

Tagungsband

4. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2006

am 28. und 29.09.2006
im Ostseebad Kühlungsborn

Herausgegeben von

Klaus Brökel
Universität Rostock
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/CAD

Karl-Heinz Grote
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Institut für Maschinenkonstruktion

Ralph Stelzer
Technische Universität Dresden
Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion

Shaker Verlag Aachen 2006

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Copyright Shaker Verlag 2006

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN-10: 3-8322-5484-6

ISBN-13: 978-3-8322-5484-1

ISSN 0945-0831

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort

Der erste Veranstaltungszyklus des „Gemeinsamen Kolloquiums Konstruktionstechnik“, veranstaltet von den Instituten für Maschinenkonstruktion der Universitäten Magdeburg und für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion der Technischen Universität Dresden sowie dem Lehrstuhl für Konstruktionstechnik der Universität Rostock wurde mit drei Kolloquien in Kühlungsborn 2003, in Dresden 2004 und in Magdeburg 2005 zu einem kontinuierlichen Erfolg für alle Teilnehmer und Veranstalter. Die Vielfalt der angebotenen Themen verdeutlichte die überaus große Streuung der Inhalte, die mit der Konstruktionstechnik im Rahmen der Produktentwicklung verbunden sind. Neben den auch in anderen Disziplinen typischen analysierenden und systematisierenden Tätigkeiten ist die Konstruktion eine integrierende Wissenschaft, die heute stärker mit anderen Disziplinen verbunden ist, als je zuvor.

Traditionell sind die engen Verknüpfungen der Konstruktionstechnik mit der Angewandten Mechanik und der Werkstofftechnik. Der Vortragsschwerpunkt „Experimentelle Produktentwicklung und neue Werkstoffe“ widmet sich speziell der Entwicklung und Anwendung moderner und innovativer Verbundwerkstoffe. Die Produktentwicklung mit Methoden der Rechnergestützten Konstruktion durch die Einführung und Anwendung integrierter CAD-Systeme hat zu einer sehr engen Verbindung der Konstruktionstechnik mit der Angewandten Informatik geführt. In dem Schwerpunkt des Kolloquiums „Virtuelle Produktentwicklung und Angewandte Informatik“ werden aktuelle Forschungsergebnisse dieses Forschungsgebietes präsentiert und diskutiert. Forschung und Produktentwicklung mit Hilfe materieller und virtueller Prototypen sind Gegenstand des Komplexes „Modellierung und Simulation für die Produktentwicklung“. An den drei Universitäten in Dresden, Magdeburg und Rostock bestehen enge Kooperationen mit Forschungsbereichen der Regenerativen Medizin. Produktentwicklung im medizinischen Umfeld bedeutet eine Reihe weiterer Randbedingungen in die Untersuchungen einzubeziehen, die für den Maschinenbau nicht relevant sind. Spezielle Forschungsergebnisse und Besonderheiten sind Inhalt des vierten Schwerpunktes des Kolloquiums „Produktentwicklung und regenerative Medizin“.

Ich bedanke mich bei allen Autoren für Ihre aktive Teilnahme am Gemeinsamen Kolloquium „Konstruktionstechnik 2006“ durch die Einreichung von Manuskripten und die Präsentation ihrer wissenschaftlichen Zielstellungen und Resultate und wünsche allen Teilnehmern einen angenehmen Aufenthalt im Ostseebad Kühlungsborn.

Mein besonderer Dank gilt den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern meines Lehrstuhles sowie den Partnern in Dresden und Magdeburg die mit viel Freude, Einsatz und Initiative für ein weiteres und erfolgreiches Gemeinsames Kolloquium gearbeitet haben.

Rostock, August 2006

Klaus Brökel

Inhalt**Federn aus faserverstärkten Kunststoffen als Systembestandteil**

G. Scharr, Universität Rostock..... 1

Kunststoff als Konstruktionswerkstoff im sekundären Explosionsschutz

F. Engelmann, D. Sohn, Magdeburg, S. Mecke, Braunschweig..... 9

Experimentelle Untersuchungen an wellig eingebrachten Faserverstärkungen in einer weichen Polyurethanmatrix**Experimental investigations on fibre waviness in flexible matrices.**

J. Brökel, G. Scharr, Universität Rostock..... 23

Qualifizierung des Zünddurchschlagverhaltens von flammenlöschenden Materialien zur Unterstützung des Konstruktionsprozesses von druckfesten Gassensoren

S. Mecke, D. Markus, M. Thedens, U. Klausmeyer, Braunschweig

A. Hillinger, F. Engelmann, Bad Schmiedeberg..... 33

Aspekte des Explosionsschutzes bei der Konstruktion von mechanischen Geräten

R. Träger, Magdeburg, M. Beyer, Braunschweig, K.-H. Grote, Magdeburg..... 47

Nutzung von prä- und postoperativen 3D-Scandaten - zur Vorhersage kieferchirurgischer Operationsergebnisse

C. Schöne, R. Stelzer, TU Dresden..... 65

A Template to Match the Lower Extremity of the Femur

S. Baksi, K. -H. Grothe, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg..... 73

Experimentelle und numerische Untersuchungen zu einem neuartigen Pfannensystem für die Hüftendoprothesen-Revision**Experimental and numerical analysis into a new acetabular cup for total hip revision arthroplasty**

D. Klüß, R. Bader, A. Bayer, A. Fritsche, E.-D. Klinkenberg, K.-P. Schmitz,

W. Mittelmeier, Rostock..... 83

Bewegungs- und Luxationssimulator für Endoprothesen

C. Kliewe, K. Brökel, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/ CAD, Universität Rostock

W. Mittelmeier, R. Bader, Orthopädische Klinik und Poliklinik, Universität Rostock..... 93

Methodische Vorgehensweise bei der Entwicklung eines aufbereitungs-gerechten Medizinprodukts

Z. Škultétyová, Magdeburg..... 105

Numerische Simulation des menschlichen Hirns für die präoperative Planung von Entlastungskraniektomien

H.-P. Prüfer, Bochum; I. Odabas, M.Sc., Bremen.....113

Probleme der parametrische Modellierung von Scandaten in CAD-Systemen und adaptive Lösungsverfahren

H. Klein, K. Brökel..... 123

Verminderung von Eigenspannungen in Stahlgussstücken R. Hartmann, TU Bergakademie Freiberg, V. Popkov, S. Poliakov, ehem. Mitarbeiter der Edelstahlwerke Schmees GmbH Pirna.....	131
Produktoptimierung unter Verwendung von immersiven Projektions- und Klang-feldsystemen S. Husung, E. Lotter, Technische Universität Ilmenau.....	141
Ähnlichkeitskennzahlen als Produktdarstellende Modelle zur methodischen Unterstützung der Synthese, Beurteilung und Optimierung von Lösungen M. Deimel, H.-J. Franke.....	149
Entwicklung und Konstruktion eines Wellenenergieumwandlungssystems Entwicklung, Konstruktion und Erprobung eines Versuchsstandes zur Umwandlung von Meereswellenenergie in elektrische Energie nach dem Prinzip Point Absorber in Verbindung mit einem Lineargenerator J. Siegl, P. Pentschew, Rostock.....	177
Entwicklung eines virtuellen Bedienkonzepts für Maschinen R. Steitzer, W. Steger, T. N. Doan, TU Dresden.....	189
Entwurf heterogener Systeme in frühen Phasen der Produktentwicklung Modeling of heterogeneous systems in early design phases T. Brix, U. Döring, M. Reeßing, Ilmenau.....	197
VR-basierte Technologieentwicklung und Maschinenkonfiguration VR-based technology development and machine configuration T. Nestorović Trajkov ^{1,2} , S. Straßburger ¹ , R. Franke ¹ , ¹ Fraunhofer Institute for Factory Operation and Automation IFF Magdeburg ² Otto-von-Guericke Universität Magdeburg.....	213
Bestimmung der Steifigkeit elastischer ringförmiger Kupplungen mit nichtmetallischen elastischen Elementen unter Berücksichtigung von konstruktiven und Betriebsparametern W. Hadjiiski, UFT–Plovdiv; T. Atanassov, TU- Varna.....	223
Wie sinnvoll ist virtuelle Produktentwicklung bei neuartigen Kunststoffen? Simulation mittels ICROS und Prototypentests B. Alber, F. Rieg, R. Hackenschmidt, Universität Bayreuth.....	235
Die Umsetzung interdisziplinären Wissens bei der Projektierung und Konstruktion elektrohydraulischer Schiffsanlagen H. Schnegas, Hochschule Wismar.....	245
Autorenverzeichnis.....	255

Federn aus faserverstärkten Kunststoffen als Systembestandteil

Prof. Dr.-Ing. **G. Scharr**, Universität Rostock;

Kurzfassung

Faser-Kunststoff-Verbunde (FKV) ermöglichen die Konstruktion von leistungsfähigen Leichtbau-Strukturen. Diese Werkstoffe (z.B. CFK u. GFK) finden nicht nur im Flugzeugbau, sondern beispielsweise auch im Automobil- und Maschinenbau, in der Energietechnik, Medizintechnik sowie bei Sportgeräten ihren Einsatz. Aufgrund ihrer hervorragenden mechanischen Eigenschaften (Ermüdungsverhalten, spezifische Festigkeit und Steifigkeit) sind FKV als Federwerkstoffe besonders gut geeignet. Als Blattfedern haben sie ihre Bewährungsprobe in der Technik und bei Sportgeräten bestanden.

Am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/Leichtbau, wurden in den letzten Jahren neuartige FKV-Federn (vor-)entwickelt. Bevorzugte Einsatzgebiete sind beschleunigte Strukturen und Systeme, wo der Leichtbau ein ‚Muss‘ ist. Unter anderem ist ein luftdruckloser Reifen, bei dem eine FKV-Feder den Luftreifen ersetzt, dargestellt. Die Situation ‚platter Reifen‘ ist somit ausgeschlossen.

Abstract

Fibre reinforced plastics are light weight materials with very good properties. They've already proofed their capabilities as structure materials and also as spring materials in several fields (sports equipment, vehicles, and so on). New fibre composite springs have been developed for applications. These are elements for light weight constructions and for pressure less tyre. Light weight, comfortable and never running flat are the main advantages.

1. Einleitung

Faserverstärkte Kunststoffe die für elastische Federn eingesetzt werden, bestehen in der Regel aus Endlosfasern und Duroplast- oder Thermoplastmatrix. Vorzugsweise kommen Glas- oder Kohlenstofffasern zum Einsatz und der Fasergehalt beträgt regelmäßig über 50 Vol.-%. In Hauptbeanspruchungsrichtung sind die Verstärkungsfasern orientiert (siehe Bild 1).

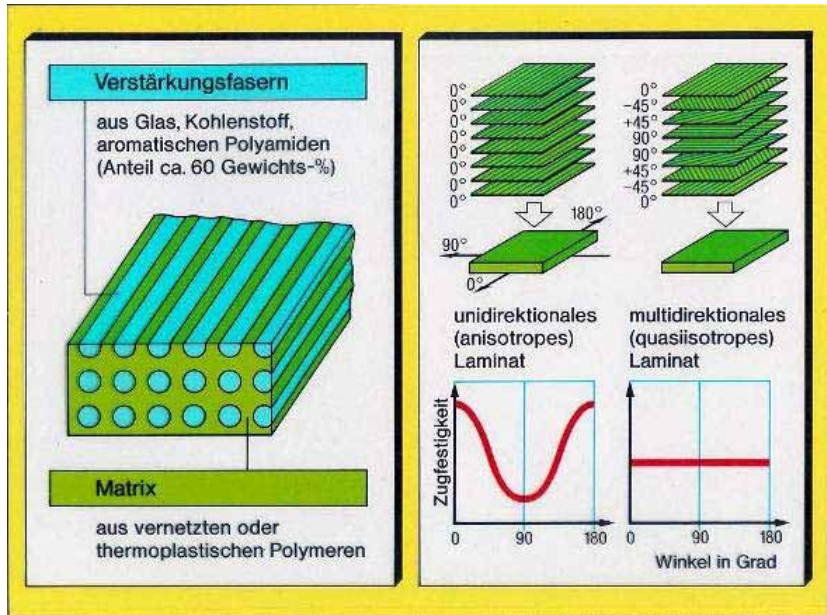


Bild 1: Aufbau von Faser- Kunststoff- Verbunden

Die Vorteile der faserverstärkten Kunststoffen findet man in der Regel auch bei FKV-Federn wieder. In Tabelle 1 sind einige Vor- und Nachteile aufgelistet. Als positive Eigenschaften sind an dieser Stelle das Energiespeichervermögen, das Ermüdungsverhalten, das Bruchverhalten und die geringe Dichte zu nennen.

<u>Vorteile:</u>	<u>Nachteile:</u>
- hohe Elastizität	-Kosten
- geringes Kriechen	-Berechnung
- hohe spezifische Festigkeit	-Industrielle Produktion
- hohe spezifische Steifigkeit	-Überwachung/ Testen
- gutes 'fail safe' Verhalten	-Recycling
- gutes Dämpfungsverhalten	
- gute Korrosionsbeständigkeit	
- geringe Wärmeausdehnung	
- Federsteifigkeit unabhängig von Temperatur und Frequenz	

Tabelle 1: Vor- und Nachteile von Faser-Kunststoff-Verbund und FKV-Federn

2. FKV-Blatt- / Biegefedern bei Sportgeräten und in der Technik

Federn aus faserverstärkten Kunststoffen, insbesondere aus glasfaserverstärkten Kunststoffen, gibt es schon seit einigen Jahrzehnten. Häufig sind es Blattfedern bzw. Biegefedern, die beispielsweise bei Sportgeräten (siehe Bild 2 und 3) eingesetzt werden. Unten sind nur zwei von viele Beispielen zu sehen.



Bild 2: Bogenschießen



Bild 3: Stabhochsprung



Bild 4: CFK-Fußfeder



Bild 5: GFK-Blattfeder [BASF]

Blattfedern aus faserverstärkten Kunststoffen werden auch in der Orthopädie, z. B. bei Exo-Prothesen eingesetzt. Bild 4 zeigt eine künstliche Fußfeder aus CFK.

