

50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium

September, 19-23, 2005

**Maschinenbau
von Makro bis Nano /
Mechanical Engineering
from Macro to Nano**

Proceedings

Fakultät für Maschinenbau /
Faculty of Mechanical Engineering

Startseite / Index:

<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

Impressum

- Herausgeber: Der Rektor der Technischen Universität Ilmenau
Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. Peter Scharff
- Redaktion: Referat Marketing und Studentische Angelegenheiten
Andrea Schneider
- Fakultät für Maschinenbau
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Kurtz,
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. med. (habil.) Hartmut Witte,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Gerhard Linß,
Dr.-Ing. Beate Schlütter, Dipl.-Biol. Danja Voges,
Dipl.-Ing. Jörg Mämpel, Dipl.-Ing. Susanne Töpfer,
Dipl.-Ing. Silke Stauche
- Redaktionsschluss: 31. August 2005
(CD-Rom-Ausgabe)
- Technische Realisierung: Institut für Medientechnik an der TU Ilmenau
(CD-Rom-Ausgabe) Dipl.-Ing. Christian Weigel
Dipl.-Ing. Helge Drumm
Dipl.-Ing. Marco Albrecht
- Technische Realisierung: Universitätsbibliothek Ilmenau
(Online-Ausgabe) [ilmedia](#)
Postfach 10 05 65
98684 Ilmenau
- Verlag:  Verlag ISLE, Betriebsstätte des ISLE e.V.
Werner-von-Siemens-Str. 16
98693 Ilmenau

© Technische Universität Ilmenau (Thür.) 2005

Diese Publikationen und alle in ihr enthaltenen Beiträge und Abbildungen sind urheberrechtlich geschützt.

ISBN (Druckausgabe): 3-932633-98-9 (978-3-932633-98-0)
ISBN (CD-Rom-Ausgabe): 3-932633-99-7 (978-3-932633-99-7)

Startseite / Index:

<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer / Dipl.-Ing. Torsten Groß

Ganzheitliche Entwicklung serieller und paralleler Mechanismen durch die Einflussanalyse relevanter Maschinenelemente mit Hilfe einer gekoppelten Mehrkörpersimulation

ZUSAMMENFASSUNG

Im Rahmen dieses Beitrags wird die Unterstützung der virtuellen Entwicklung von Handhabungsstrukturen einfacher Bauart durch die Ableitung einer allgemeinen Vorgehensweise zur Erstellung der kinematischen Beziehungen vorgestellt.

Das mehrkörperorientierte Verfahren erlaubt dabei auf Basis eines Gleichungssystems sowohl die Modellierung der Vor- und Rückwärtstransformation serieller als auch paralleler Mechanismen. Der Lösungsvektor wird nicht nur zur Ansteuerung eines realen parallelkinematischen Prototypen, sondern auch eines Mehrkörpermodells verwendet. Unter dem Aspekt der ganzheitlichen Entwicklung von Handhabungsstrukturen werden im Rahmen einer Mehrkörpersimulation unterschiedliche Maschinensysteme diskretisiert und deren Einfluss auf das Orientierungsverhalten der Plattform dargestellt. Die Berechnungsergebnisse werden mit experimentellen Ergebnissen einer Demonstrationsplattform verglichen und abschließend ein Ausblick auf zukünftige Arbeiten gegeben.

EINLEITUNG

Die zunehmende Automatisierung in der Produktion bei immer geringeren Fertigungszeiten führt zu steigenden Anforderungen an die Handhabungs- und Robotersysteme auf den Gebieten Genauigkeit und Dynamik. Der überwiegende Anteil der Maschinensysteme in diesem Bereich besteht aus seriellen Strukturen, deren Potenzial an Leistungssteigerung, gerade im hochdynamischen Anwendungsbereich, jedoch begrenzt ist. Die vor einigen Jahren der Fachpresse vorgestellten neuartigen parallelkinematischen Strukturen versprachen im Bezug auf die dynamischen und statischen Parameter neue Leistungspotentiale und gelangten damit in den Fokus universitärer und industrieller Forschung. Die anstehenden Entwicklungen betreffen dabei sowohl die Konstruktionssystematik und Weiterentwicklung der verschiedenen Grundkomponenten, als auch die Bearbeitung mess-, steuerungs- und regelungstechnischer Fragestellungen. Bisher konnten jedoch nur wenige parallele Mechanismen ihre industrielle Tauglichkeit unter Beweis stellen, so dass für die verschiedenen Einsatzgebiete und Aufgaben von parallelkinematischen Mechanismen (PKM) angepasste kinematische Strukturen entwickelt werden müssen. Besonders vor dem Hintergrund des gleichartigen Aufbaus der Gelenk Ketten ergibt sich die Möglichkeit, kostenoptimierte parallelkinematische Strukturen zu ent-

