

Figure 5 shows four-fingered gripper behaviour for three different grasping objects: (a) cylindrical, (b) convex and (c) parallelepipedal grasping object. It can be noticed fully adaptation of the gripper in the all three cases.

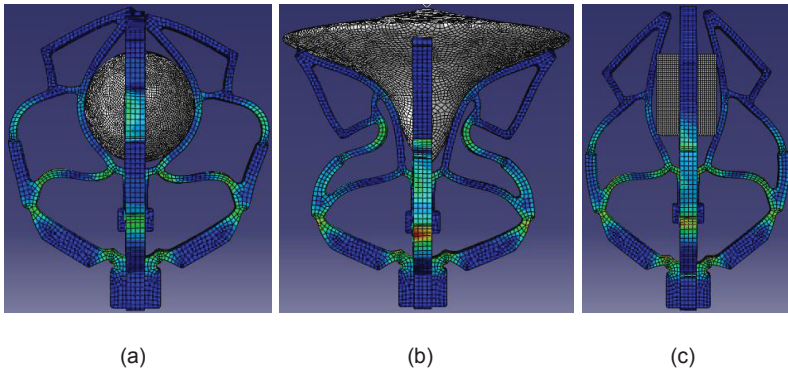


Fig. 5: Four-fingered gripper grasping of cylindrical object (a), concave object (b) and parallelepipedal object (c)

5 Conclusion

The handling of irregular, unpredictably shaped and sensitive objects introduces demands on gripper flexibility and dexterity. Reaching the dexterity and adaptation capabilities require the control of a lot of actuators and sensors. The dexterity can also be obtained by underactuation, which consists in equipping the finger with fewer actuators than the number of degrees of freedom. The flexibility can be reached by introducing compliant mechanisms with distributed compliance, i.e. fully compliant mechanisms. The combination of the underactuation and the compliant mechanisms leads to a gripper with high adaptability and sensibility. Another characteristic of compliant underactuated grippers is the elasticity of the gripper structure which ensures a soft contact between the gripper and the grasped object, e.g. sensitive grasping. The main advantages of the compliant underactuated gripper are in its distributed compliance, simple manufacturing process, low cost and easy to adaptation to any irregular object.

The design and behavior of a novel multi-fingered compliant passive adaptive gripper was introduced. The adaptability of the proposed gripper in this article is passive and each finger of the gripper has many degrees of

freedom. There are no sensors, or computers within this design to actively coordinate finger motion. Instead, the adaptive mechanism adaptive function relies on the physical contact force of the fingers with an object, to adjust the position of the fingers relative to each other. This allows simple design that can fit within a small space and is low in weight.

References

- [1] Dechev H, Cleghorn W.L, Naumann S. (2001), "Multiple finger, passive adaptive grasp prosthetic hand", *Mechanism and Machine Theory* 36, pp. 1157-1173.
- [2] Yang J, Pitarch E.P, Abdul-Malek K, Patrick A, Lindkvist L. (2004), "A multi-fingered hand prosthesis", *Mechanism and Machine Theory* 39, pp. 555-581.
- [3] Osswald D, Martin J, Burghart C, Mikut R, Worn H, Bretthauer G. (2004), "Integrating a flexible anthropomorphic, robot hand into the control, system of a humanoid robot", *Robotics and Autonomous Systems* 48, 2004, pp.213-221.
- [4] Arimoto S. (2004), "Intelligent control of multi-fingered hands", *Annual Reviews in Control* 28, 2004, pp.75-85.
- [5] Panwar V, Kumar N, Sukavanam N, Borm J.-H. (2012), "Adaptive neural controller for cooperative multiple robot manipulator system manipulating a single rigid object", *Applied Soft Computing* 12, pp.216–227.
- [6] Kudoh S, Ogawara K, Ruchanurucks M, Ikeuchi K. (2009), "Painting robot with multi-fingered hands and stereo vision", *Robotics and Autonomous Systems* 57, pp.279-288.
- [7] Giachritsis C. D, Ferre M, Barrio J, Wing A. M. (2011), "Unimanual and bimanual weight perception of virtual objects with a new multi-finger haptic interface", *Brain Research Bulletin* 85, pp.271–275.
- [8] Boughdiri R, Nasser H, Bezine H, M'Sirdi N. K, Alimi A.M, Naamane A. (2012), "Dynamic Modeling and Control of a Multi-Fingered Robot Hand for Grasping Task", *Procedia Engineering* 41, pp.923–931.
- [9] Lehmann A, Mikut R, Osswald D. (2005), "Low-Level Finger Coordination for Compliant Anthropomorphic Robot Grippers", in

- Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference 2005*, Seville, Spain, December 12-15, pp.8319-8324.
- [10] Carrozza M.C, Suppo C, Sebastiani F, Massa B, Vecchi F, Lazzarini R, Cutkosky M.R, Dario P. (2004), "The SPRING Hand: Development of a Self-Adaptive Prosthesis for Restoring Natural Grasping", *Autonomous Robots*, 16, pp. 125- 141.
- [11] Montambault S, Gosselin C.M. (2001), "Analysis of Underactuated Mechanical Grippers", *Journal of Mechanical Design* 123, 367-345.
- [12] Birglen L. (2011), "The kinematic preshaping of triggered self-adaptive linkage-driven robotic fingers", *Mechanical Science* 2, pp. 41-49
- [13] Daniel A, Barrett H, Vincent D, Mark R.C. (2011), "Varying spring preloads to select grasp strategies in an adaptive hand", in *IEEE IROS 2011*, San Francisco, September, pp. 1-6
- [14] Lu, K.-J., Kota, S. (2003), "Parametrization strategy for optimization of shape morphing compliant mechanisms using load path representation", in *Proceedings of DETC'03 ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Chicago, Illinois USA, pp. 693-702
- [15] Lu, K.-J., Kota, S. (2005), "An effective method of synthesizing compliant adaptive structures using load path representation", *J. of Intelligent Material Syst. And Struct.* 16, pp. 307-317.
- [16] Lu, K.-J., Kota, S. (2002), "Compliant mechanism synthesis for shape-change applications: preliminary results", *Smart Struct. And Materials*. 4693, pp. 161-172.
- [17] Lu, K.-J., Kota, S. (2003), "Design of compliant mechanisms for morphing structural shapes", *J. of Intelligent Material and Struct.* 14, pp. 379-391.
- [18] Bendsoe M. P, Sigmund O. (2003), "Topology optimization, theory, methods and applications", *Springer-Verlag Berlin Heidelberg*.
- [19] Sigmund O. (2001), "A 99 line topology optimization code written in matlab", *Struct. Multidisc. Optim.* 21:12&127.

- [20] Sigmund O. (1994), "Design of material structures using topology optimization", *PhD thesis*, Technical University of Denmark.
- [21] Sigmund O. (1997), "On the design of compliant mechanisms using topology optimization", *Mech. Struct. Mach.*, 25, pp.495-526.
- [22] Petković, D, Issa, M, Pavlović, N.D, Zentner, L, Passively Adaptive Compliant Gripper, Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics, Applied Mechanics and Materials, Vol. 162, 2012, Trans Tech Publications, ISBN 978-3-03785-395-5, 316-325.
- [23] Petković, D., Pavlović, N.D.: Development of a new type of passively adaptive compliant gripper, *Industrial Robot*, Volume 40, Issue 6, (2013).

NACHGIEBIGES SENSORSYSTEM ZUR ERMITTLUNG VON SCHERKRÄFTEN

Alexandra Chaykina, Stefan Griebel, Lena Zentner

TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik,

E-Mail: alexandra.chaykina@tu-ilmenau.de

Abstract

In diesem Beitrag wird ein neuartiges, komplett nachgiebiges Sensorsystem zum Erfassen des Betrages und der Richtung einer wirkenden Scherkraft oder der Verteilung von Scherkräften auf einer Oberfläche vorgestellt. Das System besteht aus leitenden und nicht leitenden Silikonen und erreicht seine Funktion über die große Verformbarkeit dieser hochelastischen Materialien. Die Funktionsfähigkeit der vorgeschlagenen geometrischen Gestalt wird mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) geprüft. Anschließend wird das Sensorsystem aufgebaut und mittels Versuche wird das gewählte Prinzip zur Ermittlung der Richtung und des Betrages einer Scherkraft verifiziert.

This paper presents a novel completely flexible sensor system for detecting of magnitude and direction of applied shear force or distribution of shear forces on the surface. The sensor system consists of conductive and nonconductive silicone rubber. The principle is based on the large deformation capacity of these highly elastic materials. The functionality of proposed shape is tested using the finite elements method (FEM). Subsequently the sensor system is constructed and the selected principle for detecting of magnitude and direction of shear force is verified.

1 Einführung

Sensorsysteme zur Ermittlung von Scherkräften finden ihre Anwendung vor allem in der Roboter- und Medizintechnik. Beispielsweise zur Realisierung eines sicheren Greifens in der Robotertechnik wird die Information über die zwischen Greifobjekt und Robotergreifer wirkenden Scherkräfte benötigt [1,2]. Für medizintechnische Anwendungen ist die Ermittlung von Scherkräften ebenfalls oft erforderlich. Zum Beispiel die rechtzeitige Erkennung von Scherkräften, welche an den Berührungspunkten zwischen Lagerungssystem und Patienten auftreten, minimiert das Risiko der Dekubitusentstehung [3]. Die Ermittlung von Scherkräften wird bei der Entwicklung von orthopädischen Schuhen, zur Untersuchung der Fußphysiologie sowie zur Vorbeugung von Wunden benötigt [4,5]. Auch in der Prothetik ist die Scherkraftermittlung zur besseren Anpassung der Prothesen denkbar [6].

Eine der wichtigsten Anforderungen, die die Sensorik an der Mensch-Maschine-Schnittstelle vor allem aber in der Medizintechnik gewährleisten muss, ist eine gewisse Nachgiebigkeit. Die aus dem Stand der Technik bekannten Systeme zur Ermittlung von Scherkräften bestehen meist aus vier Teilkomponenten: aus Sensorelementen zur Energiewandlung (z. B. piezoelektrische [4,7], piezoresistive [6,8,9], kapazitive [10,11], optische [12,13], induktive bzw. magnetoresistive [14] Sensorelemente), aus Vorrichtungen zur Übertragung von Kräften zu den Sensorelementen (Kraftübertragungsmechanismen), aus Datenleitungen und aus einer Auswertungs elektronik.

Je nachdem wie Sensorelemente und Kraftübertragungsmechanismen von einem Sensorsystem ausgeführt sind, können diese in starre, teilnachgiebige und nachgiebige Sensorsysteme aufgeteilt werden.

Die meisten der bekannten Lösungen sind teilnachgiebig. In diesem Fall bestehen entweder die Kraftübertragungsmechanismen aus hochelastischen Materialien [1,10,11], oder die fehlende Nachgiebigkeit wird durch Einbettung von Sensorelementen und Kraftübertragungsmechanismen in ein flexibles Substrat erreicht [6,8,9]. Dieser Einbettungsprozess erfordert zusätzlichen Mehraufwand und Mehrkosten, da elastische mit geringer elastischen Materialien verbunden werden müssen. Weiterhin ist aus Gründen der Verletzungsminimierung und des Komforts an der Mensch-Maschine-Schnittstelle eine komplett nachgiebige Variante zu bevorzugen.