In der Fahrzeugtechnik wurden Anfang der 80iger Jahre die ersten GFK-Blattfedern für Fahrachsen entwickelt. Als erstes Automobil hatte der amerikanische Sportwagen *Corvette* eine GFK-Blattfeder. Einige Jahre später folgten Entwicklungen von Blattfedern für Nutzfahrzeuge. Die BASF in Ludwigshafen hatte vor etwa 15 Jahren eine leistungsfähige Blattfeder für eine Nutzfahrzeughinterachse entwickelt (siehe Bild 5). Diese ist zirka 60 % leichter als eine vergleichbare Stahlblattfeder.

3. Neuartige FKV-Federn

Am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/Leichtbau der Universität Rostock wurden in den letzten neuartige Federn aus faserverstärkten Kunststoffen entwickelt [1].

Begonnen wurde vor zirka zehn Jahren mit der Ring-/Reibungsfeder aus CFK. Dieser Federtyp ist in der Lage hohe Kräfte aufzunehmen und geringe Kräfte abzugeben. Die Federkennlinie zeigt zwischen Be- und Entlastungsverlauf eine großflächige Hyterese auf. Bei diesem Federtyp ist die Materialausnutzung extrem gut. Die CFK-Feder wiegt gegenüber der vergleichbaren Stahlfeder nur etwa 30%. Das statische und dynamische Federungsverhalten ist in umfangreichen Untersuchungsreihen getestet worden. In Bild 6 ist diese inzwischen patentierte FKV-Feder abgebildet.

Weitere Neuentwicklungen folgten, wie beispielsweise das Ringfeder-Motorlager aus carbonfaserverstärktem Kunststoff, siehe Bild 8. Dieses Motorlager zeigt geringeres Setzungsverhalten, geringere Temperatur- und Frequenzabhängigkeit sowie ein besseres Ermüdungs- und Alterungsverhalten als ein Gummi-Metall-Lager. Im Rahmen eines Projektes bei der Continental AG wurde dieses Lager vorentwickelt.

Vor wenigen Monaten haben die Forschungs- und Entwicklungsarbeiten an CFK-Rollfedern (siehe Bild 7) und CFK-Spiralfedern (siehe Bild 9) begonnen. Bei beiden Federtypen wird der Federwerkstoff auf Biegung beansprucht [2].



Bild 6: CFK-Ring- / Reibungsfeder



Bild 7: CFK- Rollfeder

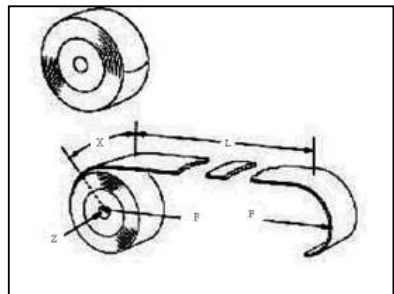


Bild 8: CFK-Motorlager [DE 10110604]



Bild 9: CFK-Spiralfeder [DE 105054314]

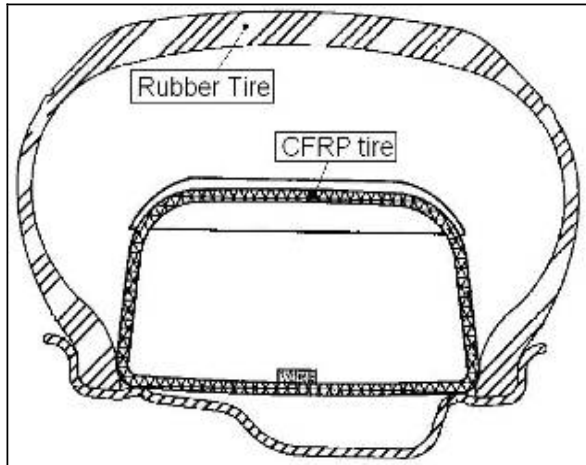


Bild 10: FKV-Notlaufsystem [DE 10139410]



Bild 11: Luftdruckloser Reifen mit FKV-Feder [DE 10123008]

Die umfangreichsten Aktivitäten der letzten Jahre wurden dem „FKV-Run-Flat-System“ (Notlaufsystem) und dem „Luftdrucklosen Reifen“ gewidmet, siehe Bild 10 und 11.

Die Reifen- und Autohersteller arbeiten seit einigen Jahren an Notlaufsystemen und wollen das Reserverad ersetzen. Bei Druckluftverlust soll dann das Fahrzeug (z.B. aus gefährlichen Situationen) noch 200 km, mit 80 km/h fahren können.

Am Lehrstuhl für KT/Leichtbau wird zunächst an Fahrradreifen die Funktionstüchtigkeit getestet.

Luftdrucklose Reifen haben gegenüber Vollgummi-Reifen beispielsweise Gewichts- und Komfortvorteile. Gegenüber normalen Luftreifen ist der Ausschluß eines ‚platten‘ Reifens der Hauptvorteil. Zurzeit wird das System für einen Behinderten Rollstuhl entwickelt.

Ein alternatives „Luftdruckloses Reifensystem“ sowie weitere FKV-Federn, die parallel entwickelt werden, können demnächst vorgestellt werden.

- [1] Scharr, G. Federn aus faserverstärkten Polymeren, 3. Workshop Konstruktionstechnik, Rostock-Warnemünde, Shaker Verlag, Aachen 2001
- [2] Scharr, G. Elastic Springs made of Fibre Reinforced Plastics (FRP), Intern. Congress Wiese, T. MEEMI 2005, Varna-Bulgaria, Oktober 2005

Kunststoff als Konstruktionswerkstoff im sekundären Explosionsschutz

Dr.-Ing. **F. Engelmann**, Magdeburg
Dipl.-Ing. **D. Sohn**, Magdeburg
Dipl.-Ing. **S. Mecke**, Braunschweig

Kurzzusammenfassung

In vielen industriellen Anlagen ist es unvermeidlich entzündliche Substanzen zu benutzen oder zwischen zu lagern. Wenn diese Stoffe zum Beispiel verdampfen, können explosionsgefährliche Atmosphären entstehen. Um Havarien zu vermeiden, die durch die Entzündung solcher explosionsgefährlichen Atmosphären entstehen können, müssen in diesen Gefährdungsbereichen explosionsgeschützte Betriebsmittel eingesetzt werden.

Explosionsgeschützte Betriebsmittel unterliegen bauartlichen Bestimmungen, die in der Normenreihe DIN EN 60079 festgelegt sind. Sie dürfen weder durch ihre Oberflächentemperatur noch durch andere Wirkweisen als Zündquelle fungieren. Eine solche zugelassene Bauart ist die *Druckfeste Kapselung*. In dieser Kapselung dürfen Explosionen stattfinden, aber nicht nach außen dringen, damit eine etwaige explosionsfähige Umgebungsatmosphäre nicht entzündet wird. Darum müssen *Druckfeste Kapselungen* einem ganz speziellen Anforderungsprofil entsprechen.

Immer häufiger wird im sekundären Explosionsschutz mit Kunststoffen konstruiert, weil sie gegenüber den „herkömmlichen“ Konstruktionswerkstoffen viele Vorteile bieten, so vor allem hohe gestalterische Freiheit und geringe Materialkosten. Dabei ist aber zu beachten, dass polymere Werkstoffe vorwiegend urgeformt werden und sich ihre Werkstoffeigenschaften signifikant von denen der Eisenwerkstoffe unterscheiden. Bei der Kunststoffkonstruktion müssen daher andere Konstruktionsrichtlinien beachtet werden. Sollen druckfeste Gehäuse aus Kunststoff gefertigt werden, stehen Konstrukteure häufig vor Problemen. Zwar soll ein Werkstoff verwendet werden, der Besonderheiten und Vorteile gegenüber den Eisenwerkstoffen aufweist aber die *Druckfeste Kapselung* birgt einen sehr hohen konstruktiven Schwierigkeitsgrad. Gültige Normenreihen, die Beachtung finden müssen, stellen hohe Anforderungen an die Konstruktionen. Um diesen Kriterien an eine gute Konstruktion gerecht zu werden, sind die wichtigsten Regeln in einer Richtlinie zusammengefasst worden. Innerhalb dieser Veröffentlichung wird diese Kunststoff-Richtlinie für die *Druckfeste Kapselung* vorgestellt und an einem druckfest gekapselten Gehäuse beispielhaft erläutert.

1. Einleitung

Der sekundäre Explosionsschutz verhindert das Wirksamwerden von Zündquellen in explosionsgefährdeten Bereichen und trägt so in entscheidendem Maße zur Sicherheit von Mensch und Maschine bei. Aufgrund dieser enormen Bedeutung für die Sicherheit müssen schon während der Konstruktion von elektrischen Betriebsmitteln die Anforderungen des sekundären Explosionsschutzes beachtet werden und mit in die Konstruktion einfließen. Diese Anforderungen, die während der Konstruktionsphase beachtet werden müssen, sind in der Normenreihe DIN EN 60079 [1] geregelt. Darin sind konstruktive Einzelheiten und Versuche festgelegt, denen das Betriebsmittel genügen muss. Somit ist die Konstruktion eines Betriebsmittels, das für den Explosionsschutz entwickelt wird, wesentlich anspruchsvoller, da eine Vielzahl von zusätzlichen Anforderungen beachtet werden muss.

Viele Produkte im Konsumgüterbereich werden aus Kunststoff gefertigt, weil dieser Werkstoff ganz spezielle Vorteile gegenüber den herkömmlichen metallischen Werkstoffen aufweist. So ist ein Polymer preiswerter herzustellen und besitzt eine geringe Dichte. Diese Tendenz zur Verwendung von Kunststoffen hält auch im Explosionsschutz Einzug. Beachtung müssen dabei aber die Kunststoffeigenschaften und die entsprechenden Fertigungstechnologien finden. Denn sowohl die polymeren Werkstoffeigenschaften als auch die Fertigungsgerechtigkeiten unterscheiden sich von denen metallischer Werkstoffe. Der Konstrukteur sieht sich demnach diversen Anforderungen während der Konstruktionsphase gegenüber. Diejenigen, die aus dem Explosionsschutz resultieren, die Werkstoffeigenschaften und die Fertigungsgerechtigkeiten sollten dabei im Mittelpunkt der Konstruktion stehen. Das führt aber häufig zu Problemen, da die Kunststoffgerechtigkeiten im Explosionsschutz oftmals missachtet werden [2] und die Erfahrungen mit dem Explosionsschutz vielfach fehlen.

Problemlösung soll hier eine Gestaltungsrichtlinie für das Spritzgießen von Kunststoffgehäusen bieten, die speziell auf die Anforderungen der *Druckfesten Kapselung* zugeschnitten ist. Dabei ist die *Druckfeste Kapselung* eine Zündschutzart, also ein für den sekundären Explosionsschutz zugelassenes Wirkprinzip [3].

2. Der Explosionsschutz

Im sekundären Explosionsschutz müssen genormte Wirkprinzipien eingesetzt werden, die eine Entzündung einer gefährlichen explosionsfähigen Atmosphäre verhindern. Diese Wirkprinzipien werden Zündschutzarten genannt. Eine dieser Zündschutzarten ist die „Druckfeste Kapselung“ („d“). Hier wird das physikalische Prinzip des „Verhinderns der Entzündung außerhalb des Gehäuses“ [4] angewandt. Mit Hilfe konstruktiver Maßnahmen soll bei einer Explosion im Gehäuse der Zünddurchschlag in die Umgebung und die Beschädigung des

Gehäuses verhindert werden. Dabei muss verhindert werden, dass zündgefährdende heiße Gase oder Flammen nach außen gelangen und somit die äußere Atmosphäre entzünden. Die Anforderungen die in den Normen DIN EN 60079-0 [5] und DIN EN 60079-1 [3] an Kunststoffgehäuse der *Druckfesten Kapselung* gestellt werden, sind nachfolgend erläutert.

2.1 Anforderungen aus dem Explosionsschutz an Kunststoffgehäuse der Druckfesten Kapselung

Im Inneren der *Druckfesten Kapselung* sind Explosionen zugelassen. Allerdings muss die Explosion innerhalb der Kapselung eingeschlossen und damit eine Ausbreitung in die explosionsfähige Umgebungsluft verhindert werden. Daraus folgt, dass durch die Explosion schlagartige Beanspruchungen auf die gesamte Konstruktion wirken. Diese dürfen aber unter keinen Umständen zu einem Versagen der Schutzfunktion führen. Da die einwirkenden Drücke und Druckverläufe unter anderem von der inneren Geometrie des Gehäuses und der Zusammensetzung des Gasgemisches abhängen, ist eine genaue Berechnung der Belastungen nicht möglich. Deshalb müssen sie experimentell bestimmt werden. In der DIN EN 60079-1 [3] sind die Notwendigkeit und das Vorgehen dieser Prüfung festgelegt und beschrieben. Aufgrund der hohen Beanspruchungen müssen die Festigkeit und die Steifigkeit eines druckfest gekapselten Gehäuses möglichst hoch sein. Während die Festigkeit eine Werkstoffkonstante darstellt, ist die Steifigkeit von den Werkstoffeigenschaften und auch von der Geometrie der Konstruktion abhängig. Überschreiten die Verformungen des Gehäuses einen bestimmten Wert, liegt keine elastische, sondern eine plastische Verformung vor, was laut Norm nicht zulässig ist. Um dieser Problematik Rechnung zu tragen, muss versucht werden konstruktiv die Steifigkeit eines druckfest gekapselten Kunststoffgehäuses zu erhöhen.

Das elektrische Betriebsmittel ist rauen Betriebsbedingungen ausgesetzt und kann unter Umständen aus einer gewissen Höhe auf den Boden fallen. Außerdem können schlagartige Beanspruchungen auftreten, wenn beispielsweise ein Werkzeug auf die *Druckfeste Kapselung* fällt. Die DIN EN 60 079-0 [5] schreibt Versuche vor, die nachweisen müssen, dass eine Beeinträchtigung der Funktionssicherheit durch solche Belastungen ausgeschlossen ist. Die Beständigkeit gegenüber derartigen Belastungen ist wiederum abhängig von den Festigkeitseigenschaften und der Steifigkeit der Konstruktion.