wickeln, die vornehmlich aus Standardkomponenten klein- und mittelständischer Unternehmen (KMU) aufgebaut sind. Daraus ergab sich im Zuge von Recherchen für den Lehrstuhl Maschinenelemente und Getriebetechnik und den Lehrstuhl für Eingebettete Systeme und Robotik der Technischen Universität Kaiserslautern der forschungsseitige Ansatz, die Struktursynthese unter dem speziellen Aspekt der Steuerungsintegration und Modellierung der Systeme zu betrachten und die erzielten Ergebnisse durch die Entwicklung und den Aufbau eines parallelkinematischen Demonstrators zu validieren. Der Aufbau des Demonstrators wurde dabei vornehmlich durch den Einsatz von Standardkomponenten, die häufig in der mittelständischen Industrie hergestellt und eingesetzt werden, realisiert.

KINEMATISCHE MODELLIERUNG

Für die kinematische Modellierung vornehmlich serieller Systeme stehen standardisierte Verfahren zur Verfügung, die eine systematische Ableitung der kinematischen Gleichungen erlauben. [1] Die Ableitung der Transformationsbeziehungen für parallele Systeme erfolgt dagegen oft maschinenspezifisch. Der strukturelle Aufbau parallelkinematischer Mechanismen aus einer bestimmten Zahl an gleichen Gelenkstrukturen unterstützt nicht nur die Entwicklung eines mechanischen Baukastensystems, sondern eröffnet durch Betrachtung der Gelenkfreiheitsgrade die Möglichkeit, eine universelle Vorgehensweise zur Erstellung der kinematischen Gleichungen von parallelen, aber auch seriellen Mechanismen zu entwickeln.

In Anlehnung an die in der Mehrkörpersystematik verwendete Darstellung eines Mechanismus wird hierzu zunächst ein globales Weltkoordinatensystem (WKS) als orthogonales Koordinatensystem definiert. Die Beschreibung eines zu analysierenden Mechanismus erfolgt dabei unabhängig von seiner kinematischen, parallelen oder seriellen Struktur und gliedert sich im Wesentlichen in zwei Schritte.

- Schritt 1:

Zunächst werden die einzelnen Glieder der Kinematik durch entsprechende Glied- oder lokale Koordinatensysteme innerhalb des globalen Weltkoordinatensystems (WKS) definiert. Abhängig von der Art der zuvor definierten Weltkoordinatensystems, können sich die einzelnen Gliedkoordinatensysteme (GKS) und die in den definierten GKS eingebetteten Glieder zunächst ohne Einschränkung, sowohl translatorisch als auch rotatorisch, frei gegenüber dem globalen WKS-System bewegen.

- Schritt 2:

In einem zweiten Schritt werden die einzelnen Bewegungseinschränkungen der einzelnen durch entsprechende Gelenke untereinander gekoppelten Glieder, die durch die entsprechenden Gliedkoordinatensysteme GKS definiert sind, berücksichtigt, so dass die Glieder nur noch bestimmte Bewegungsfreiheiten relativ zueinander besitzen.

Die Lage eines GKS im WKS wird durch eine Rotationsmatrix $R(\vec{\varphi})$ mit dem Parameter $\vec{\varphi}$ und einem Translationsvektor \vec{t} ausgedrückt. Die Transformation eines beliebigen Vektors \vec{v} im GKS in das WKS ergibt sich dann aus:

$$\vec{v}' = \vec{t} + R(\vec{\varphi}) * \vec{v}$$

Basierend auf dieser Transformation sind in Tabelle 1 für einige elementare Zwangsbedingungen die dazugehörigen Gleichungen beispielhaft angegeben. Jede Zwangsbedingung entsteht durch ein Gelenk und bezieht sich auf die zwei dazugehörigen Glieder bzw. deren Gliedkoordinatensysteme. Diese Gleichungen werden später benutzt, um ein nichtlineares Gleichungssystem zur Lösung des direkten bzw. indirekten kinematischen Problems anzugeben.