Im vorliegenden Artikel ist ein komplett nachgiebiges Sensorsystem zur Ermittlung von Scherkräften dargestellt. Dieses erlaubt, auf eine einfache Art und Weise den Betrag und die Richtung einer wirkenden Scherkraft oder die Verteilung von Scherkräften auf einer Oberfläche zu erfassen.

2 Material und Methoden

Als Grundmaterial des Sensorsystems eignen sich Silikonelastomere, die in verschiedenen Shorehärten kommerziell verfügbar sind. Leitfähige Silikonelastomere, die aufgrund der im Material beinhaltenen Füllstoffe, wie z. B. Ruß, eine elektrische Leitfähigkeit grösser Null aufweisen [15], können unter Dehnung bzw. Stauchung ihren spezifischen Volumenwiderstand erhöhen bzw. verringern. Sie besitzen somit einen Effekt, der für die Sensorisierung genutzt werden kann. Weiterhin können derartige Elastomere auch als elektrische Leiter verwendet werden. Dies ermöglicht einfache prinzipielle Lösungen für die Entwicklung eines nachgiebigen Sensorsystems.

2.1 Funktionsprinzip

In Abbildung 1 ist der Aufbau des Sensorsystems dargestellt. Das Sensorsystem besteht aus einem elastischen Tastkörper, elastischem Verformungskörper und Elektroden, die zusammen auf einer Platte befestigt sind. Der Tastkörper ist mit dem Verformungskörper und der Platte luftdicht verbunden und bildet einen Hohlraum. Durch einen Luftanschluss ist die Änderung der Druckluft p_i im Hohlraum möglich. Vier Elektroden sind im gleichen Abstand und in einem Winkel von 90° um den Verformungskörper angeordnet. Die Elektroden erlauben eine Verschiebung in z-Richtung, wodurch der Abstand a_E zwischen dem Tastkörper und den Elektroden einstellbar ist.

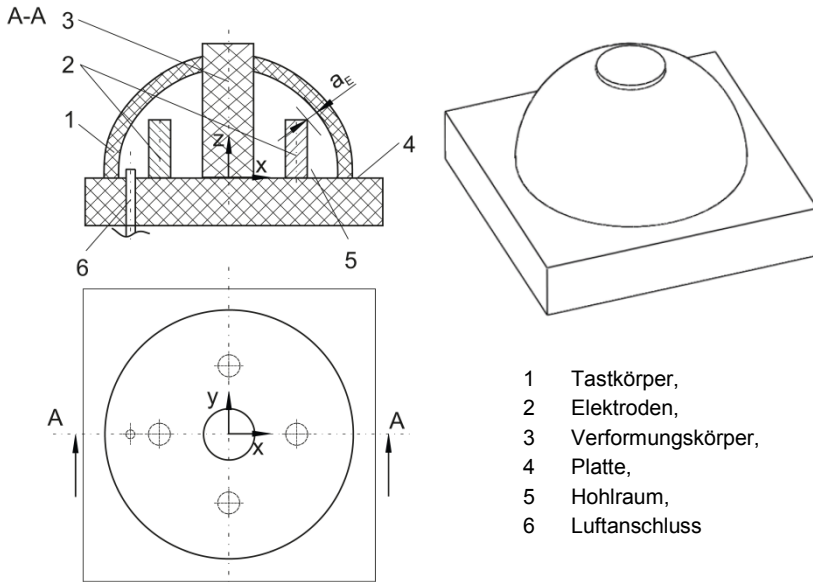


Abb. 1: Aufbau des Sensorsystems

Der Verformungskörper und die Platte sind aus nichtleitfähigem Material gefertigt, der Tastkörper und die Elektroden hingegen werden aus leitfähigem Material gefertigt.

Das Funktionsprinzip des Sensorsystems lässt sich anhand der Abbildung 2 erklären. Beim Angreifen einer Scherkraft \vec{F}_{Scher} wird der Verformungskörper deformiert, was zur Änderung des Abstandes a_E zwischen dem Tastkörper und der entsprechenden Elektrode führt. Hierbei gibt es eine Minimalkraft F_{Scher}^* , ab der die beiden Elemente in Kontakt treten und somit den elektrischen Kreis schließen. Durch die Abhängigkeit des Abstandes a_E vom Tastkörper-Innendruck p_i , ist diese Minimalkraft F_{Scher}^* ebenfalls vom Tastkörper-Innendruck p_i abhängig. Unter Nutzung dieses Effektes wird der Betrag der wirkenden Scherkraft F_{Scher} über eine Messung des Tastkörper-Innendruckes p_i im Moment des Kontaktschließens bzw. -löSENS ermittelt. Hierzu wird eine Speisespannung U_s zwischen dem Tastkörper und Elektrode angelegt (vgl. Abb. 2a).

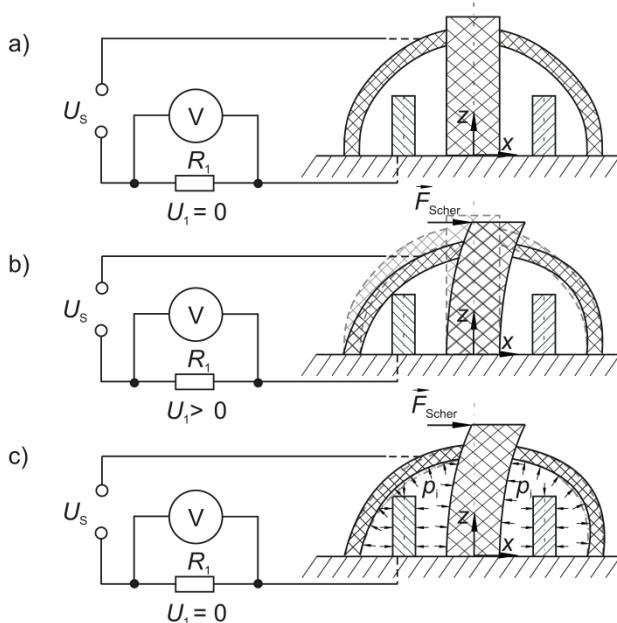


Abb. 2: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips: a) Sensorsystem im Ausgangszustand; b) Sensorsystem unter Einwirkung einer Scherkraft \vec{F}_{Scher} ; c) Sensorsystem unter Einwirkung der Scherkraft \vec{F}_{Scher} und des Tastkörper-Innendruckes p_i

Ob ein Kontakt geschlossen ist, kann bspw. durch die Ermittlung der Spannungen U_j über den Widerständen R_j festgestellt werden (mit $j = \text{Elektrodennummer}$). Ist beim Wirken einer Scherkraft \vec{F}_{Scher} der Kontakt geschlossen, wird eine von Null verschiedene Spannung U_1 am Widerstand R_1 ermittelt (vgl. Abb. 2b). Wird der Tastkörper-Innendruck p_i erhöht, löst sich der Kontakt und die Spannung nimmt den Wert 0 V an (vgl. Abb. 2c).

Mit dem Sensorsystem ist es ebenfalls möglich die Richtung der angreifenden Scherkraft zu detektieren. In Abbildung 3a ist das Sensorsystem in der Draufsicht (vgl. Abb. 1) ohne elektrische Verbindungen im Ausgangszustand gezeigt.

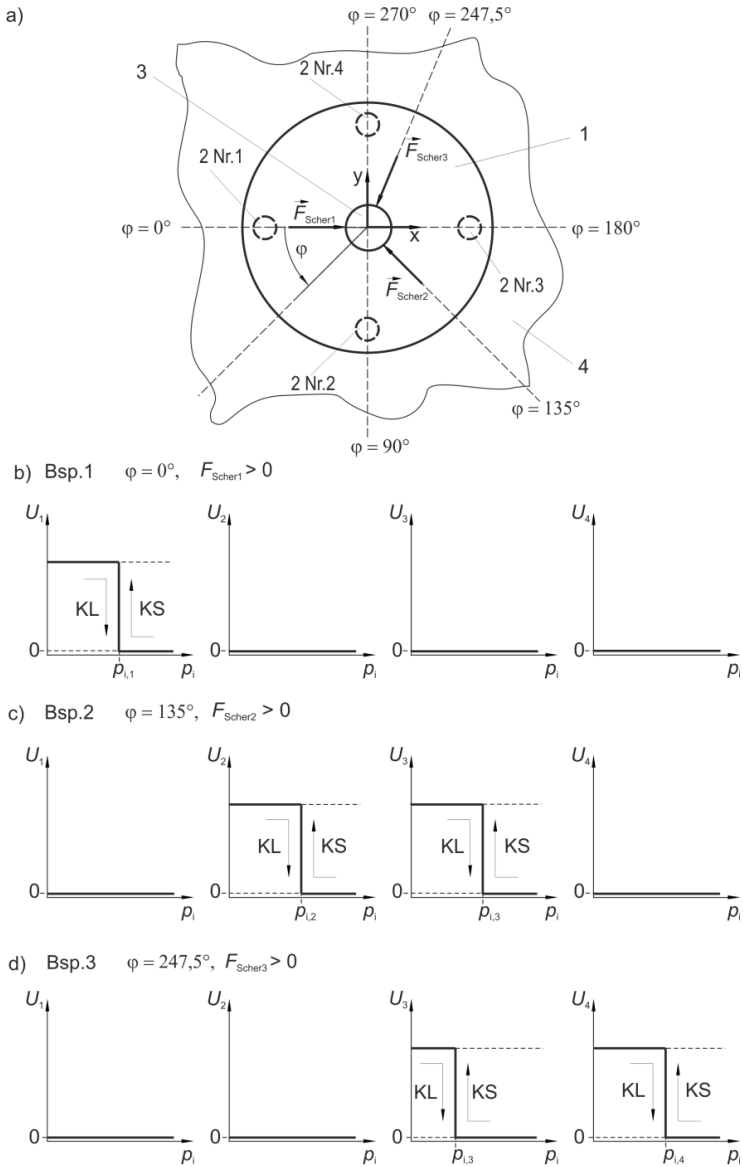


Abb. 3: Prinzip der Richtungserkennung: a) Sensorsystem in der Draufsicht; b) - d) Diagramme der Spannungsänderung von vier Elektroden bei unterschiedlichen Richtungen der Scherkraft

Beispiel 1 (Abb. 3b): Wirkt eine Scherkraft auf den Verformungskörper, so kommt es, in Abhängigkeit der Richtung der Scherkraft, zum Kontaktschließen vom Tastkörper mit einer, maximal zwei Elektroden. Eine von Null verschiedene Spannung U_j (mit $j =$ Elektrodennummer) kann nun über die entsprechenden Widerstände R_j , der durch die Elektroden Nummer j geschlossenen Stromkreise, ermittelt werden. Ferner ist in allen anderen Stromkreisen ohne Kontakt die Spannung U_j gleich 0 Volt. Wird anschließend der Tastkörper-Innendruck p_i erhöht, werden die geschlossenen Kontakte wieder gelöst und die gemessenen Tastkörper-Innendrucke $p_{i,j}$ mit $j = 1..4$ entsprechend der Elektrodennummer j an der Stelle des KontaktlöSENS ermittelt. Die Messung des Betrages erfolgt somit hier, bspw. an der Stelle des KontaktlöSENS. In den Diagrammen ist diese Verlaufsrichtung durch einen Verlaufspfeil und die Abkürzung KL (für KontaktlöSERichtung) gekennzeichnet. Anschließend werden über die Sensorkennlinien $F_{\text{Scher},j}^*(p_i)$ der jeweiligen Elektrode die Einzelbeiträge ermittelt und die resultierende Scherkraft $\vec{F}_{\text{Scher, res}}^*$ nach Gleichung (2.1) errechnet.