Ein weiteres wichtiges Merkmal der *Druckfesten Kapselung* sind die Spalte. Viele Kapselungen weisen beispielsweise Spalte zwischen Deckel und Gehäuse auf. Durch diese notwendigen Spalte dürfen keine Flammen bzw. kein heißes reaktives Gas durchschlagen, weil dies zu einer Explosion in der explosionsfähigen Umgebungsluft führen könnte. Enge

Toleranzen und präzise Spaltlängen und –weiten sollen dafür Sorge tragen, dass die ausströmenden Gase nicht zu einer Havarie führen. In DIN EN 60 079-1 [3] sind die Spaltmessungen und Versuche genormt, die dies sicherstellen sollen.

Das Anforderungsprofil an die *Druckfeste Kapselung* ist in Typprüfungen am Muster und in Materialprüfungen unterteilt. In Bild 1 sind die durchzuführenden Prüfungen dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass die Materialprüfungen vom Kunststofflieferanten nachzuweisen sind. Dies beeinflusst also intensiv die Werkstoffauswahl. Die Typprüfungen hingegen werden von einer benannten Stelle wie der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt in Braunschweig durchgeführt. Die dabei auftretenden Belastungen müssen einerseits durch den Werkstoff ertragen werden, aber auch durch die Geometrie der Konstruktion ansich.

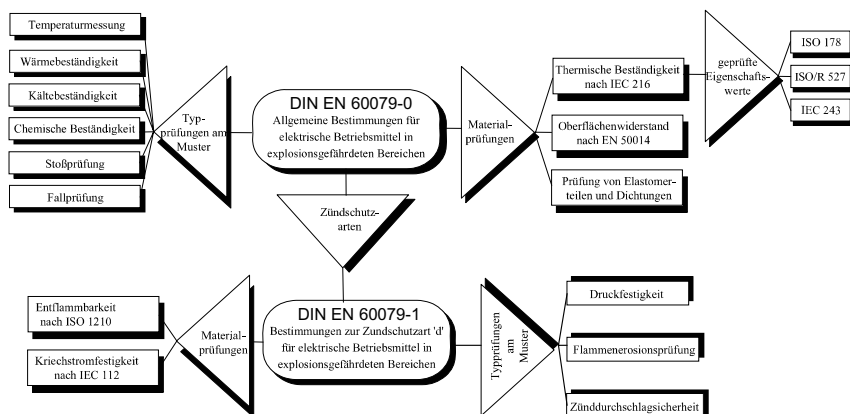


Bild 1: Grafik zu Material- und Typprüfungen von nichtmetallischen Gehäusen und Gehäuse- teilen nach [6]

Während der Typprüfungen wirken verschiedenste Belastungen auf die *Druckfeste Kapselung*. Die Ergebnisse für Versuche mit Schlagbeanspruchungen lassen sich konstruktiv beeinflussen. Zu diesen Prüfungen gehören:

- Stoßprüfung
- Fallprüfung
- Prüfung der Druckfestigkeit

Ebenso ist es möglich Versuche, bei denen enge Fertigungstoleranzen gefordert sind, durch konstruktive Maßnahmen zu beeinflussen. Dazu gehören:

- Flammenerosionsprüfung,

- Zünddurchschlagsicherheit.

Natürlich spielt die Werkstoffauswahl eine ebenso entscheidende Rolle bei der Kunststoffkonstruktion einer *Druckfesten Kapselung* wie die Konstruktion selbst. Dadurch lassen sich alle geforderten Prüfungen positiv beeinflussen. Darum sollte die Auswahl von entsprechenden Kunststoffen sehr sorgfältig getroffen werden.

Abschließend können die Anforderungen für die Kunststoffkonstruktion einer *Druckfesten Kapselung* in drei großen Schwerpunkten zusammengefasst werden:

- Schlagfestigkeit
- Maßabweichungen (Toleranzen)
- Werkstoffauswahl

3. Die Gestaltungsrichtlinie für spritzgegossene Druckfeste Kapselungen aus Thermoplast

Um den Konstrukteur während der Produktentwicklung zu unterstützen, wurde eine Gestaltungsrichtlinie für Kunststoffgehäuse der Druckfesten Kapselung erstellt. Diese betrachtet als Fertigungstechnologie das Spritzgießen von Thermoplasten. Die Anforderungen hinsichtlich der Fertigung, der Polymereigenschaften und des Explosionsschutzes wurden zusammengetragen und aufeinander abgestimmt. Da es in diesem Betrag nicht möglich ist, diese Gestaltungsrichtlinie vollständig wiederzugeben, sollen exemplarisch einige Kunststoffgerechtigkeiten diskutiert werden. Als beispielhaftes Produkt dient ein Gassensor-Gehäuse zur Veranschaulichung. Der Gassensor (Bild 3) wird in einem stationären Gasmessgerät (Bild 2) verbaut.



Bild 2: Stationäres Gasmessgerät „Polytron 2 XP“ der Firma Dräger.



Bild 3: Atmungseinrichtung mit vergossenem Gassensor der Firma Dräger.

Auf die Funktionsweise des Sensors wird nicht näher eingegangen. Es sollen lediglich die Anforderungen aus dem Explosionsschutz Beachtung finden. Außerdem soll der metallische Werkstoff durch einen Thermoplast substituiert werden.

3.1 Inhalt und Aufbau der Gestaltungsrichtlinie

Eine Gliederung von Gestaltungsrichtlinien für den Explosionsschutz wurde bereits in [7] vorgestellt. Diese ist im Rahmen der folgenden Ausführungen hinsichtlich der Verwendung von Thermoplasten zu erweitern und zu ergänzen.

Tabelle 1: Erweiterung der Gestaltungsrichtlinien für Gehäuse aus Thermoplasten

Konstruktionsphase	Allgemeine Gestaltungsrichtlinien für die Druckfeste Kapselung im sekundären Ex-Schutz	Spezielle Gestaltungsrichtlinien für die Druckfeste Kapselung aus Thermoplasten
Entwurf (Grob-, Feingestalten)	Explosionsdruckgerechte Bauweise	Schlagfestigkeitserhöhung einer Druckfesten Kapselung aus Thermoplast
Entwurf (Grob-, Feingestalten)	Zünddurchschlaggerechte Bauweise	Zünddurchschlaggerechte Konstruktion für Kunststoffgehäuse
Entwurf (Grobgestalten)	Oberflächentemperaturgerechte Bauweise	-
Entwurf (Grob-, Feingestalten)		Auswahl von Kunststoffen

Aus Tabelle 1 geht hervor, dass die allgemeinen Gestaltungsrichtlinien um spezielle erweitert werden. Diese neuen Gestaltungsrichtlinien beziehen sich im Detail auf die Konstruktion von druckfest gekapselten Gehäusen aus Thermoplasten.

Der Aufbau der Richtlinie folgt dem chronologischen Ablauf des Konstruktionsprozesses. Sie gliedert sich in drei Teilrichtlinien, die sich jeweils einem spezifischen Problemkomplex widmen, denen sich ein Konstrukteur im Verlauf der Konstruktion von *Druckfesten Kapselungen* aus Kunststoff gegenüber sieht.

Im ersten Teil der Gestaltungsrichtlinie erfolgen Hinweise für eine grobe Werkstoffauswahl nach den Anforderungen der DIN EN 60079 – 0/1 [3] [5]. Da die genauen Anforderungskriterien an den Werkstoff zu diesem Zeitpunkt noch nicht feststehen, ist eine exakte Auswahl des Werkstoffes hier noch nicht möglich. Nach dieser ersten Auswahl der Kunststoffe können die ungefähren Stoffkennwerte festgelegt werden. Im Anhang finden sich mögliche Aus-

wahlkriterien und eine Liste mit Kunststoffen und ihren Eigenschaften, die bei der Auswahl eines Kunststofftyps hilfreich sein können. Ist die Konstruktion weiter fortgeschritten, können der Kunststofflieferant und der exakte Kunststoff ausgewählt werden. Wie diese Auswahl erfolgen kann, ist ebenfalls aufgeführt.

Das darauf folgende Kapitel thematisiert die Besonderheiten und Probleme der Kunststofffertigung und die speziellen Kunststoffeigenschaften. Es wird problematisiert, dass *Druckfeste Kapselungen* besonders steif und fest auszuführen sind. Die hohen Festigkeitsvorgaben für druckfest gekapselte Gehäuse resultieren aus den Normen DIN EN 60079 – 0/1 [3] [5] und stehen häufig im Widerspruch zu den Fertigungsgerechtigkeiten und Werkstoffeigenschaften der Kunststoffe. Für diese spezielle Problematik werden in diesem Kapitel Lösungen aufgezeigt.

Ein ähnliches Problem behandelt ein weiteres Kapitel der Gestaltungsrichtlinie, denn hier gilt es hohe Maßhaltigkeit zu erreichen, da der zu vermeidende Zünddurchschlag einen niedrigen Toleranzgrad der Spalte erfordert. Dabei muss die Schwindung des Kunststoffteils durch gezielte Prozessführung und durch konstruktive Maßnahmen so beeinflusst werden, dass die angestrebte Toleranz gefertigt werden kann.

4. Anwendung der Gestaltungsrichtlinie für das Beispiel Gassensor

Am Beispiel des Gassensors können nicht alle gestalterischen Maßnahmen besprochen werden, jedoch gibt dieses Beispiel einen Einblick, wie die Richtlinie aufgebaut und anzuwenden ist. Die Werkstoffauswahl wird an dieser Stelle nicht weiter betrachtet, da der Fokus auf die gestalterischen Maßnahmen gerichtet werden soll. Des Weiteren muss die Auswahl der Kunststoffe nach ganz spezifischen Anforderungen des Produktes geschehen, was jedoch nicht der thematische Schwerpunkt dieser Ausführungen ist.

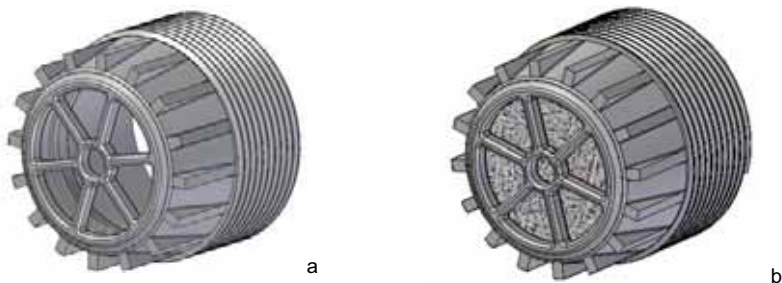


Bild 4: Gassensor aus Kunststoff a) ohne b) mit Sintermaterial

Im Folgenden werden anhand des in Bild 4 gezeigten Gassensorgehäuses verschiedene gestalterische Details analysiert.

4.1 Schlagfestigkeitserhöhung einer Druckfesten Kapselung aus Thermoplasten

Ziel des ersten Teils der Gestaltungsrichtlinie ist die Erhöhung der Schlagfestigkeit. Konstruktiv können hier zahlreiche Details so gestaltet werden, dass die Schlagfestigkeit verbessert wird. Beispielhaft sind nachfolgend drei wichtige gestalterische Details aufgezeigt.

4.1.1 Knotenpunkte und Materialanhäufungen

Kreuzungspunkte sind Verknüpfungsstellen von Rippen oder Stegen. Innerhalb dieser Verknüpfungsstellen, die auch Knoten genannt werden, rufen eingeleitete Kräfte Kerbspannungen hervor. Eine Verrundung der Knotenpunkte mit großen Radien erhöht einerseits die Biegefestigkeit, stellt aber andererseits die Fertigung aufgrund der Materialanhäufung vor Probleme. Denn durch Materialanhäufungen wird zum einen der Verzug begünstigt und zum anderen die Zykluszeit erhöht. Somit widersprechen die Beanspruchungsgerechtigkeiten den Fertigungsgerechtigkeiten.

Lösung können hier zum Beispiel Hohlzylinder sein, wie in Bild 5 gezeigt. Diese haben den Vorteil, dass sie als Verbindung von Stegen oder Rippen fungieren können, ohne dabei Massenanhäufungen zu verursachen.

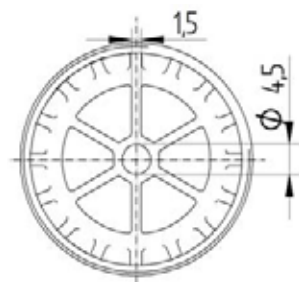


Bild 5: Ausbildung von Hohlzylindern zur Vermeidung von Materialanhäufungen.

In der Richtlinie wird ebenfalls die Problematik von Rippenkreuzungspunkten behandelt, die nach etwas anderen Kriterien ausgelegt werden.

4.1.2 Verrundungen

Der Einfluss von Verrundungen auf die Zykluszeit eines Kunststoffteils ist in Bild 6 beispielhaft dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass bei einem Viertel des Kantenradius die

Zykluszeit um ca. ein Drittel verkürzt wird. Die Fähigkeit einen Schlag zu absorbieren ist aber bei großen Kantenradien besser. Es kann festgehalten werden, dass bei einem relativen Rundungsradius (s_R/R) von 0,5 noch eine Stoßbelastung von ca. 90% ertragen werden kann, wenn 100% dem relativen Kantenradius von 1 zugeordnet wird. Interessant ist, dass bei einem relativen Kantenradius von 0,2 sogar noch 80% der stoßartigen Belastungen ertragen werden kann. Wenn sich der Konstrukteur dieses Sachverhalts bewusst ist, so kann er die Zykluszeit minimieren und die Belastbarkeit der Konstruktion für schlagartige Belastungen optimieren.

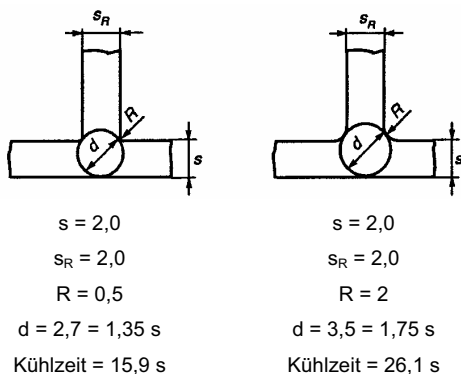


Bild 6: Einfluss von Rippendicke und Rundungsradius auf die Kühlzeit eines verrippten Bauteils [8].