Nr.	Zwangsbedingung für GKS j und k	Gleichung
C ₁	Beide GKS teilen sich einen Punkt \vec{p} im WKS.	$\vec{t}_j + R(\vec{\varphi}_j) * \vec{p} - \vec{t}_k - R(\vec{\varphi}_k) * \vec{p} = \vec{0}$
C ₂	Beide GKS besitzen gleiche Orientierung im WKS.	$\vec{\varphi}_j - \vec{\varphi}_k = \vec{0}$
C ₃	Beide GKS besitzen je einen Achsenvektor \vec{a} , die im WKS parallel sind.	$R(\vec{\varphi}_j) * \vec{a} - R(\vec{\varphi}_k) * \vec{a} = \vec{0}$
C ₄	Beide GKS besitzen je einen Achsenvektor \vec{a}_j und \vec{a}_k , die im WKS senkrecht sind.	$R(\vec{\varphi}_j) * \vec{a}_j \cdot R(\vec{\varphi}_k) * \vec{a}_k = 0$
C ₅	Punkt \vec{p} im GKS j liegt auf Achse von GKS k .	$(\vec{t}_j + R(\vec{\varphi}_j) * \vec{p} - \vec{t}_k - R(\vec{\varphi}_k) * \vec{p}) \times (R(\vec{\varphi}_k) * \vec{a}) = \vec{0}$

Tabelle 1: Elementare Zwangsbedingungen zwischen Gliedkoordinatensystemen als Gleichungen

Die Modellierung realer Gelenke erfolgt nun auf Basis der elementaren Zwangsbedingungen. Reale Gelenke stellen meist eine Kombination dieser fünf elementaren Zwangsbedingungen dar. In Tabelle 2 wird diese Vorgehensweise der Kombination von elementaren Zwangsbedingungen an vier realen Gelenken beispielhaft gezeigt.

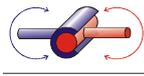
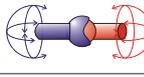
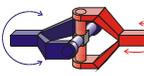
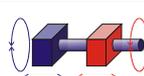
Gelenktyp		Zwangsbedingungen
Drehgelenk		C_1, C_3
Kugelgelenk		C_1
Kardangeln		C_1, C_4
Schubgelenk		C_3, C_5

Tabelle 2: Modellierung von räumlichen Gelenken mittels elementaren-Zwangsbedingungen

Das Verfahren stellt die Basis zur Ableitung des steuerungstechnischen Gleichungssystems bereit, wobei die Glieder des betrachteten Mechanismus in lokale Koordinatensysteme gebettet werden und deren jeweilige Kopplung (Zwangsbedingung) durch die definierten Gelenkstrukturen in nichtlinearen algebraischen Gleichungen abgelegt sind. Jede innerhalb der Kinematik existierende Zwangsbedingung liefert eine bestimmte Anzahl an Gleichungen zur Beschreibung der kinematischen Struktur. Das entstehende nichtlineare und oftmals auch überbestimmte Gleichungssystem wird mit Hilfe des Newton-Verfahrens linearisiert. Das linearisierte, überbestimmte Gleichungssystem wird durch eine lineare Ausgleichsrechnung (Householderverfahren) numerisch gelöst. Die Lösungen des Gleichungssystems stellen die Bewegungsmöglichkeiten (Positionen) der betrachteten Glieder dar.

Die Betrachtung der aktiven und passiven Gelenkfreiheitsgrade und deren mathematische Formulierung bilden das Bindeglied zwischen der getriebetechnischen Struktursynthese und der im Rahmen des Projekts entwickelten mehrkörperorientierten Modellierungsweise paralleler Strukturen.

AUFBAU DER DEMONSTRATIONSPLATTFORM TRIPODSTRUKTUR

Eine zu Beginn der Forschungsarbeiten durchgeführte Marktstudie verfolgte das Ziel, eine Datenbasis zur Entwicklung parallelkinematischer Strukturen, die anwendungsspezifisch aus Standardelementen aufgebaut werden können, zu ermitteln. Die aus dieser Studie resultierende Forderung der Märkte nach flexibel konfigurierbaren Handhabungsstrukturen unterstützt den verfolgten forschungsseitigen Ansatz, parallelkinematische Strukturen aus Standardelementen mit Hilfe eines mechanischen Baukastensystems zu konfigurieren und aufzubauen. Neben der mechanischen Entwicklung kann durch die beschriebene Vorgehensweise auch die kinematischen Beziehungen auf dergleichen Basis abgeleitet werden. Die Forderung vieler

Unternehmen nach einer Erhöhung der Freiheitsgradanzahl kann durch eine geeignete Auswahl und Anpassung der Gelenktypen in einer Tripodstruktur realisiert werden. Als Demonstrationsplattformen wurde im Rahmen dieses Projekts eine Tripodstruktur mit dem Freiheitsgrad drei umgesetzt.