$$\begin{aligned} \vec{F}_{\text{Scher, res}}^* = & \left(F_{\text{Scher}, 1}^*(p_{i,1}) - F_{\text{Scher}, 3}^*(p_{i,3}) \right) \vec{e}_x \\ & + \left(F_{\text{Scher}, 2}^*(p_{i,2}) - F_{\text{Scher}, 4}^*(p_{i,4}) \right) \vec{e}_y \end{aligned} \quad (2.1)$$

Hierbei wird über die Elektrode Nummer 1 ($j = 1$) und $p_{i,1}$ der Betrag der Scherkraftkomponente $F_{\text{Scher}, 1}^*(p_{i,1})$ in positive x-Richtung ermittelt, über die Elektrode Nummer 2 ($j = 2$) und $p_{i,2}$ der Betrag der Scherkraftkomponente $F_{\text{Scher}, 2}^*(p_{i,2})$ in positive y-Richtung, über die Elektrode Nummer 3 ($j = 3$) und $p_{i,3}$ der Betrag der Scherkraftkomponente $F_{\text{Scher}, 3}^*(p_{i,3})$ in negative x-Richtung und über die Elektrode Nummer 4 ($j = 4$) und $p_{i,4}$ der Betrag der Scherkraftkomponente $F_{\text{Scher}, 4}^*(p_{i,4})$ in negative y-Richtung.

Beispiel 2 (Abb. 3c): Wirkt beispielsweise eine Scherkraft $\vec{F}_{\text{Scher}, 2}$ in Richtung $\varphi = 135^\circ$ (vgl. Abb. 3a), kommt es zum Kontaktschließen des Tastkörpers mit der Elektrode Nr.2 und der Elektrode Nr.3. Eine Änderung der Spannung U_2 und U_3 kann über den durch diese Elektrode geschlossenen Stromkreis detektiert werden. Die Stromkreise der Elektrode Nr.1 und Nr.4 sind nicht geschlossen. Die entsprechenden Spannungen U_1

und U_4 sind gleich Null. Es wirkt somit eine Scherkraft zwischen $\varphi = 90^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$. Wird nun der Tastkörper-Innendruck p_i erhöht (entsprechend der Verlaufsrichtung KL), löst sich der Kontakt von Elektrode Nr.2 bei $p_{i,2}$ und Elektrode Nr.3 bei $p_{i,3}$. Über die Kennlinie $F_{\text{Scher}, 2}^*(p_i)$ kann nun der Betrag der in y-Richtung wirkenden Scherkraftkomponente mit $F_{\text{Scher}, 2}^*(p_{i,2})$ ermittelt werden. Über die Kennlinie $F_{\text{Scher}, 3}^*(p_i)$ kann der Betrag der in negative x-Richtung wirkenden Scherkraftkomponente mit $F_{\text{Scher}, 3}^*(p_{i,3})$ bestimmt werden. Da die Kraft aus Richtung $\varphi = 135^\circ$ wirkt, sind die ermittelten Drücke bei gleichem kürzestem Abstand a_E gleich groß $p_{i,2} = p_{i,3}$. Somit sind die Beträge der beiden ermittelten Scherkraftkomponenten, $F_{\text{Scher}, 2}^*(p_{i,2})$ und $F_{\text{Scher}, 3}^*(p_{i,3})$, ebenfalls gleich groß. Durch die vektorielle Addition der beiden Komponenten nach der Gleichung (2.1) werden der Betrag und die Richtung der Scherkraft ermittelt. Ergänzend kann der Winkel φ über die Gleichung (2.2) berechnet werden.

$$\varphi = \left(1 - \Phi \left(F_{\text{Scher}, 1}^*(p_{i,1}) \right) \right) \cdot \pi + \arctan \left(\frac{\left(F_{\text{Scher}, 2}^*(p_{i,2}) - F_{\text{Scher}, 4}^*(p_{i,4}) \right)}{\left(F_{\text{Scher}, 1}^*(p_{i,1}) - F_{\text{Scher}, 3}^*(p_{i,3}) \right)} \right) \quad 2.2$$

mit der Heaviside-Funktion nach Gleichung 2.3

$$\Phi \left(F_{\text{Scher}, 1}^*(p_{i,1}) \right) = \begin{cases} 1, & \text{wenn } F_{\text{Scher}, 1}^*(p_{i,1}) \geq 0 \\ 0, & \text{wenn } F_{\text{Scher}, 1}^*(p_{i,1}) < 0 \end{cases} \quad 2.3$$

Beispiel 3 (Abb. 3d): Es ist ebenfalls möglich die Scherkraft anhand des Kontaktschließens zu messen. Hierzu ist der Tastkörper-Innendruck p_i so hoch zu wählen, dass beim Wirken, bspw. einer Scherkraft $\vec{F}_{\text{Scher}, 3}$ in Richtung $\varphi = 247,5^\circ$, kein Kontakt geschlossen ist. Die zu messenden Spannungen U_1 bis U_4 sind dann gleich Null. Wird anschließend der Tastkörper-Innendruck p_i langsam auf $p_i = 0$ abgelassen (entsprechend der Verlaufsrichtung KS), so kommt es zum Kontaktschließen (KS) des Tastkörpers mit der Elektrode Nr.3 bei $p_{i,3}$ und der Elektrode Nr.4 bei $p_{i,4}$. Folglich kann eine von Null verschiedene Spannung U_3 und U_4 über den durch diese Elektroden geschlossenen Stromkreise detektiert werden. Die

Stromkreise der Elektrode Nr.1 und Elektrode Nr.2 sind auch am Ende der Messung beim Tastkörper-Innendruck $p_i = 0$ nicht geschlossen. Die entsprechenden Spannungen U_1 und U_2 sind somit während der gesamten Messung gleich Null. Schlussfolgernd wirkt eine Scherkraft aus dem Intervall ($\varphi = 180^\circ$, $\varphi = 270^\circ$). Über die Kennlinie $F_{\text{Scher}, 3}^*(p_i)$ kann nun der Betrag der in negative x-Richtung wirkenden Scherkraftkomponente $F_{\text{Scher}, 3}^*(p_{i,3})$ ermittelt werden und über die Kennlinie $F_{\text{Scher}, 4}^*(p_i)$ der Betrag der in negative y-Richtung wirkenden Scherkraftkomponente $F_{\text{Scher}, 4}^*(p_{i,4})$ ermittelt werden. Da die Kraft aus Richtung $\varphi = 247,5^\circ$ wirkt, sind die ermittelten Drücke bei gleichem kürzesten Abstand a_E unterschiedlich groß, wobei der Druck $p_{i,4}$ größer ist als $p_{i,3}$. Somit sind die Beträge der beiden ermittelten Scherkraftkomponenten, $F_{\text{Scher}, 3}^*(p_{i,3})$ und $F_{\text{Scher}, 4}^*(p_{i,4})$, unterschiedlich groß. Durch die vektorielle Addition der beiden Komponenten nach Gleichung (2.1) werden der Betrag und die Richtung der Scherkraft bestimmt. Der Winkel φ kann mit Hilfe der Gleichungen (2.2) und (2.3) berechnet werden.

2.2 FEM-Analyse

Da es sich um ein System handelt, dessen Funktion auf großer Verformbarkeit basiert und hochelastische Materialien mit einer nichtlinearen Spannungs-Dehnungs-Kennlinie verwendet werden, wurde die vorgeschlagene Geometrie mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) unter Nutzung des Programmes ANSYS-Workbench untersucht. Das Ziel der Simulation war die Ermittlung der minimalen Scherkraft F_{Scher}^* , die bei dem wirkenden Tastkörper-Innendruck p_i zum mechanischen Kontakt zwischen dem Tastkörper und der entsprechenden Elektrode führt. Dabei wurde das Entstehen des elektrischen Kontaktes durch einen mechanischen Kontakt im Modell interpretiert. In Abbildung 4 ist die Seitenansicht des FEM-Modells mit den geometrischen Parametern dargestellt.

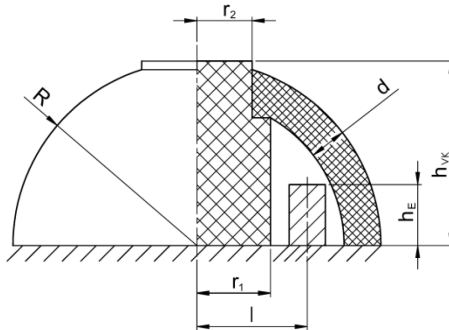


Abb. 4: FEM-Modell: $R = 20 \text{ mm}$, $r_1 = 4 \text{ mm}$, $r_2 = 3 \text{ mm}$, $l = 6 \text{ mm}$, $d = 2 \text{ mm}$,
 $h_E = 3,5 \text{ mm}$, $h_{VK} = 10 \text{ mm}$

Das FEM-Modell besteht aus drei Körpern (Verformungskörper, Tastkörper und Elektrode), die am Boden fest eingespannt sind. Die Kontaktstellen zwischen dem Verformungs- und dem Tastkörper sind als fest und zwischen dem Tastkörper und Elektrode als reibungslos definiert. Als Material für die Fertigung eines späteren Funktionsmusters wurden die Silikonelastomere Elastosil® 420/30 (nicht leitfähig) und Elastosil® 570/50 (leitfähig) gewählt. Um das Verhalten des Funktionsmusters möglichst genau abzubilden, wurden im Vorfeld der Simulation für beide Silikonelastomere uniaxiale Zugversuche durchgeführt. Für die Approximation der Messdaten wurde das nichtlineare Materialgesetz Ogden 3. Ordnung ausgewählt. Weiterhin wurde dem Verformungskörper das ermittelte Materialmodell für Elastosil® 420/30 und dem Tastkörper das Materialmodell für Elastosil® 570/50 zugewiesen. Als Material der Elektroden wurde Baustahl gewählt. Die Simulation wurde in zwei Lastschritten unterteilt. Im ersten Lastschritt wurde der Innendruck p_i , der auf alle inneren Flächen des Sensorkörpers wirkte, erhöht. Im zweiten Lastschritt wurde die Scherkraft \vec{F}_{Scher} angelegt.

Es wurden neun Simulationsreihen durchgeführt, für den Maximaldruck p_{imax} von 0 bis 0,04 MPa in Schritten von 0,005 MPa. Die maximale Scherkraft $F_{\text{Scher max}}$ betrug für alle Simulationsreihen 7 N. Um die zum Kontakt führende Kraft F_{Scher}^* durch Simulationen ermitteln zu können, wurde der zweite Lastschritt in 20 gleichgroße Unterschritte geteilt. Beim diskreten Erhöhen der Scherkraft von 0 bis 7 N kommt es ab einem bestimmten Wert zum Kontakt zwischen dem Tastkörper und der Elektrode, wodurch auch ein Teil der Scherkraft auf die Elektrode übertragen wird (vgl. Abb. 5).