Darum wurde in dem Beispiel ein Rundungsradius von 0,5 gewählt, was eine sehr hohe Stoßfestigkeit bewirkt. Die Zykluszeit wird durch diesen Radius nicht maßgeblich beeinflusst, da andere Querschnitte eine höhere Wandstärke aufweisen und diese für die Zykluszeit verantwortlich sind.

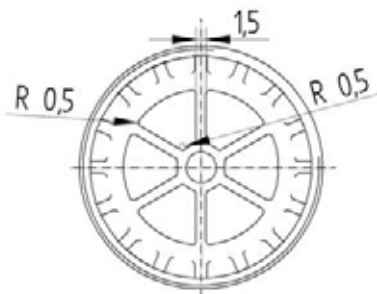


Bild 7: Verrundungen an Stegen und Rippen.

4.1.3 Wandstärkenübergänge

In Bild 8 und Bild 9 sind Mittelschnitte des konstruierten Gassensors gezeigt. An der markierten Stelle wurde eine Fase angefügt, da die Bohrung mit einem Durchmesser von 30 mm lediglich bis zur Fase reicht. Somit wäre ohne die Fase ein Absatz vorhanden, wie Bild 8 zeigt. Im Bild 9 ist der Wandstärkenübergang wesentlich seichter, was zu weniger Verzug und auch zu einer kürzeren Zykluszeit führt. Allgemein gilt, dass die Wandstärke die Steifigkeit der Konstruktion erhöht. Noch besser sind hier allerdings Rippen, da sie die Steifigkeit einer Konstruktion enorm erhöhen. Nur bei kleinen Konstruktionen, wie diesem Gassensor reicht die Wandstärke von 2-3 mm aus.

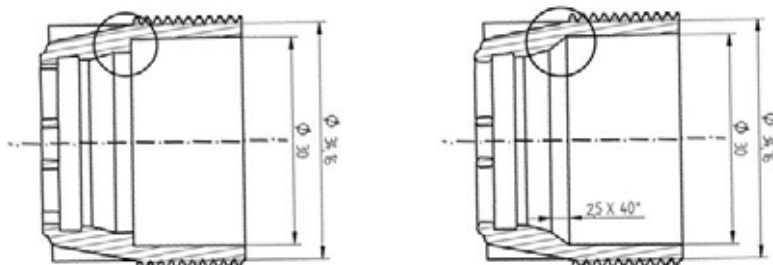


Bild 8: Scharfkantiger Wandstärkenübergang Bild 9: Allmählicher Wandstärkenübergang

4.2 Zünddurchschlagerechte Konstruktion für Kunststoffgehäuse

Jedes Gehäuse besteht aus verschiedenen Teilen und weist damit immer auch Spalte auf. Um zu verhindern, dass eine Explosion sich durch den Spalt in das umgebende explosive Medium ausbreitet und es entzündet, sind zünddurchschlagsichere Spalte erforderlich. Für deren Konstruktion sind die notwendigen Toleranzen einzuhalten, die im Folgenden erläutert werden. Die Norm DIN EN 60 079 – 1 [3] legt die Längen und Weiten dieser Spalte genau fest. Diese Variablen differieren sehr stark, denn sie hängen in hohem Maße von dem Innenvolumen des Betriebsmittels und insbesondere auch von dem Gasgemisch ab. Die Spaltweiten für die Gruppe IIC sind zum Beispiel wesentlich geringer als für die Gruppen IIA und IIB, und die Spaltlängen sind oftmals wesentlich länger.

An dem beispielhaften Gassensor sind zwei Spalte vorhanden, die zünddurchschlagsicher gestaltet werden müssen. Zum einen betrifft dies den Gewindespalt. Zum anderen muss das eingelegte Sintermaterial so eingepasst werden, dass kein Zünddurchschlag zwischen Gehäuse und Sintermaterial entstehen kann.

4.2.1 Gewindeformen

Die Norm DIN EN 60079 – 1 [3] schreibt gewisse Gewindesteigungen und Mindesteinschraubtiefen vor, die für jedes Gewinde einzuhalten sind. Zudem sind ein mittlerer oder feinerer Gewindegang sowie eine minimale Steigung von 0,7mm vorgegeben.

Eine Gewindeart ist hier nicht vorgeschrieben. Unter Berücksichtigung der Kunststoffgerechtigkeit sollte aber auf das im Maschinenbau übliche metrische Gewinde verzichtet werden, da hier sehr hohe Kerbwirkungen auftreten. Grundsätzlich besitzen Kunststoffe sehr geringe Festigkeits- und Steifigkeitswerte, was den Einsatz von ISO- und anderen Spitzgewinden sehr kritisch erscheinen lässt. Das schlanke Gewindeprofil bietet nur geringen Widerstand gegen das Ausreißen. Besser geeignete Gewindeformen für das Anformen oder Schneiden von Gewinden in Kunststoff sind [9]:

- Rundgewinde (DIN 405, DIN 6063-1)
- Trapezgewinde (DIN 103, DIN 6063-2)
- Sägegewinde (DIN 513, DIN 6063-1)



Bild 10: Verschiedene Gewindeformen (a: M36x1,5; b: Tr36x3; c: Rd36x1/8).

4.2.2 Ringschnappverbindung

Ringschnappverbindungen werden bei der Verbindung zweier rotationssymmetrischer Teile eingesetzt. Dabei können lösbare und nicht lösbare Verbindungen geschaffen werden. Fertigungstechnisch sind Hinterschneidungen an einer Innenkontur meist problematisch. Folgende Möglichkeiten zur Herstellung gibt es [10]:

- Zerspanen
- Zwangsentformen
- Zerfallkern

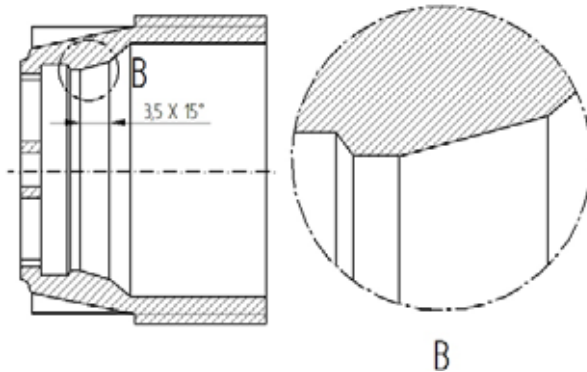


Bild 11: Ringschnappverbindung.

Für dieses Beispiel kann eine Zwangsentformung angenommen werden, da sich allein der polymere Werkstoff dehnt. Die eingesetzte Sinterstruktur besteht aus einem Stahl und dessen E-Modul ist wesentlich höher als bei den Polymeren. Dadurch lässt sich die Dehnung berechnen.

$$\varepsilon_{zul} = \frac{d_{max} - d_{min}}{d_{min}} = \frac{25 - 24,6}{24} = 0,016$$

Die Dehnung von 1,6% ist für die meisten Thermoplaste unproblematisch, da die Streckdehnung oftmals weit über 3% liegt. Die genauen Abmessungen des Ringschnapphakens sollten somit auf den Werkstoff zugeschnitten werden.

5. Zusammenfassung und weiterer Ausblick

Die Fertigungstechnologien werden zunehmend auf spezielle Anwendungsgebiete angepasst und immer weiter ausgereizt. Damit geht einher, dass allgemeine Gestaltungsrichtlinien zwar einen ersten Hinweis auf die Konstruktion geben können, aber nur selten eine praktische Hilfestellung zur optimalen Konstruktion darstellen. Denn allgemeine Konstruktionsrichtlinien beinhalten ein breites Spektrum an Informationen, die nicht auf ein Anwendungsgebiet zugeschnitten sind. Die vorgestellte Gestaltungsrichtlinie für die spritzgegosse *Druckfeste Kapselung* hingegen ist im Detail auf den Explosionsschutz und das Fertigungsverfahren angepasst.

Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass zahlreiche Anforderungen an die *Druckfeste Kapselung* gestellt werden, die grundsätzlich drei große Schwerpunkte betreffen: die Schlagfestigkeit, die Maßhaltigkeit und die Werkstoffauswahl (siehe Kapitel 2). An diesen Schwer-

punkten orientiert sich die Gliederung der Gestaltungsrichtlinie, deren Aufbau in Kapitel 3 erläutert wurde. Einige Schwerpunktproblematiken bei der Konstruktion von druckfest gekapselten Kunststoffgehäusen und mögliche Wege zur Lösung mit Hilfe der Gestaltungsrichtlinie wurden in Kapitel 4 anhand eines Gassensors veranschaulicht.

Die Praxis muss nun zeigen, inwieweit diese spezielle Gestaltungsrichtlinie im Konstruktionsprozess hilfreich sein kann und ob eventuell Anpassungen oder Ergänzungen vorgenommen werden müssen, um die Richtlinie weiter zu optimieren.

6. Literaturangaben

- [1] DIN EN 60079: Elektrische Betriebsmittel für gasexplosionsgefährdete Bereiche
- [2] Ramona Träger; Daniel Sohn; Frank Engelmann; Ha Dong Kim: Fehleranalyse bei der konstruktiven Gestaltung von Gehäusen der Zündschutzart "Druckfeste Kapselung". In: Grote, Karl-H. (Hrsg.); Brökel, Klaus (Hrsg.); Stelzer, Ralph (Hrsg.): 3. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2005
- [3] DIN EN 60079-1(VDE 0170/0171 Teil 5): Elektrische Betriebsmittel für gasexplosionsgefährdete Bereiche - Teil 1: Druckfeste Kapselung "d" (IEC 60079-1:2003); Deutsche Fassung EN 60079-1:2004, Ausgabe: 2004-12
- [4] Pester, Johannes: Explosionsschutz elektrischer Anlagen: Fragen und Antworten. 2., aktualisierte und erweiterte Auflage, Berlin: HUSS-MEDIEN GmbH Verlag Technik, 2005
- [5] DIN EN 60079-0 (VDE 0170/0171 Teil 1): Elektrische Betriebsmittel für gasexplosionsgefährdete Bereiche - Teil 0: Allgemeine Anforderungen (IEC 60079-0:2004); Deutsche Fassung EN 60079-0:2004, Ausgabe:2004-12
- [6] Physikalisch-technische Bundesanstalt Braunschweig: Kunststoff-Merkblatt (Kst), www.explosionsschutz.ptb.de, 1999
- [7] Engelmann, F., Sohn, D., Träger, R.: Konstruktionsmethodik als Hilfe bei der Konstruktion von Gehäusen der Zündschutzart „druckfeste Kapselung“, 3. KT-Kolloquium, 2005
- [8] Ehrenstein, Gottfried W.: Mit Kunststoffen konstruieren: Eine Einführung, 2. Auflage, Carl Hanser Verlag München Wien, 2002
- [9] WEKA Fachverlag für technische Führungskräfte: Eigenschaften Version 1.0, 2000 (CD-ROM)
- [10] Erhard, Gunter: Konstruieren mit Kunststoffen, 2 Auflage, Carl Hanser Verlag München Wien, 1999

Experimentelle Untersuchungen an wellig eingebrachten Faserverstärkungen in einer weichen Polyurethanmatrix.

Experimental investigations on fibre waviness in flexible matrices.

Dipl.-Ing. **J. Brökel**, Lehrstuhl für KT / Leichtbau, Universität Rostock;

Prof. Dr. **G. Scharr**, Lehrstuhl für KT / Leichtbau, Universität Rostock

Kurzfassung

In dieser Arbeit werden die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen an weichen faserverstärkten Kunststoffen vorgestellt (W-FKV). Das besondere an dem entwickelten Werkstoff ist die Möglichkeit, die guten mechanischen Eigenschaften von FKV (Steifigkeit, Festigkeit und konstruierbare Werkstoffeigenschaften) mit Flexibilität, definierter großer Dehnung und Dämpfung kombinieren zu können. Die Grundidee der W-FKV basiert auf der Streckung von in einer weichen Matrix (Polyurethan) wellig eingelagerten Fasern (Glas- oder Karbonfaser). Für die Herstellung von W-FKV wurde ein Herstellungsmechanismus konstruiert, welcher auf die kostengünstige Verwendung von gängigen Faserhalbzeugen erlaubt. Die Zusammenhänge zwischen Verstärkungshalbzeug, Laminataufbau und Faserwelligkeit wurden in Zug- und spannungsoptischen Versuchen offen gelegt. Des Weiteren wurden die analytischen Beziehungen zwischen Welligkeit und Streckung erarbeitet und mit den experimentellen Ergebnissen verglichen.

1. W-FKV und deren Herstellung

Die Idee der weichen faserverstärkten Kunststoffe ist nicht neu. Bekannte Anwendungen sind Gummireifen, Antriebsriemen, Schläuche und künstliche Muskel. In allen Anwendungen wird die Flexibilität der Matrix mit der Festigkeit der Fasern kombiniert. Meist geht jedoch die Festigkeit der Faser mit einer hohen Fasersteifigkeit einher und die Flexibilität der Matrix geht somit in Faserrichtung verloren. Alternativen sind Kurzfasern und Fasern nicht in Belastungsrichtung wie Flechtschläuche, wobei beide Varianten geringere Festigkeiten haben.