Das Zentrum des entwickelten Tripoden bildet eine dreieckig gestaltete Arbeitsplattform. Die Lageraufnahmen wurden hierbei in die Arbeitsplattform integriert, um einerseits die Anzahl der Bauteile zu reduzieren und andererseits um Fehler, bedingt durch Montageeinflüsse, zu verringern. Da die Tripod-Achsen identisch gestaltet wurden, beschränken sich die Erläuterungen auf eine einzelne Antriebsachse, ausgehend von der Arbeitsplattform. Für die passive Lagerung zwischen Antrieb und Plattform wurde ein Freiheitsgrad $f=3$ gewählt, um die gewünschten Bewegungsformen realisieren zu können. Die Umsetzung des Freiheitsgrads an der Arbeitsplattform des Tripoden erfolgt durch ein Kardangelenk und eine angestellte Lagerung. Die Ausführung einer angestellten Lagerung ist notwendig, um den Freiheitsgrad des Kardangelenkes ($f=2$) an den geforderten Freiheitsgrad ($f=3$) anzupassen. Als Lagerungsform wurde eine angestellte Lagerung in O-Ausführung ausgewählt, die auch die Aufnahme der axialen Kräfte gewährleistet. Die Verbindung zwischen dem Kardangelenk und der oberen Lagerung am Antriebsmodul bildet ein Stab von 500 mm Länge. Die obere passive Lagerung besteht aus einer angestellten Lagerung und realisiert einen Freiheitsgrad von $f=1$. Die Verbindung zwischen der Achse und dem Stab wird durch eine Klemmverbindung hergestellt. Die Achse ist wiederum in zwei Lagerböcken gelagert. Die Lagerböcke sind mit einer Adapterplatte verschraubt, die auf dem Antriebsmodul des Linearsystems montiert ist. Als Antriebseinheit, die gleichzeitig den letzten Freiheitsgrad in der kinematischen Kette bildet, wurde das BOSCH-REXROTH Modul PSK60 ausgewählt. Somit ergibt sich für die kinematischen Ketten die folgende, in Bild 1 und Bild 2 dargestellte Form.