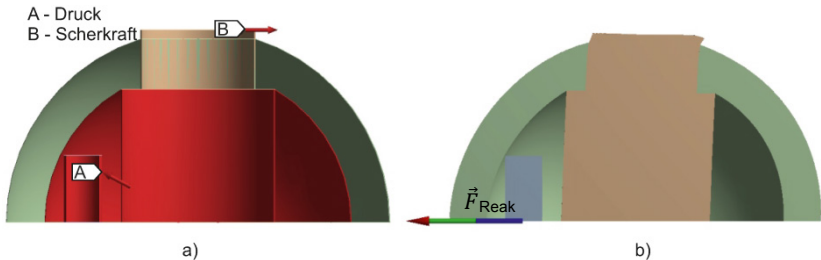


Abb. 5: Simulationsmodell: a) im Ausgangszustand mit Anweisung von Belastungen; b) im verformten Zustand mit der Reaktionskraft \vec{F}_{Reak} am Elektrodenboden

Das bedeutet, dass das Entstehen des Kontaktes und somit der Wert der Scherkraft F_{Scher}^* , anhand der Reaktionskraft \vec{F}_{Reak} am Elektrodenboden detektiert werden kann. In Abbildung 6 ist die Änderung der Reaktionskraft \vec{F}_{Reak} bezüglich der Änderung der Scherkraft F_{Scher}^* bei einem Innendruck p_i von 0 MPa dargestellt. Um die Scherkraft F_{Scher}^* zu finden, wird eine Gerade durch die nächsten zwei Punkte P_2 und P_3 so gelegt, dass diese Gerade die Nullachse schneidet. Der Schnittpunkt K entspricht der Scherkraft $F_{\text{Scher}}^* = F_{\text{Scher}}|_K$, die zum Kontakt führt (vgl. Abb. 6). Eine notwendige Bedingung ist dabei: $F_{\text{Scher}}^* > F_{\text{Scher}}|_{P1}$.

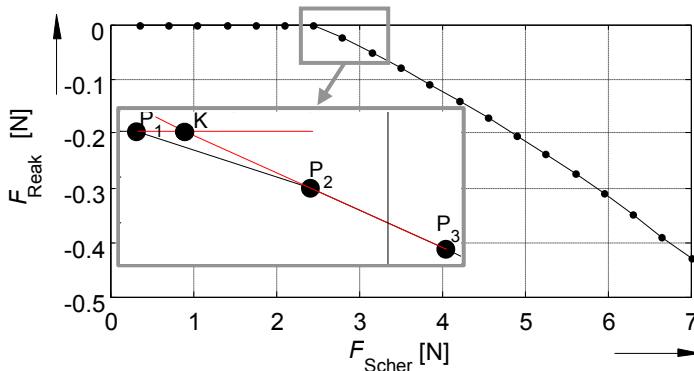


Abb. 6: Änderung der Reaktionskraft \vec{F}_{Reak} in der Abhängigkeit von der Scherkraft \vec{F}_{Scher}

Anhand der neun durchgeführten Simulationsreihen wurden neun Punkte, die der Sensorkennlinie $F_{\text{Scher}}^*(\rho_i)$ angehören, ermittelt. In Abbildung 7 sind die ermittelten Punkte, die durch eine Gerade approximiert sind, zu sehen.

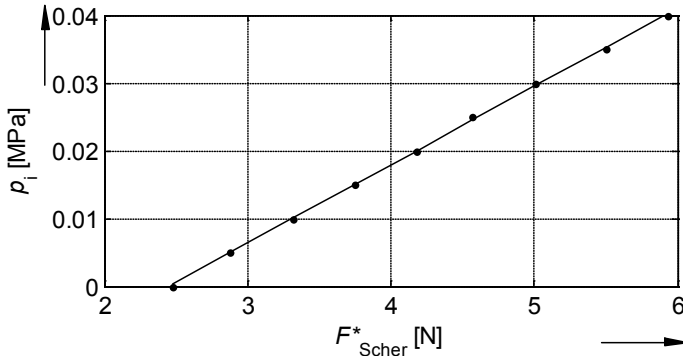


Abb. 7: Punkte $F_{\text{Scher}}^*(\rho_i)$ approximiert mit einer Geraden

Wie es dem Bild 7 zu entnehmen ist, lassen sich die ermittelten Punkte durch eine Gerade mit einer annehmbaren Abweichung, die 1,2 % nicht übersteigt, approximieren. Somit kann die Approximationsgerade als eine Sensorkennlinie von dem vorgeschlagenen System angenommen werden.

3 Funktionsnachweis

Um die Funktionstüchtigkeit des entwickelten Sensorsystems nachzuweisen, wurde ein Funktionsmuster aufgebaut und messtechnisch untersucht. Aus Fertigungsgründen wurden nicht alle Bestandteile des Funktionsmusters aus hochelastischen Materialien hergestellt.

Im Weiteren können komplett nachgiebige Einzelsensoren in eine Matrix aufgebaut werden, wodurch beliebig große Sensorflächen zur Ermittlung der Verteilung von Scherkräften auf einer Oberfläche erstellt werden.

3.1 Herstellung des Funktionsmusters

Für die Fertigung von Verformungs- und Tastkörper, welche aus Silikon bestehen, wurden zwei Formwerkzeuge hergestellt. Die gefertigten Silikonteile wurden auf einer Kunststoffplatte befestigt. In Abbildung 8 ist das aufgebaute System im Querschnitt dargestellt.

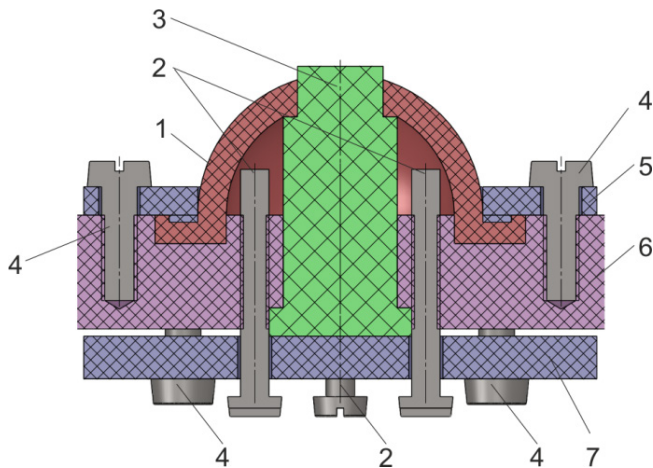


Abb. 8: Funktionsmuster: 1 Tastkörper; 2 Elektroden=Schrauben; 3 Verformungskörper; 4 Befestigungsschrauben; 5 oberer Befestigungsring; 6 Kunststoffplatte; 7 unterer Befestigungsring

Das Funktionsprinzip des Sensors setzt eine luftdichte Verbindung der Einzelteile voraus. Im Funktionsmuster wurde dies erreicht, indem die Einzelteile miteinander verschraubt und verklebt wurden. Durch das Ineinandergreifen der Bauteile und die Elastizität des Silikons ist die notwendige Luftdichtigkeit gewährleistet. Als Elektroden dienen hier einfache Schrauben. Die Kunststoffplatte erhielt im Tastkörperhohlraumbereich zusätzlich eine Durchgangsbohrung, die auf dem Bild nicht dargestellt ist. Diese Bohrung diente als Anschluss für die Druckluft.

3.2 Messtechnische Untersuchungen

Das Ziel der messtechnischen Untersuchungen war die Ermittlung der zum Kontakt zwischen dem Tastkörper und Elektrode führenden Kräfte F_{Scher}^* bei verschiedenen Tastkörperinnendrücken p_i . Zur Einbringung der Kraft auf das Funktionsmuster wurde eine Materialprüfmaschine der Firma Zwick Roell (ProLine Tisch-Prüfmaschine Z005), die mit einem Mess- und Steuerrechner ausgestattet ist, eingesetzt. Dafür wurde eine Aluminiumplatte, die am Ende eine Bohrung mit dem Durchmesser von 6 mm aufwies, in den Backen der Materialprüfmaschine eingespannt. Der Sensor wurde so positioniert, dass

der Verformungskörper bis zur Verbindungsstelle mit dem Tastkörper in der Bohrung der Aluminiumplatte lag (vgl. Abb.9).

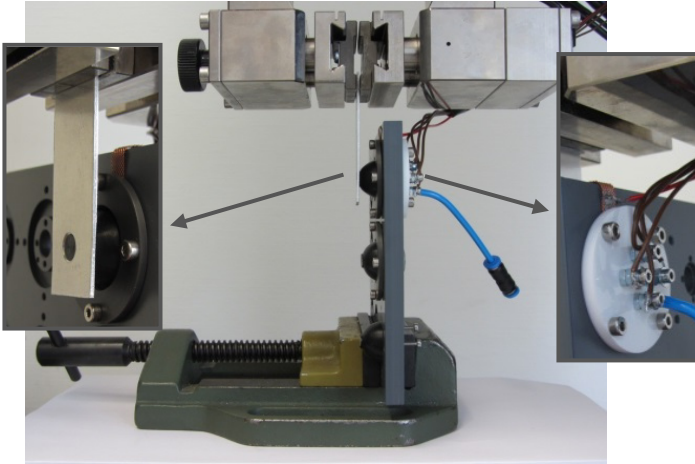


Abb. 9: Versuchsstand

Durch den in der Kunststoffplatte vorgesehenen Druckanschluss konnte der Sensor mit dem Druckluft beaufschlagt werden. Das Entstehen des elektrischen Kontaktes zwischen dem Tastkörper und der Elektrode wurde anhand der Spannungsermittlung zwischen diesen detektiert.

Der Verformungskörper wurde um 3 mm mit der Geschwindigkeit von 3 mm/min verschoben. Gleichzeitig wurden die dabei entstehende Kraft und elektrische Spannung ermittelt. In Abbildung 10 ist die Abhängigkeit der Spannung von der angebrachten Scherkraft \vec{F}_{Scher} für den Tastkörper-Innendruck $p_i=0$ MPa zu sehen.

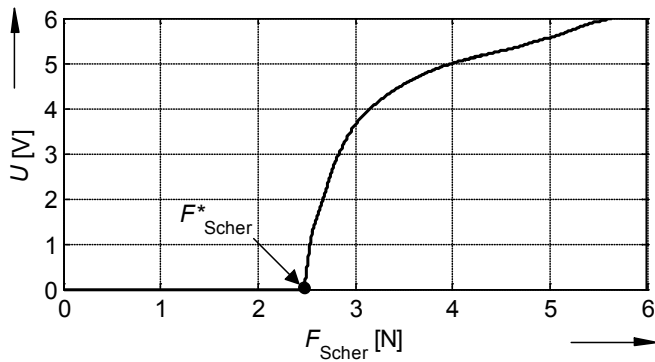


Abb. 10: Abhängigkeit der elektrischen Spannung von der angelegten Scherkraft

Die Messungen wurden für Tastkörper-Innendrucke p_i von 0 bis 0,04 MPa in Schritten von 0,005 MPa durchgeführt.