Um die Flexibilität der Matrix und die Festigkeit der Faser zu nutzen, können die Fasern wellig in die Matrix eingebettet werden. Diese strecken sich bei Belastung des Komposites und verfestigen somit den Werkstoff. Als werkstoffbeschreibende Spannungs-Dehnungskurve entsteht eine J-Kurve, welche charakteristisch für viele weiche biologische Gewebe ist, vor allem Sehnen und Bänder

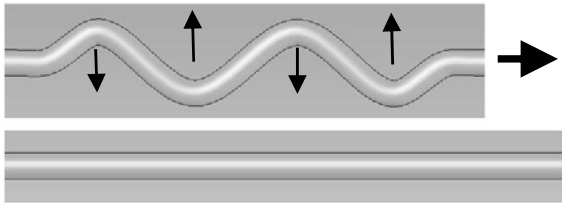


Bild 1: schematische Faserstreckung

FKV sind laminar (schichtweise) aufgebaute Werkstoffe, welche durch die Inhomogenität der Einzelschicht (ES) und durch die Inhomogenität der Laminataufbaus (Dickenrichtung) einen sehr breiten Spielraum bei der Konstruktion der Werkstoffeigenschaften bieten. Damit kann der eingesetzte Werkstoff durch die Wahl der Komponenten, der Orientierung der ES und durch den Laminataufbau gezielt auf die im Bauteil auftretenden Belastungen, so sie denn bekannt sind, abgestimmt werden [1]. Durch den engen Zusammenhang zwischen Bauteil und Werkstoff haben sich im klassischen Leichtbau mit FKV die unterschiedlichsten Herstellungsverfahren etabliert. Hauptunterscheidung ist die Wahl der Halbzeuge: Faden oder flächige Gebilde.

Beim klassischen Laminieren werden zweidimensionale Lagen getränkt, auf einer Form geordnet abgelegt, gepresst und ausgehärtet. Diese zweidimensionalen Lagen zeichnen sich durch eine gute Handhabbarkeit, eine gute Tänkbarkeit, eine gute Laminierbarkeit und eine gute Formstabilität aus. Sie werden in bestimmten Breiten auf Rollen geliefert, sind lange lagerbar und können maschinell geschnitten und getränkt werden. In Bezug auf die mechanischen Eigenschaften sind UD-Gelege und auch Gewebe qualitativ hochwertig. Basierend auf diesen positiven Attributen sollten die W-FKV auf Standardflächenhalbzeugen aufbauen [2]. Das entsprechende Verfahren zum Erzeugen der 2-D Welligkeit kann als Verzerren beschrieben werden.

Mit dem in Bild 2 schematisch dargestellten Mechanismus ist es durch das Verschieben von freipositionierbaren Schiebearmen möglich, das flächige Halbzeug an mehreren Stellen zu verzerren. Dabei greifen kleine Widerhaken in die Fasern und ziehen diese mit. Für reproduzierbare Ergebnisse laufen die Schiebearme parallel und die Widerhaken greifen gleichmäßig in die Faserstruktur. Bei ersten Versuchen wurden die Schiebearme gleichzeitig betätigt, was zu starken Bewegungen in der Matrix führte und außerdem konnten sich die

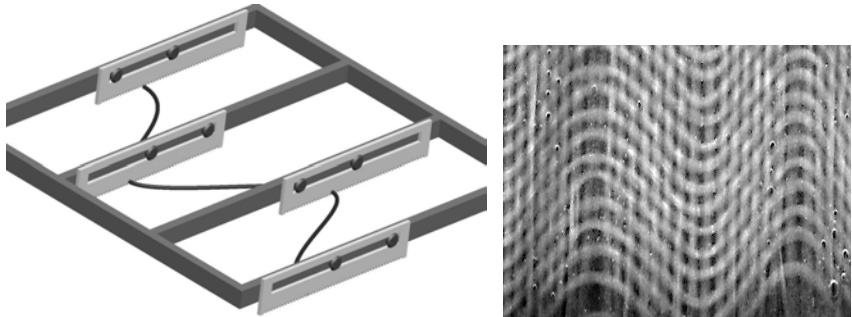


Bild 2: Mechanismus und verzerrtes 600g/m² Glas-Gewebe, Periode 65mm, Amplitude 8mm

Fasern in Längsrichtung nicht verkürzen. Aus diesem Grund wurden in den weiteren Versuchen die Schiebearme nacheinander bewegt und die noch geraden Fasern rutschen in Faserrichtung nach. Wie in Bild 2 zu sehen werden die Schussfäden durch das Verzerren verschoben und es entstehen Freiräume. Daher unterliegt der Fertigungsprototyp weiterer Forschung und wird kontinuierlich verbessert.

2. spannungsoptische Versuche

Besonders bei inhomogenen Werkstoffen, wie Kompositen und Sandwichen, ist die Spannungs- und Dehnungsverteilung bei Belastung von großem Interesse. Bedingt durch die Interaktion verschiedener Materialien (Werkstoffkomponenten) kommt es zu Sprüngen in den Materialeigenschaften (Inhomogenität), welche Spannungsspitzen und Grenzflächenprobleme bedingen. Bei der Werkstoffanalyse sind diese Bereiche durch punktuelle Messverfahren (DMS) schwer zu erfassen und optische Messverfahren sind oberflächenabhängig. Die experimentelle Werkstoffanalyse wird heutzutage, bedingt durch verbesserte Rechenverfahren der Finite-Elemente-Methode vorwiegend am Computer durchgeführt und die entwickelten Werkstoffmodelle durch Werkstoffversuche validiert. Schwierigkeiten bereiten aber Werkstoffinhomogenitäten weiterhin. Wenn diese gepaart mit großen Dehnungen und stark nicht linearem Werkstoffverhalten auftreten, dann sind für eine FEA langjährige Erfahrung und Expertenwissen notwendig.

Die Spannungsoptik dagegen ermöglicht es einen Werkstoff ohne Computersimulationen flächig zu analysieren. Der Effekt besteht darin, dass bei mechanischer Belastung eine optische Anisotropie entsteht, die in Polariskopen sichtbar gemacht wird. Polarisiertes Licht, das ein ebenes transparentes und belastetes Modell durchstrahlt, wird entsprechend der einwirkenden Hauptspannungen in zwei senkrecht aufeinander stehende Teilwellen zerlegt.

Die Komponenten des polarisierten Lichtvektors zerfallen in Richtung von σ_1 und σ_2 , wobei die Spannungen die Durchtrittsgeschwindigkeit dieser Komponenten ändern und eine Phasenverschiebung hervorrufen. Es entsteht ein Bild aus dunklen und hellen (farbigen) Streifen, deren Anordnung zuverlässige Rückschlüsse auf Verteilung und Größe der mechanischen Spannung an allen Stellen des Modells erlaubt. Dazu kommt eine nahezu infinitesimal genaue Auflösung des Bildes, was die Analyse örtlich konzentrierter Spannungen ermöglicht. Außerdem ist es im Gegensatz zur FEA nicht nötig den Ort der Spannungskonzentration im Voraus zu kennen [2].

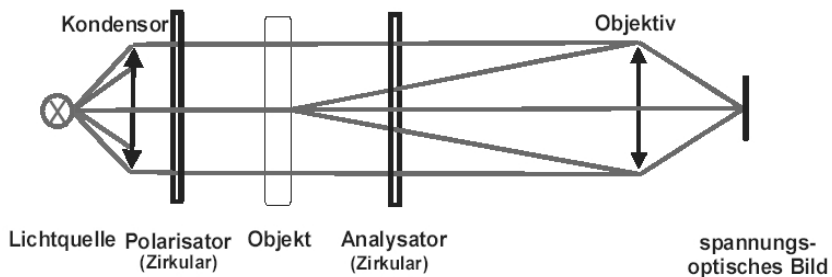


Bild 3: schematischer Aufbau des spannungsoptischen Versuchsaufbaus

Für die spannungsoptischen Versuche waren spezielle Proben nötig, welche spannungsoptisch aktiv und durchstrahlbar sind und welche die Matrix-Faser Interaktion deutlich darstellen. Als Matrix kommt bei den W-FKV Polyurethan zum Einsatz. Dieser Werkstoff hat eine Bruchdehnung von 600% und eine spannungsoptische Konstante von 2. Die praxisnahe Verstärkung der weichen Matrix mit flächigen Glasfaserhalbeugen konnte in den spannungsoptischen Versuchen nicht eingesetzt werden, da das flächige Glasfasergebilde das polarisierte Licht diffundiert und eine Durchstrahlung nicht möglich ist. Deshalb werden einzelne Karbonfasern mit definierten Welligkeiten mit dem Verpinnverfahren in die Matrix eingebracht.

In Bild 5 sind durch Verpinnung hergestellte Proben gezeigt. Als Stifte zur Führung der Rovings sind Stecknadeln verwendet worden, um die Löcher in der Matrix möglichst klein zu halten. Die Stifte sind vor allem bei den Proben mit einem großen Amplituden / Perioden Verhältnis nötig, da sich der getränkte Roving sonst strecken würde. Das Gelenk ist aus Metall und bildet die wellige Faser modellhaft in einer halben Periode nach. In Tabelle 1 sind für die hier vorgestellten Proben die Welligkeitsparameter zusammen gestellt. Die Versuche wurden im spannungsoptischen Labor der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

durchgeführt, siehe Bild 3. Die Flachproben wurden mittels Klemmen in die Zugvorrichtung eingesetzt. Hierbei wurde auf die freie Lagerung und den geraden Zug geachtet, um Biegung zu vermeiden. Die Kraft wurde durch ein Gewinde erzeugt und mit einem Ringkraftmessbügel (Messbereich: 500 N, Fehler: 1N) bestimmt. Beim Erfassen der Dehnungen und Kräfte wurden Hellfeld- und Dunkelfeldaufnahmen digitaler Art gemacht.

Tabelle 1: Eigenschaften der Faserwelligkeit der spannungsoptischen Proben

	So-1 lange Welle	So-2 mittlere Welle	So-3 kurze Welle	So-4 phasenver.	So-5 Gelenk
Amplitude	10	10	11	10	12
Periode	100	43	20	46	30
Ampl./Per. λ	0,1	0,23	0,54	0,21	0,4

Beim Vergleich der Amplituden / Perioden Verhältnisse (λ) und dem Kraft – Weg Diagramm in Bild 4 ist zu sehen, dass mit steigendem λ die Steifigkeit sinkt. Die charakteristische J-Kurve der wellig verstärkten weichen Kunststoffe ist nicht zu erkennen, da der Einfluss der einzelnen Faser sehr klein ist (Faservolumenanteil gegen Null). Bei genauer Betrachtung sind in Bild 5 trotz der eingesetzten Verpinnung Unregelmäßigkeiten in der Welligkeit zu sehen. Diese sind auf Matrixbewegungen beim Aushärten zurück zu führen.

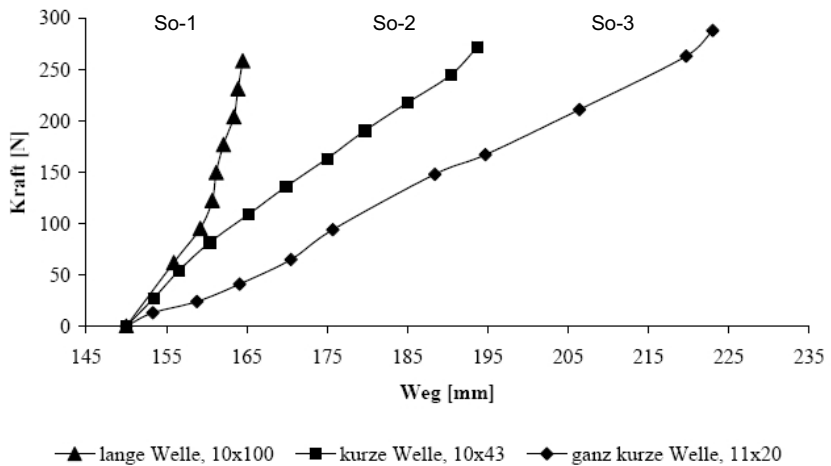


Bild 4: Kraft - Weg Verläufe ausgewählter spannungsoptischer Proben

Auf alle Proben wurden die Mittellinien gestrichelt aufgetragen und beim Betrachten der gezogenen Proben (Bilder 6, 7 und 8) fällt auf, dass sich diese Linie bei der Probe So-1 ent-

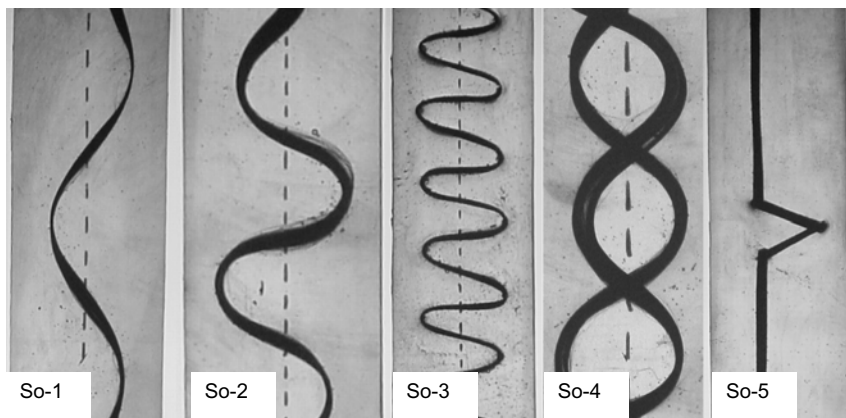


Bild 5: spannungsoptische Proben, unbelastet und nicht maßstäblich

gegen der Faserwelligkeit verformt. Hier finden also große Matrixbewegungen statt und der Einfluss der einzelnen Faser ist relativ groß. In Hellfeldbildern sind die Isochromaten zu sehen. Dies sind Linien gleicher Hauptspannungsdifferenz. An den lastfreien Rändern ist eine Hauptspannung null (es gibt nur die Zugspannung in Lastrichtung). Nahe den Wendepunkten der Faser treten die größten Spannungsgefälle auf. Hier trägt die Faser einen Großteil der Last (σ_1 in der Matrix ist klein) und es gibt die größten Querlasten (σ_2 in der Matrix ist groß).