Bild 1: Paralleler Mechanismus Tripod



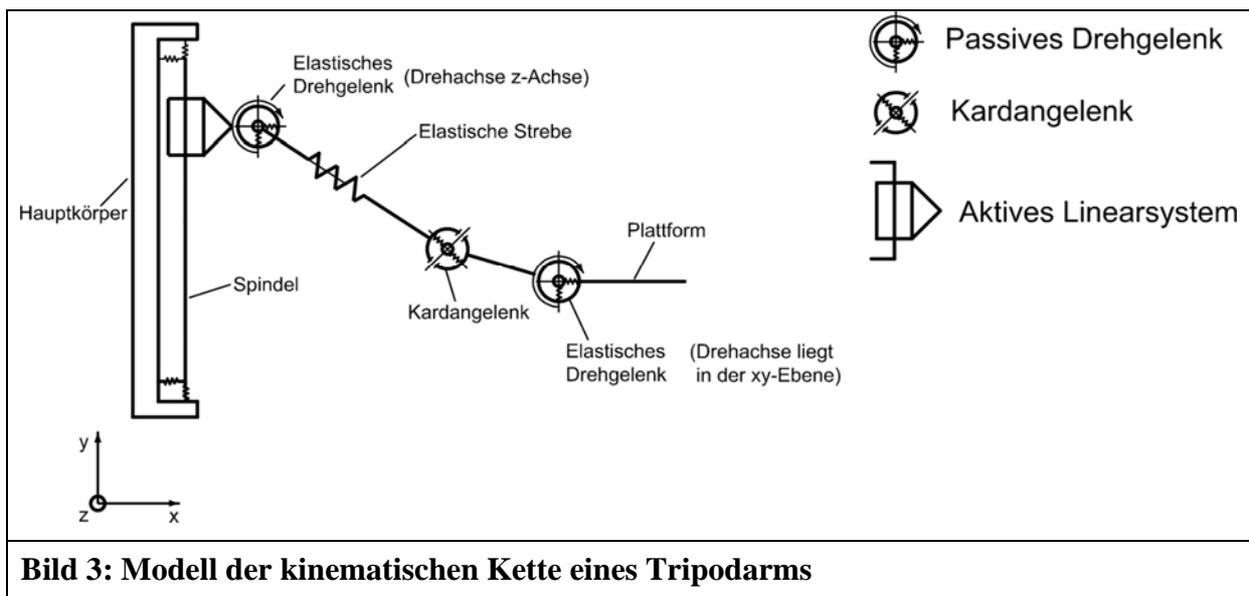
Bild 2: Validierungsplattform Tripod

AUFBAU DER MEHRKÖRPERSYSTEME UND ERGEBNISSE DER BERECHNUNGEN

Im Rahmen der virtuellen Produktentwicklung parallelkinematischer Maschinensysteme spielt der Einsatz kommerzieller Softwaresysteme im Hinblick auf die Verkürzung der Entwicklungszeiten und einer damit verbundenen Reduzierung der Entwicklungskosten eine zunehmende Rolle. Eine Möglichkeit, die Lösungen des abgeleiteten Gleichungssystems zu verifizieren, besteht in der Integration des Lösungsvektors in eine MKS-Umgebung oder in dem Vergleich der Ergebnisse des kommerziellen Systems mit dem entwickelten Verfahren zur Ableitung der Transformationsbeziehungen. Im Rahmen der ersten Validierung des Systems wird der Lösungsvektor einer einfachen Kippbewegung der Tripodplattform als Bewegungsvorgabe in die MKS-Umgebung implementiert und das Verhalten der Kippbewegung bei unterschiedlicher Diskretisierung verschiedener Maschinenelemente und Systeme untersucht. Für die Modellierung der Mehrkörpermodelle wird das kommerzielle Simulationssystem MSC ADAMS verwendet. Das Hauptaugenmerk bei der Erstellung der Mehrkörperstrukturen liegt in der Modellierung der bewegten Koppelstellen, also der Lagereinheiten und Gelenkstrukturen, sowie der Integration flexibler Teilelemente, wie z. B. Streben oder Achsen. [2] Zur Modellierung der Lagereigenschaften erlaubt das Simulationssystem ADAMS die Kopplung zweier Glieder über Kraftelemente oder GENERAL FORCE (GFORCE) Elemente. Dieses Element ermöglicht es, je drei frei definierbare Kräfte und Momente zwischen zwei Körpern aufzuprägen. Dabei können die Variablen des GFORCE-Elements als eine zur Lauf-

zeit auswertbare Funktion angegeben werden. Zur Modellierung eines linear-elastischen Lagerverhaltens wird die Kraft zwischen dem Innen- und Aussenring des Lagers proportional zur Verschiebung der beiden Bauteile angenommen und als Funktion in der Modellstruktur hinterlegt. Da Wälzlager jedoch ein nichtlineares Steifigkeitsverhalten besitzen, werden im Modell nichtlineare Lagerkennlinien in die beschriebenen GFORCE-Elemente zwischen Lagerinnenring und Lageraussenring integriert. Die Berechnung der Steifigkeitskennlinien der verwendeten Lagertypen erfolgt dabei in einem separaten Programmsystem.

Neben der Modellierung der Lagereigenschaften in den Gelenkstrukturen sind auch Elemente der Linearantriebe entsprechend diskretisiert. Dabei ist in der Modellstruktur des Linearmoduls die längenabhängige Steifigkeit der Spindelmutter und des daran befestigten Führungswagens durch eine analytische Funktion berücksichtigt. Die beiden Endlagerungen des Linearsystems sind wiederum durch entsprechende GFORCE-Elemente in der Modellstruktur des Linearantriebs abgebildet. Das folgende Bild 3 zeigt eine Diskretisierungsstufe der kinematischen Kette der Tripodstruktur mit einer nichtlinearen Lagerkennlinie und einer elastischen Strebe.



Um den Einfluss der unterschiedlichen Diskretisierungsstufen und damit auch der verschiedenen Elemente zu untersuchen, wird zunächst eine reine Kippbewegung der TCP-Plattform um die x-Achse untersucht. Bei dieser Bewegung wird die Plattform mit einer Geschwindigkeit von 0,2 rad/s aus der unverkippten Ausgangslage auf 0,20 rad positioniert.

Die Berechnung des Modells ergibt, dass sich die TCP-Plattform auf einen Winkel von 0,1935 rad verkippt und damit eine Abweichung von 6,5 mrad in der Endlage aufweist.