3.3 Ergebnisse

Anhand der messtechnischen Untersuchungen wurden die Punkte der Scherkraft F_{Scher}^* , die den Kontakt zwischen dem Tastkörper und der Elektrode verursacht, für verschiedene Tastkörper-Innendrucke p_i ermittelt. Anschließend wurden diese Punkte durch eine Gerade approximiert. Der Approximationsfehler ist dabei kleiner als 1,5 %. In Abbildung 11 sind die Punkte, die während der Simulation und messtechnischen Untersuchungen ermittelt wurden, miteinander verglichen. Dabei beträgt der größte relative Fehler zwischen den Punkten 3,1 %.

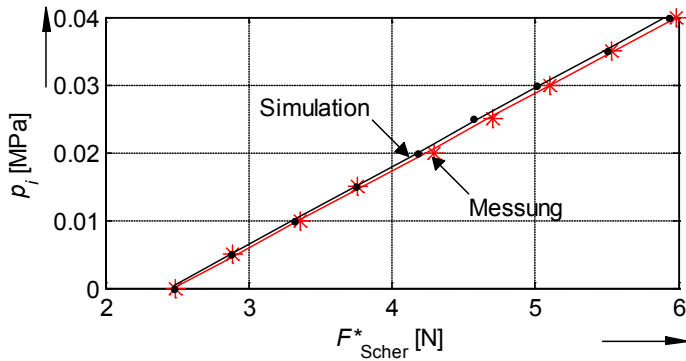


Abb. 11: Punkte $F_{\text{Scher}}^*(p_i)$ der Simulation und der Messung approximiert mit einer Geraden

Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass mit dem vorgeschlagenen Sensorsystem die Scherkräfte im Bereich von 2,5 N bis 6 N ermittelt werden können. Dafür muss der Tastkörper-Innendruck im Bereich von 0 bis 0,04 MPa variiert werden. Der Einfluss der Normalkraft auf die Sensorkennlinie wurde dabei nicht berücksichtigt.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde ein nachgiebiges Sensorsystem zur Ermittlung der Scherkräfte entwickelt, mit dem der Betrag und die Richtung einer wirkenden Scherkraft und / oder die Verteilung von Scherkräften auf einer Oberfläche erfasst werden können.

Das Funktionsprinzip des Sensorsystems basiert auf großer Verformbarkeit hochelastischer Materialien. Die Ermittlung des Betrages der wirkenden Scherkraft erfolgt mittels der Messung des Innendruckes p_i im Tastkörper-Hohlraum im Moment des Kontaktschließens bzw. -lösens. Zum Detektieren der Richtung der Scherkraft dienen vier Elektroden.

Das vorgestellte Sensorsystem ist einfach, kostengünstig, hat eine nahezu lineare Sensorkennlinie und besteht aus hochelastischen Materialien. Dies stellt ein großes Potenzial für die Anwendung an der Mensch-Maschine-Schnittstelle in der Medizintechnik und in der Robotertechnik dar.

Es ist offensichtlich, dass der Einfluss von eventuell auftretenden Normalkräften die Kennlinie des Sensorsystems ändern würde. Die entsprechenden Untersuchungen dieses Einflusses sowie Erarbeitung der Lösungen zu seiner Minimierung sind eingeplant.

Literatur

- [1] Noda, K. et al.: A shear stress sensor for tactile sensing with the piezoresistive cantilever standing in elastic material. In: *Sensors and Actuators A* 127 (2006), S. 295–301
- [2] Yamada, D. et al: Artificial finger skin having ridges and distributed tactile sensors used for grasp force control. In: *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems* (2001), S. 686–691
- [3] Diesing, P.: Prüf- und Bewertungsmethoden für Antidekubitus-Systeme. *Dissertation, Technische Universität Berlin*, 2006
- [4] Kärki, S. et al.: Development of a piezoelectric polymer film sensor for plantar normal and shear stress measurements. In: *Sensors and Actuators A* 154 (2009), S. 57–64
- [5] Heywood, E. et al.: Tri-axial plantar pressure sensor: design, calibration and characterization. In: *Annual International Conference of the IEEE EMBS* (2004), S. 2010 - 2013
- [6] Beccai, L. et al.: Design and fabrication of a hybrid silicon three-axial force sensor for biomechanical applications. In: *Sensors and Actuators A* 120 (2005), S. 370–382
- [7] Dargahi, J.: A piezoelectric tactile sensor with three sensing elements for robotic, endoscopic and prosthetic applications. In: *Sensors and Actuators* 80 (2000), S. 23–30
- [8] Kim, K.: A silicon-based flexible tactile sensor for ubiquitous robot companion applications. In: *Journal of Physics: Conference Series* 34 (2006), S. 399–403
- [9] Vasarhelyi, G. et al.: Characterization of an integrable single-crystalline 3-D tactile sensor. In: *Sensors Journal, IEEE* (2006), Nr. 4, S. 928–934
- [10] Lee, H.-K. et al.: Real-time measurement of the three-axis contact force distribution using a flexible capacitive polymer tactile sensor. In: *Journal of Micromechanics and Microengineering* (2011), Nr. 21, S. 1-9

- [11] Novak, J. et al.: Initial Design and Analysis of a Capacitive Sensor for Shear and Normal Force Measurement. In: *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation, IEEE* (1989), S. 137-144
- [12] Ohka, M. et al.: Sensing Precision of an Optical Three-axis Tactile Sensor for a Robotic Finger. In: *The 15th IEEE International Symposium on Robot and Human Interactive Communication*, (2006), S. 214–219
- [13] Wang, W.-C. et al.: A shear and plantar pressure sensor based on fiber-optic bend loss. In: *The Journal of Rehabilitation Research and Development* (2005), Nr. 3, S. 315–326
- [14] Lord, M.; Hosein R.; Williams R.B.: Method for in-shoe shear stress measurement. In: *Journal of Biomedical Engineering vol. 14, Nr. 3* (1992), S. 181–186
- [15] Mair, H. J., Roth, S.: *Elektrisch leitende Kunststoffe, 2. voll-ständig überarbeitete und erweiterte Auflage, Carl Hanser Verlag, München Wien*, 1989

KONZEPTION EINES MECHANOTHERAPIE-SYSTEMS ZUR REHABILITATION DER HANDFUNKTIONALITÄT FÜR DEN EINSATZ IN DER MEDIZINISCHEN TRAININGSTHERAPIE

Feierabend, Martin; Lena, Zentner***

* TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik, martin.feierabend@tu-ilmenau.de

** TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik, lena.zentner@tu-ilmenau.de

Kurzfassung

Die Hände des Menschen gelten als die am intensivsten eingesetzten Körperteile. Sie werden bei der Ausübung unterschiedlichster Tätigkeiten sowie zur Durchführung notwendiger alltäglicher Bedürfnisse eingesetzt. Im Gegensatz zu anderen Körperteilen sind die Hände, bedingt durch ihre exponierte Lage und den häufigen Gebrauch, einem höheren Verletzungsrisiko ausgesetzt. Durch die Selbstverständlichkeit, mit der der Mensch seine Hände einsetzt, wird deren Wichtigkeit erst nach einer Verletzung bzw. Krankheit bewusst. Bleibende Beeinträchtigungen beschränken sich nicht nur auf die körperliche Leistungsfähigkeit, sondern können auch seelische Auswirkungen auf den Patienten haben. Deshalb ist eine möglichst vollständige Rehabilitation der Hand anzustreben. Für die Handrehabilitation werden bisher technische Systeme eingesetzt, die nur eine sehr beschränkte Anzahl therapienotwendiger Bewegungsaufgaben übernehmen können.

Motiviert durch diese Tatsachen wird ein Mechanotherapie-System konzipiert, welches fluidisch angetrieben und modular aufgebaut ist. Im ersten Schritt, wird sich auf die Konzeption für einen Finger beschränkt. Die gefundene Lösung ist aber auf die restlichen Langfinger übertragbar.

Abstract

The hands are regarded as the most intensively used parts of the human body. They are used to perform very different activities, and to carry out daily necessary needs. Due to their exposed location and the frequent use, hands have a high risk of injury. Through the naturalness with which humans use their hands, the major importance of them only becomes aware after the Hands are injured. Permanent damages are not limited to physical performance, but can also have psychological effects on the patient. Therefore, a preferably full rehabilitation of the hand is desirable. Only a very limited number of therapy necessary movement tasks can take on by nowadays used technical systems for hand rehabilitation.

Motivated by these facts, a mechanotherapy-system is conceived, which is fluidly driven and modular. In this paper the conception of the mechanotherapy-system will be limited to one finger. However, the found solution is transferable to the remaining long fingers.

1 Einleitung

„Der Mensch ist das klügste aller Wesen, weil er Hände hat.“ [1] Schon durch diesen Satz des griechischen Philosophen Anaxagoras, welchen Aristoteles in seinem Werk *De partibus animalium* überliefert, wird klar, welche herausragende und zugleich zentrale Rolle die Hand im menschlichen Leben spielt.

Gerade, weil die Hand ein so vielfältiges und hochpräzises Werkzeug ist, können schon kleine Funktionsdefizite dieser die Selbständigkeit und Lebensqualität eines Menschen, aber auch die seines sozialen Umfeldes erheblich beeinträchtigen. Zusätzlich ist die Hand durch die hohe und häufige Beanspruchung im Vergleich zu übrigen Körperteilen einem erhöhten Verletzungsrisiko ausgesetzt, ein Drittel aller Verletzungen und Unfälle betreffen die Hand. [2].

Ärzte, Ergo- und Physiotherapeuten haben eine breite Palette an Behandlungsmöglichkeiten entwickelt, die zur Rehabilitation bzw. Funktionserhaltung nach Verletzungen oder Erkrankungen eingesetzt werden. Die Bewegung und Belastung der verletzten oder erkrankten Muskeln, Sehnen und Gelenke ist dabei ein wichtiger Bestandteil. Diese

Form der Therapie wird Mechanotherapie genannt. Dabei kommen in zunehmendem Maße technische Hilfsmittel zum Einsatz.

Mit den derzeit verfügbaren Systemen werden Behandlungsansätze umgesetzt, die überwiegend schon seit der Mitte des letzten Jahrhunderts bekannt sind. Die technischen Voraussetzungen erlauben bisher die Bewegung von kompletten Fingern. Das gezielte Bewegen einzelner Fingergelenke ist mit den verfügbaren Geräten nicht möglich. Mit den bestehenden Geräten müssen sowohl Therapeuten als auch Patienten erhebliche Einschränkungen in Kauf nehmen.

In diesem Artikel wird ein Mechanotherapiesystem zur Rehabilitation der Handfunktion für den medizinischen Einsatz konzipiert. Hierbei sollen die Grundlagen für ein multifunktionales System zur Mechanotherapie der Hand erarbeitet werden. Neben den bekannten Behandlungsmöglichkeiten sollen dabei durch die qualitativ neuen Funktionen die Erprobung und Entwicklung neuer Behandlungsansätze ermöglicht werden. Ziel ist es, durch den Einsatz dieses Systems einen schnelleren Behandlungserfolg zu erreichen.