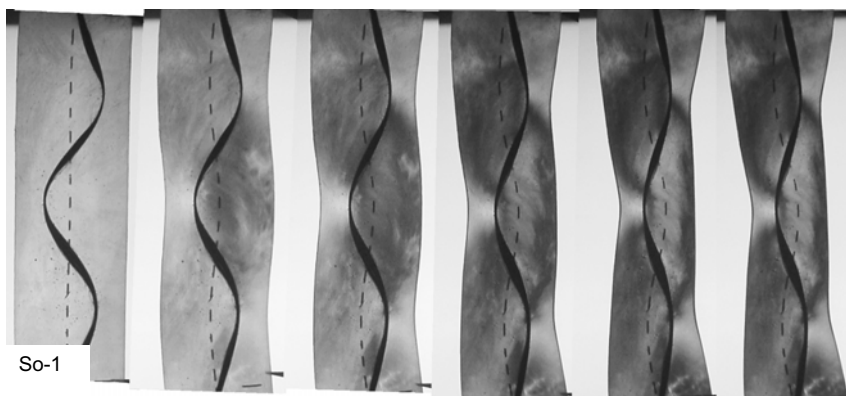
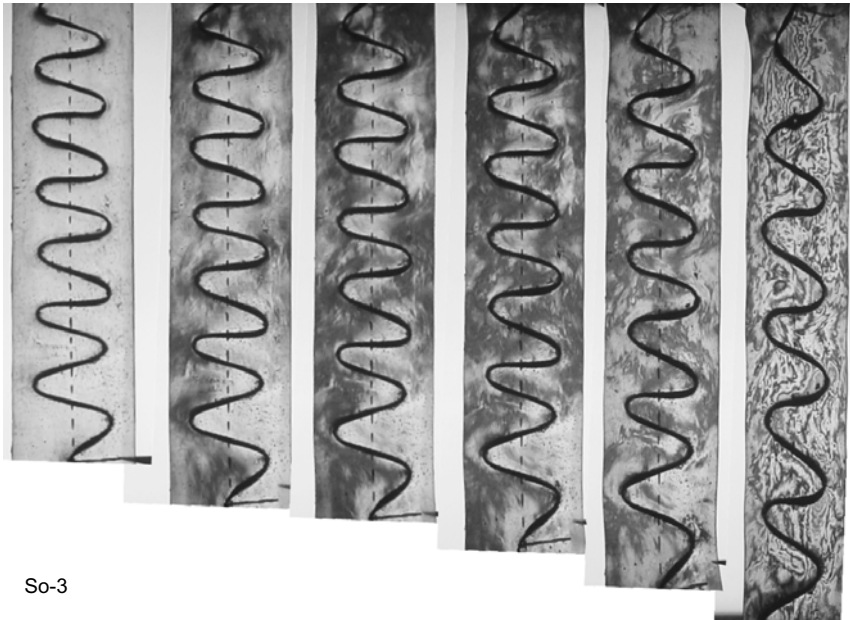


Bild 6: Hellbildfolge langwelliger Faser bei zunehmender Belastung

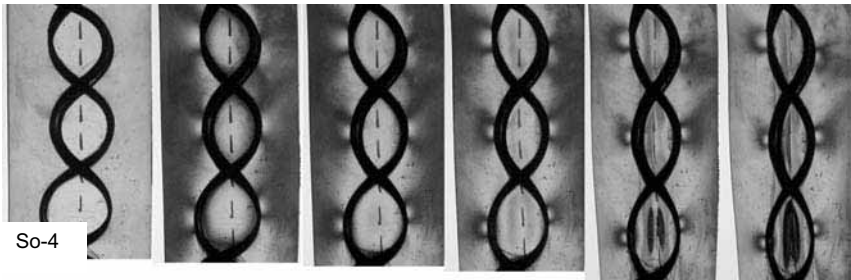


So-3

Bild 7: Hellbildfolge kurzwelliger Faser bei zunehmender Belastung

Bei der Probe So-3 (Bild 7) ist λ groß und die Faser wird kaum gestreckt. Die Matrix dehnt sich einfach in Belastungsrichtung und durch die extrem große Bogenlänge der gewellten Faser verändert diese kaum ihre Form. Daher bleibt die Mittellinie gerade und der Einfluss der Faser auf die Spannungsverteilung in der Matrix ist klein. Dies bestätigt Bild 7. Anfangs sind klare Konturen um die Faser zu erkennen, es gibt kleine Spannungsspitzen an den Faserwendepunkten. Bei steigender Belastung gehen diese aber im allgemeinen Spannungszustand auf. Das feingliedrige Linienspiel ist in den sehr kleinen Spannungen begründet und es kann von einem quasi isotropen Spannungszustand ausgegangen werden. Die Interaktion benachbarter Fasern wird in der Versuchsreihe So-4 untersucht und in Bild 8 dargestellt. Auch hier bleibt die Mittellinie gerade, zwar sind die Matrixbewegungen groß (λ relativ klein), aber die phasenversetzten Fasern heben ihre Matrixverdrängung gegenseitig auf. An den Wendepunkten sind die typischen Spannungskonzentrationen zu erkennen. In diesen Punkten ist die Faser stets in Belastungsrichtung ausgerichtet und liegt ein großer Steifigkeitssprung zwischen gestreckter Faser und weicher Matrix vor. In den Bereichen der Faserüberlappungen verdrehen sich die Fasern beim Strecken gegeneinander. Diese

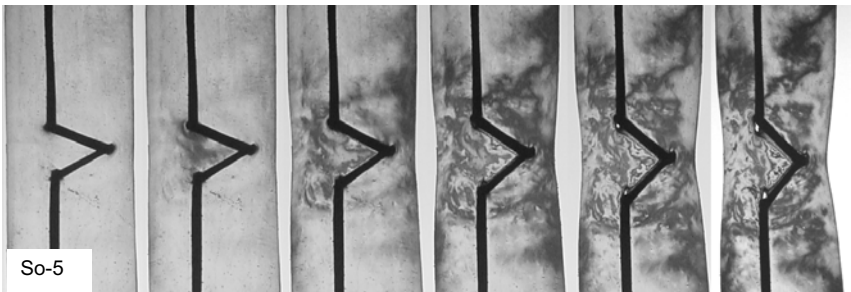
Belastung ist in vergrößerten Aufnahmen als Konzentration vieler Isochromaten zu erkennen.



So-4

Bild 8: Hellbildfolge phasenversetzter, welliger Fasern bei zunehmender Belastung

Der symmetrische Einfluss der phasenversetzten Fasern lässt Bereiche mit hohen Querlasten entstehen. Hier wird die Matrix quer gedrückt und längs gezogen. Aufgrund dessen bilden sich Beulen senkrecht zur Probenebene heraus (in Bild 8 rechts als dunkle Striche zu erkennen).



So-5

Bild 9: Hellbildfolge des Gelenkes bei zunehmender Belastung

Das Gelenk (Bild 9) ist der Versuch die wellige Faser modellhaft nachzubilden. Dies gelingt nur bei kleinen Belastungen. Es ist gut der sich ausbreitende Zugbereich zwischen den Schenkeln zu erkennen. Auch der kleine Einfluss der gestreckten Versteifung an den Einspannungen wird deutlich. Bei steigender Belastung kommt es zu Delaminationen an den Innenseiten der Schenkel aufgrund der hohen Zugbelastung. Außerdem entstehen Löcher an den Gelenken.

3. Zusammenfassung

Die hier vorgestellten Ansätze, Versuche und Ergebnisse sind Teil einer umfassenden Arbeit zum Einfluss und Möglichkeiten von welligen Faserverstärkungen in weichen Kunststoffen. Da hier von den klassischen duromeren Leichtbauwerkstoffen ausgegangen wird, werden keine vulkanisierten Kautschuke eingesetzt. Der Umstand das Polyurethan spannungsoptisch aktiv ist, hat die Wahl erleichtert. Die Entwicklung und Anwendung des Verzermechanismus wird im Rahmen des WTK-2006 in Chemnitz veröffentlicht.

Die Herstellung der spannungsoptischen Proben mittels Verpinntchnik ist handwerklich aufwendig und es kommt trotzdem zu Welligkeitsunregelmäßigkeiten. Die Versuche wurden erfolgreich durchgeführt, wobei sich die Spannungen in den Proben als sehr klein erwiesen. Dies liegt zum einen an der großen Flexibilität des Polyurethans und zum anderen am kleinen Einfluss einer einzelnen Faser auf eine 30mm breite Probe. Diese Umstände bedingen, dass quantitative Aussagen über die Spannungsverteilung kaum möglich sind. Trotzdem hilft das „Hineinschauen“ in verschiedene wellig verstärkte Proben bei der Auswertung der Materialversuche mit gängigen Faserhalbzeugen (siehe WTK-2006).

Literatur

- [1] Brökel, J., Scharr, G., Erste Schritte beim Design eines individuellen Werkstoffs am Beispiel von W-FKV, 3. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, Shaker Verlag, Aachen, 2005
- [2] Moser, K., Faser-Kunststoff-Verbund, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- [3] Wolf, H., Spannungsoptik - Band 1 - Grundlagen, Springer-Verlag, Berlin, 1976

Dipl.-Ing. Jan Brökel;
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/Leichtbau
Universität Rostock
Albert-Einstein-Str. 2
18055 Rostock
email: jan.broekel@uni-rostock.de

Prof. Dr.-Ing. Gerhard Scharr;

Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/Leichtbau

Universität Rostock

Albert-Einstein-Str. 2

18055 Rostock

email: gerhard.scharr@uni-rostock.de

Qualifizierung des Zünddurchschlagverhaltens von flammenlöschenden Materialien zur Unterstützung des Konstruktionsprozesses von druckfesten Gassensoren

Dipl.-Ing. **S. Mecke**; Dr.-Ing. **D. Markus**; Dr.-Ing. **M. Thedens**;
Dr.-Ing. **U. Klausmeyer**, Braunschweig;
Dipl.-Ing. **A. Hillinger**; Dr.-Ing. **F. Engelmann**, Bad Schmiedeberg

Kurzfassung

Das Potential von druckfest gekapselten Gassensoren wird häufig durch den Einsatz von Atmungseinrichtungen, die einen Gastransport ins Innere des Sensors stark behindern, nicht voll ausgenutzt. In diesem Beitrag wird eine Methodik vorgestellt, wie durch die experimentelle Bestimmung spezieller Kenngrößen eine Optimierung der Atmungseinrichtung erreicht werden kann. An einem Konstruktionsbeispiel wird die Leistungsfähigkeit neuer poröser metallischer Faserwerkstoffe mit Hilfe dieser Methodik gezeigt.

Abstract

The capability of gas sensors of the type of protection flameproof enclosure is often not used to full capacity as a result of the application of breathing devices, which substantially interfere with the gas transportation into the inside of the sensor. In this presentation a methodology to optimise breathing devices by an experimental evaluation of specific parameters is introduced. A constructive example of the achievement potential of new porous metallic fibre materials, using this methodology, will be visualised.

1. Einleitung

In chemischen Anlagen, in denen brennbare Gase entweichen können, werden durch eine Überwachung der Konzentration dieser Gase beim Überschreiten einer festgelegten Grenze Sicherheitsmaßnahmen ausgelöst. Maßnahmen, die bei erhöhter Gaskonzentration greifen können, sind z.B. ein erhöhter Luftaustausch durch zugeschaltete Absauganlagen, das Abschalten elektrischer Geräte, um potentielle Zündquellen zu vermeiden sowie das Schließen sämtlicher Brenngasleitungen, die in den betroffenen Bereich führen. Die Konzentrationsmessungen werden mit Gasmessgeräten durchgeführt. In diesen kommen verschiedene Messprinzipien zum Einsatz, die z.B. auf der katalytischen Verbrennung des zu analysierenden Gasgemisches beruhen. Damit ein Gasmessgerät nicht selbst als

Zündquelle wirkt und damit eine Explosion auslösen kann, muss es für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen entsprechend der Europäischen Richtlinie 94/9/EG [1] einem Konformitätsbewertungsverfahren unterzogen werden. Eine Möglichkeit, den sicheren Betrieb gemäß der Richtlinie zu gewährleisten, bietet die Zündschutzart Druckfeste Kapselung. Bei dieser Zündschutzart sind Geräte und Teile, die eine explosionsfähige Atmosphäre entzünden können, in einem Gehäuse eingeschlossen, welches bei einer Explosion im Inneren dem Explosionsdruck standhalten muss und die Ausbreitung der Explosion auf die das Gerät umgebende explosionsfähige Atmosphäre sicher verhindern muss. Kommt es zu einer Fortpflanzung der Explosion auf die Umgebung, so spricht man von einem Zünddurchschlag.

2. Problemstellung

Gasmessgeräte besitzen häufig einen druckfest gekapselten Sensor, der die Messelektronik mit Daten versorgt (Bild 1 [2]). Die Sensoren sind mit kleinen Flammensperren (auch Atmungseinrichtungen genannt) ausgerüstet - oftmals Elemente aus porösen Materialien - die es ermöglichen, das zu analysierende Gasgemisch mit dem eigentlichen Sensorelement (aktiver Pellistor, Bild 1) in Kontakt zu bringen. Es kann vorkommen, dass sich explosionsfähiges Gasgemisch im Inneren des Sensors befindet und von den Sensorelementen entzündet wird. In diesem Fall muss die Atmungseinrichtung einen Zünddurchschlag sicher vermeiden. Dabei muss erstens die Flamme gelöscht und zweitens der die Atmungseinrichtung durchdringende Gasstrom so weit abgekühlt werden, dass eine Entzündung der Umgebungsatmosphäre verhindert wird. Das Verlöschen der Flamme ist dabei im Wesentlichen auf die Kühlung der Reaktionszone und die Zerstörung reaktiver Zwischenprodukte an der inneren Oberfläche der porösen Struktur zurückzuführen [3].