Der Einfluss der nichtlinearen Lagerelastizitäten fällt mit einer Abweichung von 6,5 mrad recht deutlich aus. Dass sich an der Plattform ein geringerer Kippwinkel einstellt, ist durchaus

nachvollziehbar, da auf Grund der unterschiedlichen Masseanteile an den Streben unterschiedliche Lagerreaktionen entstehen und sich die Plattform durch den Schwerkräfteinfluss unterschiedlich verschiebt.

Neben der Berücksichtigung der Lagerelastizitäten ist auch die Nachgiebigkeit der Streben in der Modellstruktur berücksichtigt worden. Die Einbindung der flexiblen Teilelemente erfolgt über die standardisierte Schnittstelle im Programmsystem ADAMS. Den Ausgangspunkt eines jeden flexiblen Körpers in ADAMS bildet dabei die so genannte modale Neutraldatei (MNF – MODAL NEUTRAL FILE), welche im Binärformat vorliegt und daher plattformübergreifend genutzt werden kann. Sie beinhaltet die Geometrie des Bauteils, Knotenkoordinaten, -massen und -trägheiten, modale Eigenschaften (Eigenwerte, -formen, Modalmatrix, generalisierte Massen- und Steifigkeitsmatrix) und weitere allgemeine Informationen. Die MNF-Datei bleibt dabei als eigenständiges File erhalten und ist nicht in die ADAMS-Binär- (.BIN) bzw. ADAMS-Command-Datei (.CMD) integriert.

Die Elastizitäten der Streben führen bei der Berechnung des Plattformkippwinkels ebenfalls zu einem geringeren Orientierungswinkel als durch die ideale Steuerungsvorgabe eingestellt wird. Man erkennt, dass sich der Kippwinkel durch Integration der flexiblen Streben im Gegensatz zu der Modellstufe mit ausschließlicher Berücksichtigung der Lagerelastizitäten auf 0,1989 rad erhöht, aber damit auch kleiner ist als die ideale Steuerungsvorgabe. Mit 1,1 mrad ist die Abweichung jedoch deutlich geringer als in der vorher betrachteten Modellstufe. Die nachfolgende Tabelle 3 zeigt eine Übersicht über die bisher betrachteten Modellstufen und den berechneten Orientierungswinkel.

Diskretisierungsstufe Modell	Kippwinkel Vorgabe [rad]	Kippwinkel Simulation [rad]	Abweichung [mrad]
Lineares Lagermodell (Modellstufe 1)	0,20 rad	0,1991 rad	0,9 mrad
Nichtlineares Lagermodell (Modellstufe 2)	0,20 rad	0,1935 rad	6,5 mrad
Nichtlineares Lagermodell mit flexiblen Streben (Modellstufe 3)	0,20 rad	0,1989 rad	1,1 mrad

Tabelle3: Zusammenstellung der Berechnungsergebnisse verschiedener Modellstufen des Tripoden

Die Veränderung des Kippwinkels von der nichtlinearen Lagermodellstufe auf die Modellstufe mit flexiblen Streben kann auf unterschiedliche Kardangelenkwinkel an der Tripodplattform zurückgeführt werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass alle berechneten Modellstufen einen kleineren Orientierungswinkel aufwiesen als durch die Steuerungsvorgabe angegebenen Winkel von 0,2 rad. Im nächsten Abschnitt soll anhand der aufgebauten Demonstrationsplattform das Orientierungsverhalten der TCP-Plattform experimentell untersucht werden und die ermittelten Daten mit den Berechnungsergebnissen verglichen werden.

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Im Rahmen von messtechnischen Untersuchungen der beiden Demonstrationsplattformen wurden mit Hilfe der Laserabstandssensoren die Bahnkurven und Orientierungen der jeweiligen Arbeitsplattformen ermittelt und deren Abweichung mit der jeweiligen idealen Steuerungsvorgabe in der Endlage bzw. mit einem Referenzkreis verglichen. Nachfolgend sollen die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen der Tripodplattform bei einer Verkipfung des Tool-Center-Points auf 0,2 rad dargestellt und mit den, durch die Mehrkörperstrukturen berechneten Werten verglichen werden. In Bild 6 ist die Anordnung der Lasersensoren zur Erfassung der Plattformorientierung der Tripodplattform dargestellt. Das Messkonzept basiert auf der Erfassung dreier Abstände zwischen der Grundplattform des Tripoden und der TCP-Plattform.