2 Grundlagen

2.1 Anatomische Grundlagen

Das Skelett der Hand besitzt, neben kleineren Sesambeinen, 27 Knochen. Diese sind, wie in Abb. 1 links, in verschiedene Abschnitte gegliedert. An die Arm- und die Handwurzelknochen (8-10) grenzt die Mittelhand (11). An diese schließen die fünf Finger an. Die Finger lassen sich in Langfinger (Zeige- bis kleiner Finger) und den Daumen unterteilen. Sie bestehen alle aus dem Fingergrundglied (Phalanx proximalis) (12) und dem Fingerendglied (Phalanx distalis) (14). Zwischen diesen befindet sich bei den Langfingern ein Mittelglied (Phalanx media) (13). Die einzelnen Knochen sind mit Gelenken verbunden, welche durch die Linien in Abb. 1 links zusammengefasst und gekennzeichnet sind. Während Nr. 1 bis 3 die einzelnen Bestandteile des Handgelenks darstellen, zeigen Nr. 4 bis 7 die verschiedenen Fingergelenke, welche auch in Abb. 1 rechts (Nr. 1, 2 und 4) zu sehen sind. [3]

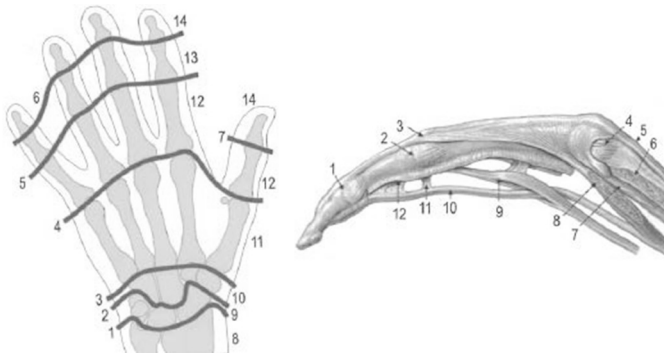


Abb. 1: (links) Gliederung der Hand; (rechts) Gelenke, Muskeln und Sehnen eines Langfingers [3]

Abbildung Abb. 2 beschreibt die räumliche Orientierung der Hand und veranschaulicht die später verwendeten Begriffe für die Bewegungsrichtungen.

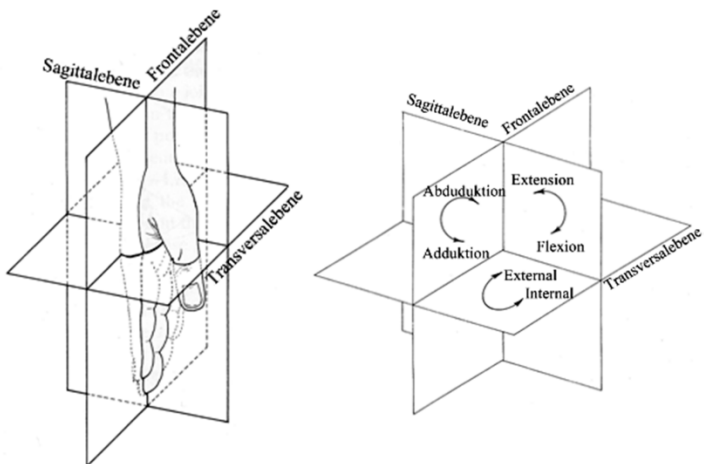


Abb. 2: (links) Hauptebenen der Hand; Benennung der Bewegungen der Hand; (rechts) abhängig von der Bewegungsebene und -richtung [4]

Alle fünf Finger schließen durch das jeweilige Fingergrundgelenk an die Mittelhand an (vgl. Abb. 1 links und rechts Nr. 4). Das Fingergrundgelenk ermöglicht ein Spreizen (Abduktion), Anziehen (Adduktion), Strecken

(Extension) und Beugen (Flexion). Das Fingermittel- und Fingerendgelenk ermöglichen eine Extension und Flexion. Im Folgenden wird sich auf die Extension und Flexion eines Fingers beschränkt um erste Konzepte zu erarbeiten. Die möglichen Bewegungsbereiche für Extension und Flexion eines Fingers sind in Abb. 3 dargestellt.

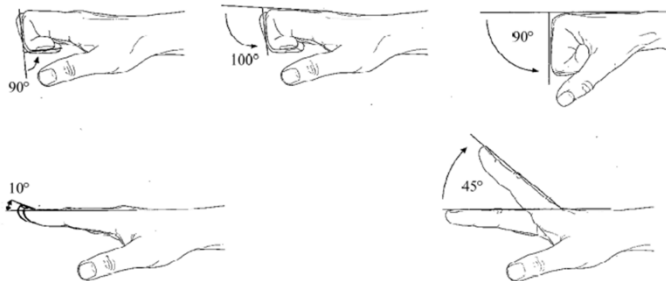


Abb. 3: Beweglichkeit der Fingerelkenke; Fingerendgelenk (*links*); Fingermittelgelenk (*Mitte*); Fingergrundgelenk (*rechts*) [5]

2.2 Therapiemöglichkeiten

Bei Erkrankungen der Hand, welche die Beweglichkeit dieser einschränken, empfiehlt sich ein umfangreiches Rehabilitationsprogramm.

Dieses beinhaltet für alle Beeinträchtigungen eine Bewegungstherapie, bei welcher der Patient entweder selbst aktiv mit seinen Muskeln Übungen mit den Fingern ausführt oder seine erkrankten Gliedmaßen passiv durch eine äußere Kraft mobilisieren lässt und so einen Trainingseffekt erzielt.

Des Weiteren wird die Therapie meist mit dem Einsatz von Schienen unterstützt. Hierbei spielen statische Orthesen, welche an bestimmten Stellen den Freiheitsgrad der Gelenke beschränken und dynamische Orthesen, welche bestimmte Bewegungen durch elastische nachgiebige Materialien hemmen, um einen Widerstand für ein Krafttraining zu bieten, eine Rolle. Häufig werden Orthesen auch bei alltäglichen Aufgaben verwendet. Alltagsähnliche Bewegungsabläufe können jedoch auch gezielt in einer Funktionstherapie nachgeahmt und geübt werden. Auffallend ist, dass es für jedes Krankheitsbild der Hand individuell angepasste Orthesen gibt. Dabei unterscheiden sie sich hauptsächlich darin, welche Gelenke sie statisch fixieren bzw. deren Freiheitsgrad sie einschränken und welchen

Gelenken sie einen gewissen Spielraum erlauben. Damit die Orthesen ihre Aufgabe gut erfüllen können, werden sie meist individuell an den Patienten angepasst, um möglichst formgenau an der Hand anzuliegen.

Empfiehl sich für den Patienten eine passive Bewegungstherapie, benötigt er meist eine zweite Person wenn nicht sogar eine therapeutische Fachkraft, welche mit dem Patienten übt. Dies führt nicht nur zu einer noch größeren Abhängigkeit des schon in seiner Eigenständigkeit limitierten Patienten, sondern stellt auch ein gesellschaftliches Problem da. Die steigende Belastung der Krankenkassen ist hier nur ein Beispiel.

2.3 Stand der Technik

2.3.1 Hand of Hope

Die Hand of Hope wird von Rehab Robotics vertrieben. Entwickelt wurde das System an der Technischen Universität Hong Kong.

Das Gerät (vgl. Abb. 4 links) besteht aus fünf einzelnen Fingermodulen, welche jeweils an einem auf dem Handrücken befindlichen linearen elektrischen Aktuator mit integrierter Steuereinheit über ein Gestänge verbunden sind. Die Kräfte der Aktuatoren werden über eine Kurve in ein Moment und somit eine Bewegung der Finger übersetzt. Der Linearmotor eines Fingers kann das Fingergrund- und das Fingermittelgelenk über das Getriebe so mobilisieren, dass sie sich innerhalb eines Winkels von max. 65° strecken und beugen können. Eine voneinander unabhängige Bewegung der beiden Gelenke ist jedoch nicht möglich. [6]

2.3.2 Handexos

2009 präsentierte ein Forschungsteam um Azzurra Chiri der Hochschule St. Anna ein mechanotherapeutisches System namens Handexos. Hierbei handelt es sich um ein Exoskelett aus Aluminium in Schalenbauweise, welches auf der Hand getragen wird (vgl. Abb. 4 Mitte). Dieses hat fünf Module. Jedes Modul wird von einem Gleichstrommotor angetrieben. Bowdenzüge, welche den Motor mit an den Gelenken befindlichen Umlenkkrädchen verbinden, setzen das Moment des Aktuators in eine Streckbewegung der Hand um. Ebenfalls mit Bowdenzügen verbundene Rückstellfedern versetzen den Handexos zurück in Beugehaltung. Durch die

fünf Aktuatoren lässt sich jeder Finger separat bewegen. Allerdings lassen sich einzelne Gelenke nicht differenziert ansteuern. [7]

2.3.3 J-Glove

Jose M. Ochoa stellte im Jahr 2011 seine Forschungsergebnisse zu einem therapeutischen Handschuh, dem J-Glove, vor. Auf der Oberseite der Finger verläuft je ein Bowdenzug. Diese fünf vereinen sich auf dem Unterarm zu einem Hauptzug (siehe Abb. 4 rechts). Ein Gleichstrommotor, welcher am Hauptzug angeschlossen ist, soll die Bowdenzüge nach vorne, beziehungsweise nach hinten ziehen, und so alle Finger zu einer Flexion oder Extension zwingen. [8]

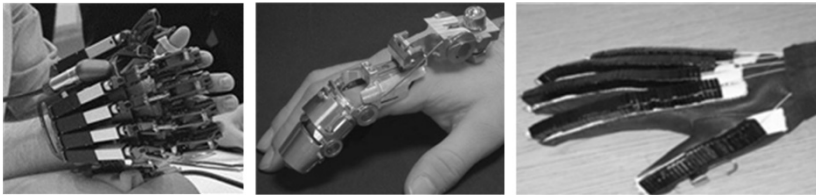


Abb. 4: Mechanotherapeutische Systeme (*links*) Hand of Hope von Rehab Robotics [6]; (*Mitte*) Prototyp des Handexos für den Zeigefinger [7]; (*rechts*) J-Glove mit Bowdenzügen auf dem Handrücken [8]

2.3.4 Fazit

Für die Rehabilitation und die Behandlung von Erkrankungen der Hand gibt es eine Vielzahl technischer Hilfsmittel. Sie sind in ihrer Anwendung jedoch nicht multifunktional, mobil einsetzbar und erlauben nicht die individuelle, separate Behandlung einzelner Gelenke der Hand.

Ein mechanotherapeutisches System, welches sich modular auf die Größe und die therapeutischen Bedürfnisse (gezielte Bewegung, Sperrung oder Hemmung der erkrankten Gelenke) eines Patienten anpassen lässt, existiert noch nicht und wird den Rehabilitationsverlauf positiv beeinflussen. Bei solch einem System sollte für jedes Gelenk eines Fingers wahlweise ein Aktuator, ein Gehemme oder ein Gesperre integrierbar sein. Ein Aktuator lässt das Gelenk eine passive Bewegung ausführen. Ein Gehemme, stellt, verglichen mit der dynamischen Orthese, einen überwindbaren Widerstand

für eine eigenständige Bewegung dar. Ein Gesperre fixiert das jeweilige Gelenk in einem bestimmten Winkel.