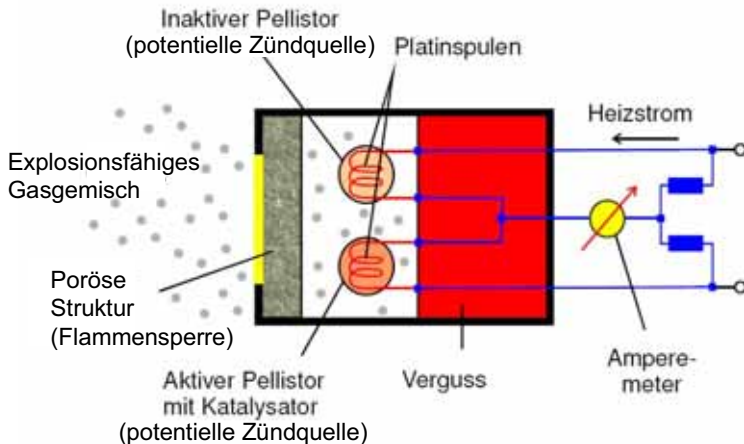


Bild 1: Prinzipskizze eines katalytischen Wärmetönungssensors [2]

Die Hauptaufgaben der Atmungseinrichtung sind:

- Verhindern eines Zünddurchschlags
- Ermöglichen eines möglichst ungehinderten Gastransports durch die poröse Struktur, mittels Diffusion

In dieser Arbeit werden Möglichkeiten aufgezeigt, eine Atmungseinrichtung mittels experimentell ermittelter Kenngrößen zu optimieren. Ausgehend von einer allgemein anwendbaren Methodik wird die Atmungseinrichtung eines sich am Markt befindlichen Sensors optimiert.

3. Zünddurchschlagverhalten poröser Strukturen

Das Zünddurchschlagverhalten einer eingeschlossenen Explosion hängt von verschiedenen Parametern ab. Die Durchschlagfähigkeit eines Gemisches kann mit Hilfe eines MESG Gerätes (Maximum Experimental Safe Gap) nach [4] bestimmt werden. Dabei wird ein definiertes kugelförmiges Gasvolumen (20 cm^3) durch einen umlaufenden, in der Weite einstellbaren Ringspalt (Länge: 25 mm) von einer äußeren Kammer getrennt. Es wird die so genannte sichere Spaltweite ermittelt, bei der ein Zünddurchschlag gerade nicht mehr möglich ist. Das Zünddurchschlagvermögen eines Gasgemisches ist in der Nähe der stöchiometrischen Zusammensetzung am höchsten, da eine vollständige Verbrennung stattfinden kann und somit die maximale Energie freigesetzt wird. Die sichere Spaltweite

nimmt in Richtung der unteren und der oberen Explosionsgrenze zu. Die kleinste sichere Spaltweite eines Brennstoffs wird als Grenzspaltweite bzw. MESG Wert bezeichnet und dient dazu, explosionsfähige Gase in Explosionsgruppen einzuteilen (IIA: $MESG > 0,9 \text{ mm}$; IIB: $0,9 \text{ mm} \geq MESG \geq 0,5 \text{ mm}$; IIC: $MESG < 0,5 \text{ mm}$) [5]. In einer vorangehenden Arbeit [6] wurden die Auswirkungen diverser Parameter (Gaskonzentration, Temperatur, Druck, etc.) auf den MESG Wert ermittelt. Diese Untersuchungen zeigen, dass sich die sichere Spaltweite umgekehrt proportional zum Druck verhält.

3.1 Experimenteller Aufbau zur Untersuchung des Zünddurchschlagverhaltens

Die DIN EN 60079-1 [7] fordert für druckfest gekapselte Geräte einen Test auf Zünddurchschlag. Dabei wird im Inneren eines mit einem vorgeschriebenen explosionsfähigen Gasgemisch gefüllten Gerätes eine Explosion ausgelöst. Pflanzte sich die Explosion nicht in das explosive Gemisch in der Umgebung fort, so hat das Gerät diesen Test bestanden.

Der verwendete Versuchsaufbau zur Untersuchung des Zünddurchschlagverhaltens lehnt sich an diesen Test an. Bild 2 zeigt die explosionsdruckfeste und gasdichte Versuchsanordnung. Die zu untersuchende Probe (Pos. 1, Bild 2) wird zwischen der Zündkammer (Pos. 2, Bild 2) und der äußeren Kammer (Pos. 3, Bild 2) derart abgedichtet eingespannt, dass ein Gasstrom von der Zündkammer in die äußere Kammer nur durch die Probe möglich ist. Die Zündkammer (Volumen ca. 20 cm^3) mit der porösen Struktur symbolisiert dabei das Sensorgehäuse mit der Atmungseinrichtung und die äußere Kammer (Volumen ca. 900 cm^3) die umgebende Atmosphäre. Durch das sehr viel größere äußere Volumen wird eine Beeinflussung des Explosionsablaufs in der Zündkammer - solange kein Zünddurchschlag auftritt - vermieden.

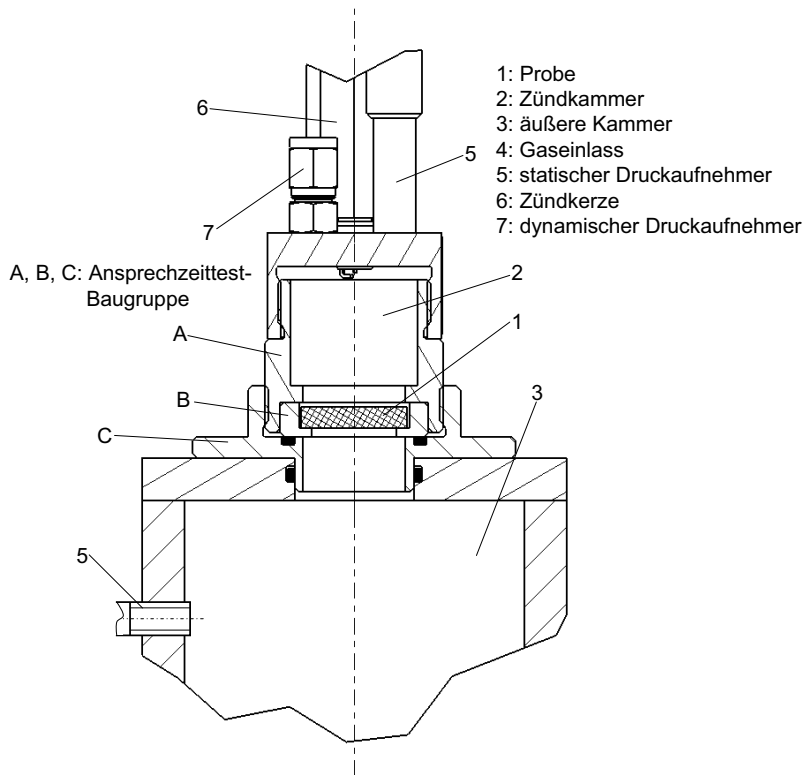


Bild 2: Aufbau zur Untersuchung des Zünddurchschlagverhaltens poröser Werkstoffe

Beide Kammern werden über den Gaseinlass (Pos. 4, Bild 2) - der Gasauslass befindet sich im unteren Teil der äußeren Kammer - mit Gasgemisch gefüllt. Als Gasgemische für die Charakterisierung werden Prüfgemische nach DIN EN 60079-1 verwendet (Gruppe IIA ($55 \pm 0,5$)% Wasserstoff in Luft, MESG = 0,65 mm und IIC ($27,5 \pm 1,5$)% Wasserstoff in Luft, MESG = 0,29 mm) [7]. Der Vordruck wird in 100 mbar Schritten von 1,0 bar auf 2,5 bar erhöht. Aus sicherheitstechnischen Gründen kann nicht mit höheren Drücken gearbeitet werden. Zu jedem Vordruck werden fünf Versuche durchgeführt, der Vordruck wird nur dann erhöht, wenn bei keinem dieser Versuche ein Zünddurchschlag aufgetreten ist. Der Vordruck wird mit einem resistiven Drucksensor (Pos. 5, Bild 2) gemessen. Die Zündung des Gemischs erfolgt mit Hilfe einer Hochspannungszündkerze (Pos. 6, Bild 2). Ein

piezoelektrischer Quarz-Drucksensor (Pos. 7, Bild 2) detektiert einerseits den maximalen Explosionsdruck in der Zündkammer und andererseits einen evtl. erfolgten Zünddurchschlag (erkennbar an einer zweiten, höheren Druckspitze).

Nach jedem Versuch wird das Gefäß mit getrockneter Luft und anschließend mit dem entsprechenden H₂/Luft Gemisch gespült, um reproduzierbare Bedingungen bei der Gemischzusammensetzung und Feuchte zu erhalten.

3.2 Ergebnisse

Es werden verschiedene handelsübliche Materialien und neuartige gesinterte Faserstrukturen aus Metall [8] untersucht. Im Einzelnen handelt es sich um Sintermetallscheiben verschiedener Porosität, unterschiedlich gewebte Drahtgewebelagen, die zu blechartigen Strukturen versintert sind und gleichartige Drahtgewebelagen, die lose übereinander gelegt werden. Die Faserstrukturen sind so genannte Kurzfasern (Länge mehrere Millimeter, Durchmesser in der Größenordnung 100 µm), die ähnlich wie pulverförmige Grundstoffe gesintert werden. Durch die lang gestreckte Form der Fasern kann ein hochporöses Sintergefüge erzeugt werden, das trotzdem eine hohe mechanische Festigkeit aufweist. Die Probekörper sind rundenförmig und haben eine aktive Fläche von ca. 310 mm² bei Dicken im Bereich von 0,6 bis 4,2 mm.

In Tabelle 1 ist für jede untersuchte poröse Struktur der maximale Vordruck, bei dem ein Zünddurchschlag fünfmalig verhindert wurde, angegeben. Zu jedem der beiden verwendeten Gasgemische wird der maximale Vordruck getrennt angegeben. Die oberen acht Proben der Tabelle 1 haben einen Zünddurchschlagtest für IIC Geräte nach DIN EN 60079-1 [7] ((27,5±1,5)% Wasserstoff in Luft; 1,5 bar Vordruck) nicht bestanden, die Proben 9 bis 14 haben ihn bestanden. Ein „Minus“ in den Vordruckspalten bedeutet, dass die Probe einen Zünddurchschlag bei 1,0 bar nicht verhindert, ein „Plus“ sagt aus, dass auch bei einem Vordruck von 2,5 bar kein Zünddurchschlag auftritt.

Tabelle 1: Zünddurchschlagverhalten poröser Strukturen (mit „-“: maximaler Vordruck bei dem kein Zünddurchschlag auftritt < 1,0 bar und „+“ > 2,5 bar)

Nr.	Probenbezeichnung	maximaler Vordruck ohne Zünddurchschlag für IIC in bar	maximaler Vordruck ohne Zünddurchschlag für IIA in bar
1	Drahtgewebe gesintert 1	-	-
2	Drahtgewebe 5 Lagen	-	1,5
3	Drahtgewebe gesintert 2	-	2,1
4	Drahtgewebe gesintert 3	-	2,4
5	Faserstruktur 1	-	2,4
6	Faserstruktur 2	-	2,5
7	Drahtgewebe 8 Lagen	1,0	2,5
8	Faserstruktur 3	1,2	+
9	Drahtgewebe 10 Lagen	1,9	+
10	Faserstruktur 4	2,2	+
11	Sintermetall 1	2,4	+
12	Drahtgewebe gesintert 4	+	+
13	Sintermetall 2	+	+
14	Faserstruktur 5	+	+

3.3 Die Kenngröße „Zünddurchschlagfestigkeit“

Die in Bild 2 gezeigte Apparatur ermöglicht es, schnell und wirtschaftlich Zünddurchschlaguntersuchungen an porösen Strukturen durchzuführen. Dies liegt hauptsächlich an dem sehr kleinen Gesamtvolumen des Gefäßes und den daraus resultierenden kurzen Spülzeiten sowie dem geringen Brenngasverbrauch. Darüber hinaus liefert das Verfahren reproduzierbare Ergebnisse, da die Randbedingungen konstant

gehalten werden können und die Proben durch die geringe thermische Beeinflussung nur wenig belastet werden.

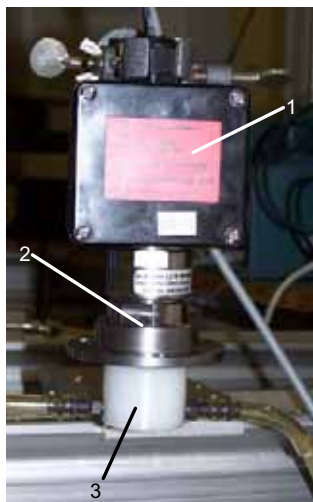
Es bietet sich also an, aus den erzielten Ergebnissen eine Kennzahl einzuführen. Die Kennzahl wird, um den Charakter einer Materialkenngröße zu verdeutlichen, im Folgenden als „Zünddurchschlagfestigkeit“ bezeichnet. Sie bietet die wirtschaftliche Ermittlung der Sicherheitsparameter und ist somit als Hilfsmittel für den Konstrukteur sehr gut geeignet. Die Zünddurchschlagfestigkeit stellt sich als eine kombinierte Größe aus Gemischzusammensetzung und Vordruck in dem beschriebenen Versuchsaufbau dar. Diese Art der Darstellung ist sehr prüfungsnah, so dass ein Konstrukteur, in Abhängigkeit seines Sensorvolumens und der angestrebten Gerätegruppe, sehr schnell und einfach abschätzen kann, welche porösen Strukturen für seine Anwendung geeignet sind.

4. Ansprechzeit

Die folgende Untersuchung dient der Beschreibung der zweiten Hauptaufgabe einer Atmungseinrichtung, der Gewährleistung eines möglichst ungehinderten Gastransports durch die poröse Struktur mittels Diffusion. Diese Eigenschaft wird durch den effektiven Diffusionskoeffizienten D_{eff} eines Materials beschrieben. D_{eff} kann mittels einer Wickel-Kallenbach-Zelle bestimmt werden. Bei diesem Verfahren strömen zwei unterschiedliche Gase, getrennt durch eine poröse Struktur, im Gegenstrom aneinander vorbei. Gemessen wird die Konzentration des einen Gases in dem Anderen, nachdem die Zelle durchströmt wurde. Die Messung ist aufwendig und erfordert teure technische Ausstattung. Deutlich günstiger lässt sich die Ansprechzeit eines Gassensors in Abhängigkeit von der als Atmungseinrichtung verwendeten porösen Struktur ermitteln. Die Bestimmung der Ansprechzeit ist außerdem Bestandteil der vom Gesetzgeber vorgeschriebenen Funktionsprüfung. Die Ansprechzeit ist die für das Gasmessgerät relevante Größe, so dass ihre direkte Messung der Bestimmung von D_{eff} vorzuziehen ist. Für ein von der Firma Dräger Safety AG & Co. KGaA zur Verfügung gestelltes Gasmessgerät wird die Ansprechzeit in Abhängigkeit von der verwendeten Atmungseinrichtung ermittelt. Es werden alle Proben untersucht, die einen Zünddurchschlag für IIC Geräte bestanden haben (Tabelle 1, Proben 9 bis 14). Der Messbereich des Gerätes liegt zwischen 0% und 10% der unteren Explosionsgrenze des zu messenden Gases. Der Sensor kann verschiedene brennbare Gase detektieren, in dieser Untersuchung wird Methan verwendet.