Aus der analytischen Geometrie ist bekannt, dass sich eine Ebene durch drei Punkte im Raum eindeutig definieren lässt. Zwischen zwei Ebenen kann auf verschiedene Weise der Schnittwinkel der sich schneidenden Ebenen berechnet werden. Übertragen auf die Messaufgabe bedeutet dies, dass die TCP-Plattform als Ebene, oder besser gesagt als Ebenenschar, bei der Orientierungsänderung diskretisiert und als entsprechende Ebenengleichungen dargestellt wird. Um die Ebenenschar bestimmen zu können, werden durch die drei Laserabstandssensoren drei Höhenkoordinaten gemessen. Die Längenmesssensoren werden dabei auf dem unteren Rahmendreieck platziert, so dass die drei Laserstrahlen bei einer entsprechenden Orientierung auf die TCP-Plattform treffen (Bild 4, Bild 5).

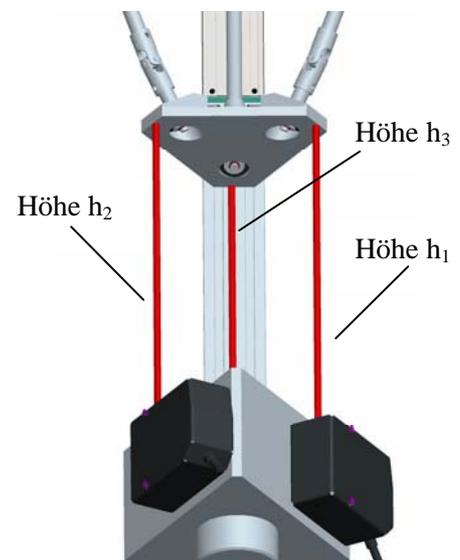


Bild 4: Prinzip der Orientierungsmessung der Tripodplattform mittels dreier Laserabstandssensoren

Die Ebenengleichung wird auf Basis eines Stützpunktes und zwei Richtungsvektoren definiert. Dabei wird die Position der Lasersensoren auf der Grundplattform durch die Koordinaten x und y dargestellt. Der gemessene Abstand zur Plattform bildet die jeweilige z -

Koordinate. Während die Koordinate des Lasersensors 1 dabei den Stützpunkt der Ebenenschar bildet, stellen die jeweiligen Differenzvektoren der Laser 2 und 3 in Bezug auf Laser 1 die Richtungsvektoren der Ebenenschar dar. Nachdem die jeweilige Ebene bestimmt ist, kann man auf unterschiedliche Weise den Schnittwinkel mit den Koordinatenachsen berechnen. Eine Möglichkeit besteht darin, den jeweiligen Normalenvektor auf die TCP-Ebene (Ebenenschar) zu ermitteln und den entsprechenden Schnittwinkel mit den Normalenvektoren der Grundebenen zu berechnen.



Bild 5: Mess-System Tripod

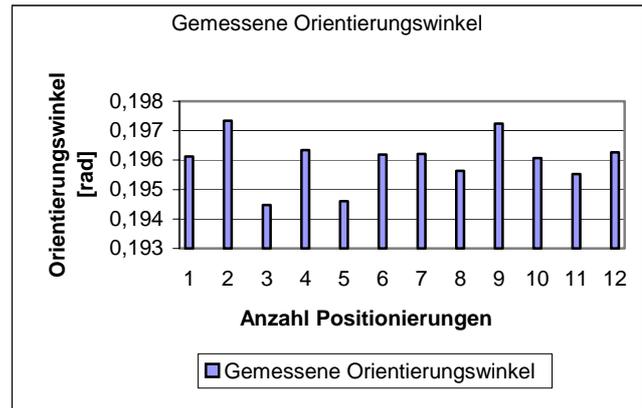


Bild 6: Gemessene Orientierungswinkel Tripodplattform [rad]

In den experimentellen Untersuchungen der Bewegung der Tripodplattform ist zunächst das Orientierungsverhalten der TCP-Plattform in der Endposition näher betrachtet worden. Der durch die Koordinatentransformation zur Verfügung gestellte Lösungsvektor wird den Motoren als einzige Steuerungsvorgabe übergeben. Die von den Lasersensoren zur Verfügung gestellten Orientierungen werden nicht zur Orientierungsregelung der TCP-Plattform verwendet, so dass die Endpositionierung rein auf Basis der Positionsregelung der drei Motoren erfolgt. Die bei einer Vorgabe des idealen Steuerungswerts von 0,2 rad und einer mittleren Kippwinkelgeschwindigkeit von 0,12 rad/s aufgenommenen Orientierungswinkel liegen zwischen 0,19455 und 0,19734 rad (Bild 6). Die Ursache für die Streuung der aufgenommenen Werte ist vermutlich auf die Reibung in den Lagerstellen zurückzuführen und bisher nicht weiter untersucht worden.