3 Konzeption

3.1 Präzisierung der Aufgabenstellung

Ziel der Entwicklung ist, die Gelenke eines Fingers in ihrem vollständigen physiologischen Bewegungsraum passiv zu bewegen und in diesem Rahmen auch aktive Bewegung zuzulassen. Zu diesem Zweck sollen Aktuatoren zum Einsatz kommen, die ein passives Bewegen des Fingers ermöglichen und dem Finger beim aktiven Bewegen einen definierten Widerstand entgegenbringen können. Zusätzlich ist der Einsatz passiver Elemente denkbar, die entweder als Starrkörper ein Gelenk fixieren oder durch eine Nachgiebigkeit das Bewegen gegen einen Widerstand erlauben bzw. eine gleichförmige Kraft aufbringen.

Für den Antrieb werden pneumatische Aktuatoren bevorzugt, da die Dämpfungseigenschaften der Luft für einen ruck- und stoßfreien Antrieb genutzt werden können. Eine Kraftübertragung durch Seil- oder Bowdenzüge wird von vornherein ausgeschlossen, da diese große aufbauten benötigen und eine potentielle Gefahrenquelle für Patienten darstellen.

Die Kräfteinleitung und -aufnahme soll ausschließlich über die an das jeweilige Gelenk angrenzenden Elemente (Knochen) und das sie umgebende Gewebe erfolgen. Die Nachbargelenke sollen nicht mit einbezogen werden, um diese separat bewegen zu können. Dabei soll eine gezielte Ansteuerung jedes einzelnen Gelenks möglich sein. Außerdem ist darauf zu achten, dass es durch das System zu keiner Fehlbelastung von Gelenken kommt. Des Weiteren wird eine leichte und platzsparende Bauweise mit modularem Aufbau angestrebt.

Bei der Konzeption liegt das Hauptaugenmerk auf den Aktuatorkonzepten, der Positionierung des Aktuators sowie den Mechanismus zur Umwandlung der Aktuatorkraft in ein Moment, welches das Fingerglied bewegt, gelegt.

3.2 Prinzipsynthese

3.2.1 Aktuatorkonzepte

Nachfolgend eine kurze Übersicht über mögliche pneumatische Aktuatorkonzepte. Als Aktuatoren kommen herkömmliche, kommerziell erwerbliche, pneumatische Antriebe oder neuartige, selbst zu entwickelnde Baugruppen in Frage. Abb. 5 zeigt eine Übersicht möglicher Aktuatoren. Die gefundenen Lösungen lassen sich in drei Hauptgruppen unterteilen: Zylinder, Kissen und Faltenbälge.

Grundform	Bewegungsart	Wirkrichtungen	konstruktive Details	Skizze	
				Druck p_1	Druck $p_2 > p_1$
Zylinder	translatorisch	einfach wirkend			
		doppelt wirkend			
Faltenbalg	translatorisch	einfach wirkend	eine Falte 		
		mehrere Falten 			
	rotatorisch	einfach wirkend	asymmetrisch 		
Kissen	ungerichtet	keine spezielle Oberflächenstruktur $n=0$			

Legende: Luftzufuhr und -abfuhr

Abb. 5: Kombinationstabelle mit den verschiedenen pneumatischen Aktuatorkonzepten

Zylinder

Von Nachteil für das mechanotherapeutische System ist, dass selbst die kleinsten Zylinder relativ groß sind. Mit einer ausgefahrenen Länge von 34 mm ist der kürzeste gefundene Pneumatikzylinder nur schwer auf einem Fingerglied anzubringen. [9] Die Fertigung selbst entworfener Zylinder ist sehr aufwendig, hohe Anforderungen an Dichtheit und Präzision gestellt werden.

Faltenbälge

Eine andere Möglichkeit das System pneumatisch anzutreiben, sind Faltenbälge aus Elastomeren. Die Größe des Aktuators kann sich so an den notwendigen Einbaumaßen orientieren. Beispiel für eine individuell gestaltete Struktur ist ein Balg mit nur einer Falte. Ein solcher lässt sich wesentlich kompakter gestalten als mehrfaltige Typen. Rotationssymmetrische Bälge entfalten sich, wenn der in ihnen herrschende Luftdruck erhöht wird. Dabei führen sie eine rein translatorische Bewegung aus. Gestaltet man einen Faltenbalg asymmetrisch, bewegt sich dieser auf einer gekrümmten Bahn. Solche asymmetrischen Strukturen stellen ein gewisses Potential für rotatorische pneumatische Aktuatoren da.

Kissen

Gummi oder gummiähnliche, weiche Materialien zeichnen sich unter anderem durch ihre hohe Elastizität aus. Deshalb ist ein Aktuator denkbar, welcher vergleichbar mit einem Luftballon ist. Erhöht man in diesem den Luftdruck, dehnt sich dieser ungerichtet aus.

3.2.2 Aktuatorposition

Der Aktuator kann entweder direkt, in der näheren Umgebung des zu mobilisierenden Gelenkes oder abseits des Fingers, z. B. auf der Mittelhand, dem Unterarm oder auf einem körperfernen Gegenstand wie einem Tisch, angebracht werden. Befindet sich der Aktuator direkt auf dem Finger, gibt es drei Koordinaten, entlang welcher sich der Aktuator ausdehnen und zusammenziehen kann: nach oben und unten (dorsopalmar), längs des Fingers (longitudinal) oder seitlich (transversal).

3.2.3 *Konzepte für den Mechanismus*

Um die Kraft bzw. das Moment eines Aktuators auf ein Fingergelenk zu übertragen, ist ein Mechanismus notwendig. Neben der Kraft- und Momentübersetzung hat dieses auch die Aufgabe, den Hub eines translatorischen Antriebs in eine Rotation umzuwandeln.

Die Kraftübertragung soll direkt über am System befestigte Getriebeglieder und -gelenke erreicht werden. Bei der Mechanismenauswahl ist zu beachten, dass auf das Fingergelenk ein reines Drehmoment um die Achse des Fingergelenks wirkt und Längs- sowie Vertikalkräfte unterbunden werden, da diese die Bewegung hemmen und zu Verletzungen des Fingergelenks führen können.

Um unerwünschte Kräfte auf das Fingergelenk zu vermeiden, muss das Gelenk des mechanotherapeutischen Systems auf einer Achse mit dem Fingergelenk liegen. Um dies zu gewährleisten, müssen die Gelenke des mechanotherapeutischen Systems seitlich des Fingergelenks liegen. Des Weiteren ist zu beachten, dass die MCP-Gelenke aufgrund ihrer Verknüpfung zur Mittelhand nicht frei zugänglich sind. Ein Kurvengetriebe umgeht dieses Problem, in dem es die Bewegung entlang einer Kreisbahn, deren virtuelle Achse mit der des Fingergelenks übereinstimmt, führt.

Eine Kombinationstabelle (vgl. Abb. 6) schafft einen Überblick über Mechanismen, welche die Wirkung der Aktuatoren auf die Gelenke übertragen können. Es wird eine Kraft über einen schematisch dargestellten Aktuator aufgebracht, hieraus resultiert eine Winkeländerung.

Bei der Kreuzschubkurbel handelt es sich um ein klassisches Koppelgetriebe. Beim Kurvengetriebe wird die reelle Achse durch eine Kreisbahnführung ersetzt. Das Zahnstangengetriebe übersetzt über ein Zahnrad die Kraft des Aktuators in ein Moment bzw. den Hub des Aktuators in eine Rotation. Das Zahnrad kann sich aufgrund der anatomischen Gegebenheiten nur seitlich des Fingers befinden. Die „Schere“ ist das einzige Modell, das einen Aktuator voraussetzt, dessen Kraft auf einer Kreisbahn wirkt.

zugänglich ist, kann keine Achse eines Getriebes mit der Fingergelenkachse fluchten. Deshalb wird ein Kurvengetriebe verwendet. Sechs Aktuatoren je Finger, welche direkt auf den Fingerflanken (longitudinal) positioniert sind, sollen die notwendigen Kräfte erzeugen. statt einer langen Führung werden mehrere kurze Führungen als Rasterschiene entlang eines Kreisbogens, mit Zentrum im Drehpunkt des Gelenks, angebracht. Mit jeder dieser Führungen kann das Gelenk um ca. 24° bewegt werden. Der Bewegungsbereich kann also nicht kontinuierlich abgefahren werden, sondern wird über eine Rasterung eingestellt (vgl. Abb. 7). Der Finger kann über mehrere Zwischenschritte von der gestreckten Position in den Faustschluss bewegt werden. Hierbei ist eine gezielte Bewegung einzelner Gelenke möglich. Die angedeuteten Aktuatoren können durch passive Elemente, welche eine aktive Bewegung des Verwenders hemmen oder vermeiden, ersetzt werden.

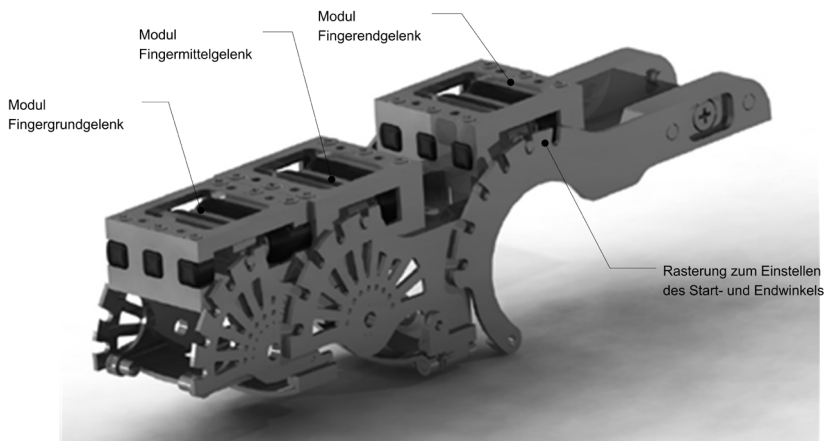


Abb. 7: CAD-Modell des bestehenden Prototyps vgl. [11]

Die starre Rahmenkonstruktion erleichtert die Befestigung von Aktuatoren und Sensoren. Zudem besteht die Möglichkeit, eine Größenverstellung für unterschiedliche Handgrößen zu integrieren. Durch eine Polsterung an der Innenseite kann die Rahmenkonstruktion so gestaltet werden, dass eine individuelle Anpassung an verschiedene Handformen (Fingerdurchmesser, Deformationen) möglich wird.

Ein Prototyp wurde im „Rapid-Prototyping-Verfahren“ gefertigt (vgl. Abb. 8). Dieser zeigt die Funktion und die gute Positionierbarkeit des Mechanotherapiesystems am Finger.

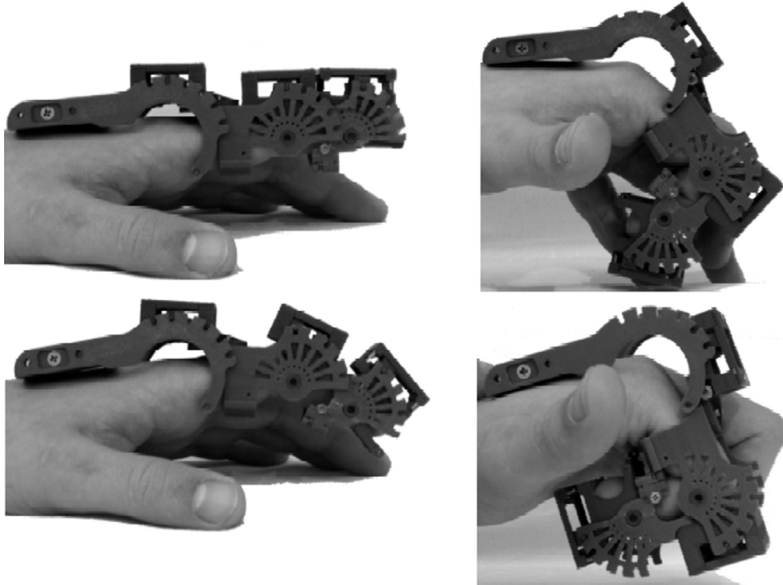


Abb. 8: Bewegung des Rapid-Prototyping Modells von der gestreckten in eine leicht gebeugte Position (*links*); von einer stark gebeugten Position in den Faustschluss (*rechts*) [11]

Abb. 9 zeigt einen Längsschnitt durch die Aktuatorbaugruppe. Sollen sowohl Extension als auch Flexion durchgeführt werden, werden entweder zwei Faltenbälge, oder eine Faltenbalg sowie eine Feder benötigt. Die Anordnung der Antriebselemente soll einen möglichst großen Hub gewährleisten sowie die Kräfte symmetrisch auf den Schlitten und das Gehäuse übertragen, um ein Verkippen oder Verkippen des Schlittens zu vermeiden.

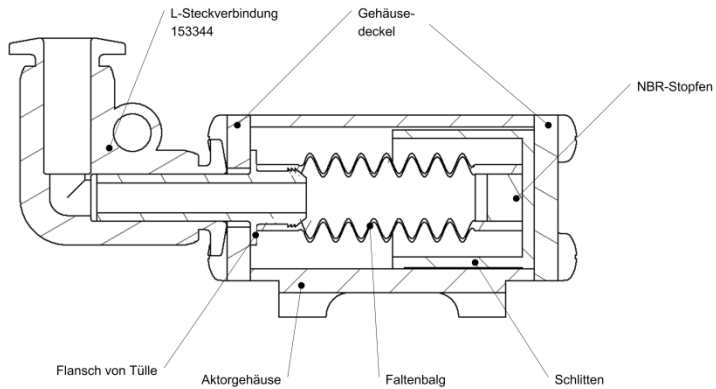


Abb. 9: Längsschnitt durch die Aktuatorbaugruppe, [10]

Für die Flexion kommt ein vorher mittels FE-Simulationen ausgelegter Faltenbalg zum Einsatz. Die Extensionsbewegung wird über zwei parallelgeschaltete Druckfedern realisiert. Abb. 10 zeigt einen Querschnitt durch die Aktuatorbaugruppe. Zu sehen ist die Position von Faltenbalg sowie der zwei Druckfedern.

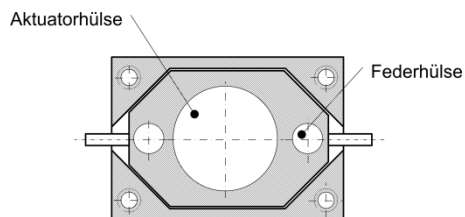


Abb. 10: Querschnitt durch die Aktuatorbaugruppe, [10]

Die Abmessungen eines Faltenbalgs sind in Abb. 11 zu sehen. Es handelt sich um ein Kaufelement F 2070 NBR, welcher für die vorgeschlagene Konstruktion die geeigneten Abmessungen aufweist. Dieser dient als eine Referenz-Struktur zur Findung von Parametern, die eine maximale Kraftübertragung erlauben. Dafür werden folgende geometrische Parameter variiert: die Wandstärke w , der Durchmesser D , sowie die Anzahl der Falten n . Die Anzahl der Falten soll auf die Erhöhung der Wandstärke angepasst werden, weil die Ausgangslänge L_0 des Faltenbalgs konstant bleibt, wodurch sich sich auch der Öffnungswinkel der Falten ändert. Wirkt der

Faltenbalg gegen einen Widerstand, wie z. B. ein erkranktes Gelenk, wandelt er den Luftdruck in eine Kraft um.

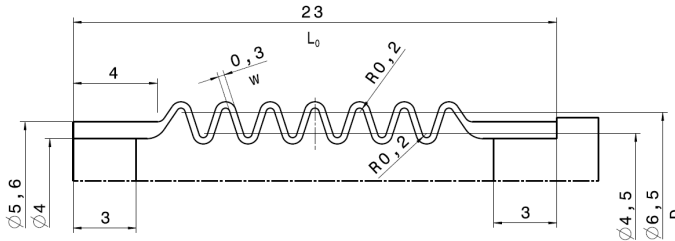


Abb. 11: Abmessungen eines Balgelements F 2070 NBR, [12]

Um einem Ausbeulen des Faltenbalgs vorzubeugen, wurden Verstärkungsringe aus Silikonkautschuk um die Falten angebracht. Um das Verhältnis der Entfaltung und der Kraft in Relation zum Luftdruck quantifizieren zu können, wurden FE-Simulationen für die zu variierenden Parameter durchgeführt. Anhand dieser Untersuchungen haben sich die geometrischen Größen $w = 0,5 \text{ mm}$, $D = 8 \text{ mm}$ und $n = 7$ ergeben (Abb. 12). Aus Konvergenzgründen der FEM-Berechnungen wurde maximaler Druck von $0,07 \text{ MPa}$ genutzt. Um die maximalen Spannungen bei den höheren Drücken zu bestimmen, wurde eine Einzelfalte modelliert, dabei konnte der Druck von $0,115 \text{ MPa}$ erreicht werden. Die hierbei entstehenden maximalen Spannungen von 4 N/mm^2 sind kleiner als die Reißfestigkeit von Silikonkautschuk (Elastosil R[®] R420 30E besitzt eine Reißfestigkeit von 8 N/mm^2). Anhand des Druckes von $0,115 \text{ MPa}$ können Kräfte von $3,55 \text{ N}$ erreicht werden.

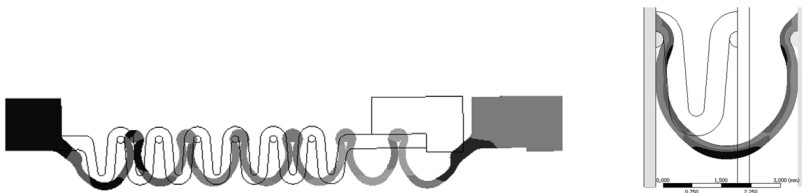


Abb. 12: links: Gesamtverformung des Faltenbalgs mit Verstärkungsringen für den Druck von $0,07 \text{ MPa}$, rechts: Verformung einer Falte für $0,115 \text{ MPa}$, [12]

4 Zusammenfassung und Ausblick

Als Grundlage wurde zunächst die Anatomie und Physiologie der Hand behandelt. Im Anschluss wurden die zur Therapie eingesetzten technischen Hilfsmittel betrachtet. Resultierend aus den Defiziten bekannter Therapiegeräte wurden die Anforderungen an ein neuartiges System, unter besonderer Berücksichtigung orthopädietechnischer Gesichtspunkte, aufgestellt. Auf Basis dieser Vorbetrachtungen wurde die Aufgabenstellung präzisiert und zunächst verschiedene mögliche Funktionsprinzipie für das neue System behandelt.

Das entwickelte System zeichnet sich im Vergleich zu den bekannten Mechanotherapiegeräten der Hand durch eine besondere Funktionsvielfalt aus. Es eignet sich gleichermaßen zum passiven Bewegen der Hand sowie als dynamische Orthese mit während der Behandlung individuell veränderbaren mechanischen Eigenschaften. Das System ist modular aufgebaut, somit kann gleichzeitig eine separate, gezielte Therapie der Gelenke der Hand erfolgen. Die Möglichkeit einer späteren Sensorintegration eröffnet den Weg für eine objektive Therapieauswertung (Messung der Erweiterung des Bewegungsbereichs und der tatsächlichen Belastung während der Behandlung). Bedingt durch die genannten Merkmale des Systems wird eine Verbesserung der Effektivität der Therapie erwartet.

Auf Basis der Ergebnisse soll eine weiterführende Entwicklung des Systems im Rahmen eines Projektes „Entwicklung eines aktiven Mechanotherapie-Geräts zur Rehabilitation der Handfunktionalität für den Einsatz in der Medizinischen Trainingstherapie“ (gefördert von BMBF) erfolgen.

Literatur

- [1] Anaxagoras, Überliefert durch Aristoteles, De partibus animalium, IV, 10; 687 a 7
- [2] Schädel-Höpfner, M.; Windolf, J.: Handchirurgie in der Unfallchirurgie, in: Der Unfallchirurg, 113. Jg., (2010), Nr. 10
- [3] Lippert, H.; Herbold, D.; Lippert-Burmester, W.: Anatomie. Text und Atlas ; deutsche und lateinische Bezeichnungen, Elsevier, Urban & Fischer, München, 2010.

- [4] Brand, Paul W.; Hollister, Anne: *Clinical Mechanics of the Hand*. St. Louis: C.V. Mosby; 1993
- [5] Schünke, Michael; Schulte, Erik; Schumacher, Udo; Voll, Markus; Wesker, Karl: *Prometheus LernAtlas der Anatomie*, Stuttgart: Georg Thieme, 2005
- [6] Ho, N. S. K.; Tong, K. Y; et al.: An EMG-driven exoskeleton hand robotic training device on chronic stroke subjects: Task training system for stroke rehabilitation, in: *Rehabilitation Robotics, 2011 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)*, 2011 S. 1–5.
- [7] Chiri, A.; Vitiello, N.; Giovacchini, F.; et al.: Mechatronic Design and Characterization of the Index Finger Module of a Hand Exoskeleton for Post-Stroke Rehabilitation, in: *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, 2011, 17; S. 884–894.
- [8] Ochoa, J. M.; Listenberger, M.; et al.: Use of an electromyographically driven hand orthosis for training after stroke, in: *Rehabilitation Robotics (ICORR), 2011 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)*, 2011, S. 1–5.
- [9] http://www.festo.com/cat/de_de/data/doc_de/PDF/DE/EG_DE.PDF, 12.07.2012.
- [10] Kalb, J.: *Entwicklung eines pneumatisch aktuierten Systems für Mechanotherapie der Hand*, Ilmenau, Techn. Univ., Bachelor-Arbeit, 2012
- [11] Gärtner, R.: *Entwicklung eines Mechanotherapiesystems für die menschliche Hand*, Ilmenau, Techn. Univ., Diplomarbeit, 2010
- [12] Heyer, T.: *Konzeption eines pneumatisch aktuierten Handschuhs für die Mechanotherapie der menschlichen Hand*, Ilmenau, Techn. Univ., Diplomarbeit, 2010