Modell	Vorgabe [rad]	Ergebnis [rad]
Stufe 1	0,2 rad	0,1991 rad
Stufe 2	0,2 rad	0,1935 rad
Stufe 3	0,2 rad	0,1989 rad

Versuch	Vorgabe [rad]	Messung [rad]	Bemerkung
	0,2 rad	0,19455 rad	Minimum
	0,2 rad	0,19734 rad	Maximum

Tabelle 4: Zusammenstellung der Versuchs- und Berechnungsergebnisse

Die gemessenen Kippwinkel zeigen bei der betrachteten Kippgeschwindigkeit eine gute Übereinstimmung mit den durch die Mehrkörperstruktur berechneten Kippwinkeln. Das Mehrkörpermodell mit flexiblen Streben zeigt dabei mit einem berechneten Winkel von 0,1989 rad die geringste Abweichung von den gemessenen Orientierungswinkeln. In Anbetracht der Tatsache, dass die Ergebnisse mit der Integration der flexiblen Streben das Orientierungsverhalten der Plattform besser beschreiben, werden in zukünftigen Modellstufen weitere flexible Bauteile in das Gesamtsystem integriert werden, um die Berechnung des Orientierungswinkels weiter zu verbessern. Des Weiteren ist die Steuerung des Demonstrators durch einfache Korrekturmodelle zu erweitern, um die vorgegebenen Endlagen anfahren zu können. Weitere experimentelle, detaillierte Untersuchungen sollen das Verhalten der Plattform bei einer gegebenen Folge von Orientierungsänderungen untersuchen und das dynamische Positionierverhalten der Kinematik betrachten.

AUSBLICK UND ANWENDUNGSPERSPEKTIVE

Die sich aus den Projektergebnissen ergebenden zukünftigen Arbeiten werden sich auf mehrere Gebiete konzentrieren. Zum einen ist das mehrkörperorientierte Modellierungsverfahren zur Darstellung des direkten und inversen kinematischen Problems in eine KMU-spezifischen Entwicklungsumgebung für serielle und parallele Handhabungs-, Lager- und Transportsysteme zu erweitern. Neben der Analyse und Synthese der Mechanismen soll die Plattform den Anwender auch bei der Steuerungscodegenerierung und Sensoreinbindung unterstützen. Darüber hinaus zeigen die Ergebnisse des Projekts, dass die Modellierung von Maschinensystemen und Maschinenelementen innerhalb kommerzieller Softwaresysteme einen wichtigen Beitrag zur zukünftigen Optimierung von mechanischen, als auch regelungstechnischen Teilsystemen der Kinematiken leisten kann. Dabei soll der Fokus auf der Modellierung von Linearsystemen liegen, die ein zentraler Baustein bei der Entwicklung von seriellen und parallelen Handhabungsstrukturen sind. Neben den umfangreichen Modellbetrachtungen sind detaillierte experimentelle Untersuchungen einzelner Linearsystem, insbesondere einer Linearführung geplant, die als Datenbasis zur Verbesserung des bestehenden physikalischen Demonstrators, als auch der Mehrkörpermodelle eingesetzt werden soll.

Literatur- bzw. Quellenhinweise:

[1] Hartenberg, R.S. Denavit, J. (1964), Kinematic Synthesis of Linkages, New-York, McGraw-Hill.

[2] Hahn, K.; Nicola, A.; Sauer, B.: Optimierung der Gelenkeigenschaften eines PKM-Prototypen zur Erhöhung der Arbeitsgenauigkeit
Veröffentlichung: Antriebstechnik Heft 10 2003; Seite 52-56

Autorenangabe(n):

Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Technische Universität Kaiserslautern; Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik

Gottlieb-Daimler-Straße

67663 Kaiserslautern

Tel.: 0631-205-3405

E-mail: sauer@mv.uni-kl.de/

Dipl.-Ing. Torsten Groß

Technische Universität Kaiserslautern; Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik

Gottlieb-Daimler-Straße

67663 Kaiserslautern

Tel.: 0631-205-3312

Fax: 0631-205-3716

E-mail: tgross@mv.uni-kl.de