4.1 Experimenteller Aufbau und Durchführung

Das verwendete Gasmessgerät (Pos.1, Bild 3) besitzt einen druckfest gekapselten Sensor, der eine mit dem Gehäuse verschraubte Atmungseinrichtung besitzt. Bei der Messung wird die Serienatmungseinrichtung durch eine Baugruppe (Pos.2, Bild 3) ersetzt, die mit unterschiedlichen Atmungseinrichtungen bestückbar ist. Die Baugruppe besteht aus den Bauteilen A, B und C aus Bild 2. Auf den Kragen des Bauteils C (Bild 2) wird ein ebenfalls von der Firma Dräger Safety AG & Co. KGaA stammender Begasungsadapter (Pos.3, Bild 3) aufgesetzt. Dieser wird von einem Methan-Luft Gemisch mit einer konstanten Methankonzentration im Bereich von 6% der unteren Explosionsgrenze (entspricht etwa 0,25 Vol.-% Methan) durchströmt. Der Volumenstrom beträgt 1 l/min. Mit diesem Aufbau kann eine konstante Gaskonzentration in einem großen Raum simuliert werden und durch den kleinen Volumenstrom wird gewährleistet, dass der Gastransport durch die Atmungseinrichtung mittels Diffusion und nicht durch eine aufgeprägte Strömung erfolgt. Um einem rechteckigen Gaspuls, das heißt einem sprunghaften Anstieg der Gaskonzentration auf den gewünschten Wert möglichst nahe zu kommen, wird der bereits stationär durchströmte Begasungsadapter auf den Kragen aufgesetzt. Von diesem Moment an wird die Zeit gemessen, bis 95% (t_{95}) bzw. 90% (t_{90}) des stationären Endwertes erreicht sind.



- 1: Gasmessgerät
- 2: Ansprechzeittest-Baugruppe
- 3: Begasungsadapter

Bild 3: Aufbau zur Bestimmung der Ansprechzeit

4.2 Ergebnisse

Die Ergebnisse der Ansprechzeituntersuchungen sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Die in Tabelle 2 und 3 angegebenen Werte der Ansprechzeit sind gerundete Mittelwerte, die mit den jeweilig angegebenen Unsicherheiten U ein Intervall der Form $I_y=[y-U; y+U]$ bilden, in dem mit einer Wahrscheinlichkeit von 95% der wahre Wert liegt [9]. Die hohe Unsicherheit der Messwerte ist damit zu erklären, dass sich in dem Messaufbau viele Unsicherheiten addieren. Für die Beurteilung der Eignung eines porösen Werkstoffes als Atmungseinrichtung reicht die erzielte Genauigkeit aber aus.

Tabelle 2: Ansprechzeiten des Gasmessgerätes bei verschiedenen porösen Strukturen

Probenbezeichnung	Ansprechzeit t_{95} in s
	$U=5\%$
Faserstruktur 4	92
Faserstruktur 5	93
Drahtgewebe 10 Lagen	107
Sintermetall 1	146
Drahtgewebe versintert 4	147
Sintermetall 2	239

Wie aus der Tabelle 2 zu erkennen ist, erreichen die gesinterten Faserstrukturen die beste Ansprechzeit. Sie sind somit für den Einsatz als Atmungseinrichtung in diesem Sensor erheblich besser geeignet als andere Werkstoffe.

5. Prototypenbau

Die Atmungseinrichtung des verwendeten Gasmessgerätes ist in ein Teilgehäuse eingefasst. Diese mit dem Sensorgehäuse verschraubbare Einheit wird als Aufnahme der Atmungseinrichtung bezeichnet (vgl. Bild 4). Die originale Atmungseinrichtung besteht aus einem Sintermaterial, das dem untersuchten Sintermetall 1 (vgl. Tabellen 1 und 2) sehr ähnlich ist. Es ist daher zu erwarten, dass sich bei der Verwendung der untersuchten Faserstrukturen (Tabelle 2) als Atmungseinrichtung eine Verbesserung in der Ansprechzeit erreichen lässt.

Zur Verifizierung dieser Aussage werden zwei Aufnahmen gefertigt, die die Faserstrukturen 4 und 5 als Atmungseinrichtung enthalten. Die Geometrie der Aufnahmen ist der der originalen Aufnahme nachempfunden, um die Atmungseinrichtung als einzigen Parameter zu ändern.



Bild 4: Geteiltes „Ex-d“ Gehäuse mit originaler Aufnahme und einem optimierten Prototyp

Die Leistungsfähigkeit der optimierten Aufnahme wird in einer Ansprechzeit-Vergleichsmessung mit der originalen Aufnahme überprüft. Es wird, analog zu Abschnitt 4.1, der t_{90} -Wert bestimmt. Die Ansprechzeiten sind in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Ansprechzeit des Gasmessgerätes bei Einsatz der originalen Aufnahme bzw. der optimierten Varianten

Atmungseinrichtung	Ansprechzeit t_{90} in s $U=5\%$
Original	24
Prototyp 1 (Faserstruktur 4)	19
Prototyp 2 (Faserstruktur 5)	19

Der Unterschied in den Ansprechzeiten in den Tabellen 2 und 3 hat im wesentlichen zwei Gründe. Erstens wurde bei der Vergleichsmessung der beiden Prototypen mit der ursprünglichen Aufnahme t_{90} anstatt t_{95} bestimmt, zweitens ist das freie Volumen innerhalb der Prototypen konstruktionsbedingt deutlich kleiner als bei dem Gehäuse der Testbaugruppe. Dieses kleinere Volumen führt zu einer kürzeren Strecke, die durch Diffusion zurückgelegt werden muss, was zwangsläufig zu kürzeren Ansprechzeiten führt.

6. Ergebnis

Durch die Optimierung der Atmungseinrichtung kann bei dem verwendeten Sensor eine Verbesserung der Ansprechzeit um 20% erreicht werden. Diese deutliche Leistungssteigerung zeigt das Potential der versinteren Faserstrukturen auf. Der neuartige poröse Werkstoff vereint eine hohe Zünddurchschlagfestigkeit mit einem geringen Diffusionswiderstand und eröffnet somit neue Möglichkeiten bei der Konstruktion von druckfest gekapselten Gassensoren.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Durch die Kenngröße Zünddurchschlagfestigkeit, kann die Eignung poröser Strukturen als explosionsgeschützte Atmungseinrichtung quantitativ beschrieben werden. In Verbindung mit den Untersuchungen zur Ansprechzeit mittels der beschriebenen Anordnung kann eine Optimierung der Atmungseinrichtung erfolgen, ohne Prototypen fertigen zu müssen. Es wurde mit diesem Verfahren und dem Einsatz neuartiger poröser Werkstoffe eine Verkürzung der Ansprechzeit eines Gasmessgerätes von 20% erreicht.

Einen echten Nutzen für die Auslegung von Atmungseinrichtungen kann die Zünddurchschlagfestigkeit erreichen, wenn sie als Materialkenngröße in den Produktkatalogen der Hersteller von für den Explosionsschutz geeigneten porösen

Strukturen angegeben wird. In diesem Fall kann schon in der Entwurfsphase der Konstruktion eine Optimierung vorgenommen werden. Somit kann z.B. vermieden werden, die Struktur wesentlich dichter oder stärker auszulegen als notwendig. Bei Gassensoren erhöht sich durch Überdimensionierung der Atmungseinrichtung die Ansprechzeit, da die Diffusion der zu messenden Gase durch die poröse Struktur stärker behindert wird. Durch die Optimierung der Atmungseinrichtung erhöht sich die Sicherheit der Gesamtsystems, da auf Grund der kürzeren Ansprechzeit schneller auf eine Gefährdung durch unbeabsichtigt freigesetzte Gas-Luftgemische reagiert werden kann.

8. Literaturliste

- [1] Richtlinie 94/9/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. März 1994 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten für Geräte und Schutzsysteme zur bestimmungsgemäßen Verwendung in explosionsgefährdeten Bereichen (1994).
- [2] www.draeger-safety.com
- [3] Markus, D., Engelmann, F., Hilliger, A. und Klausmeyer, U.: The application of fibre structures to prevent flame transmissions. 1st International Symposium on Cellular Materials for structural and functional applications, Dresden (2005), S. 20-27.
- [4] IEC 60079-1A: First supplement to IEC 60079-1:1971 - Electrical apparatus for explosive gas atmospheres - Part 1: Construction and test of flameproof enclosures of electrical apparatus; Appendix D: Method of test for ascertainment of maximum experimental safe gap (1975).
- [5] IEC/TR 60079-12: Electrical apparatus for explosive gas atmospheres - Part 12: Classification of mixtures of gases or vapours with air according to their maximum experimental safe gaps and minimum igniting currents (1978).
- [6] Redeker, T.: Classification of flammable gases and vapours by the flameproof safe gap and the incendiarity of electrical sparks. PTB-Bericht W-18. Physikalisch-Technische Bundesanstalt, Braunschweig (1981).
- [7] DIN EN 60079-1: Elektrische Betriebsmittel für gasexplosionsgefährdete Bereiche – Teil 1: Druckfeste Kapselung „d“. Beuth Verlag, Berlin (2004); deutsche Fassung EN 60079-1.
- [8] Steiger, S., Li, Z., Andersen, O., Stephani, G., Schrooten, T.: Power Plants and Combustion Plants. Proceedings Materials Week 2000 (2000).

- [9] Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, first edition, 1993, corrected and reprinted 1995, International Organization for Standardisation (ISO), Beuth Verlag, Berlin (1995).

Aspekte des Explosionsschutzes bei der Konstruktion von mechanischen Geräten

Dipl.-Ing. **R. Träger**, Magdeburg; Dr.-Ing. **M. Beyer**, Braunschweig;
Prof. Dr.-Ing. **K.-H. Grote**, Magdeburg

Kurzfassung

Hersteller von mechanischen Geräten sind verpflichtet, die Richtlinie 94/9/EG [1] auf die erstmalig in Verkehr gebrachten Produkte anzuwenden. Untersetzt wird die Richtlinie 94/9/EG [1] durch die harmonisierte Norm DIN EN 13463-1 "Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen - Grundlagen und Anforderungen" [2]. Nach dieser Norm wird vorgeschrieben, dass für explosionsgeschützte nicht-elektrische Geräte grundsätzlich eine Zündgefahrenbewertung durchzuführen ist. Aus dieser sind Maßnahmen zur Vermeidung der Zündgefahren abzuleiten.

Eine Zündgefahrenbewertung ist immer produkt- und verwendungsspezifisch. Die Bewertung und das Ergebnis hängen stark von der bestimmungsgemäßen Verwendung des Gerätes ab. Bei den Herstellern stellen sich die Fragen: Was ist eine Zündgefahrenbewertung? Wie ist diese durchzuführen? Was gehört zur Dokumentation?

Eine nachträgliche Zündgefahrenbewertung an Produkten durchzuführen, bringt zwar eine Einordnung in eine entsprechende Gerätekategorie, diese muss aber nicht der angestrebten Kategorie entsprechen. Hier stellt sich die Frage: Wie können bereits während der Entwicklung von mechanischen Geräten die Aspekte des Explosionsschutzes einfließen?

Die Konstruktionsmethodik bietet die Möglichkeit, um die Gesichtspunkte des Explosionsschutzes in die einzelnen Phasen zu integrieren und entsprechende Werkzeuge und Hilfsmittel bereitzustellen. Damit soll erreicht werden, dass sich die Hersteller auf dem Gebiet des mechanischen Explosionsschutzes sachgerecht und zielgerichtet bewegen können. Grundsätzlich liegt der Vorteil der Zündgefahrenbewertung im Vergleich zu einem detailliert festgelegten Anforderungskatalog gerade in der möglichen Vielfalt der technischen Lösungen. Oft wird von den Herstellern darin aber auch ein Nachteil gesehen, da sie eigenständig die technische Lösungen einschätzen und bewerten müssen. Hierbei besteht noch große Unsicherheit, zu deren Überwindung ein Beitrag geleistet werden soll.

1. Einleitung

Mit der Verbindlichkeit der Richtlinie 94/9/EG [1] (nach dem franz. Ausdruck für explosionsfähige Atmosphäre auch ATEX-Richtlinie genannt) und ihrer Umsetzung in nationales Recht durch die Explosionsschutzverordnung (11. GPSG) [3] sind die Hersteller von Geräten, die für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen vorgesehen sind, verpflichtet, die Aspekte des Explosionsschutzes zu beachten. In der Richtlinie 94/9/EG [1] wird von elektrischen und sonstigen Geräten, hier sind alle nicht-elektrischen bzw. auch bezeichnet als mechanische Geräte zu verstehen, gesprochen. Die Hersteller von elektrischen Geräten sind seit Jahrzehnten gesetzlich verpflichtet, die Geräte explosionsgeschützt auszuführen. Über diesen Zeitraum konnte ein beträchtliches Wissen an Know-how geschaffen werden. Dies lässt sich an dem bestehenden Normenwerk zu den explosionsgeschützten elektrischen Geräten belegen. Die Hersteller von mechanischen Geräten sind nun auch in die Pflicht genommen worden, die Richtlinie anzuwenden. Hier ist kein bzw. nur schwaches Fachwissen zum Explosionsschutz vorhanden. Woran liegt dass? Bisher lag die Umsetzung der Forderungen aus dem Explosionsschutz bei den Betreibern von explosionsgefährdeten Anlagen, die über die Jahre ein breites Spektrum an Wissen aufgebaut haben. Diese hatten zu entscheiden, welche mechanische Geräte wie (Festlegung von zusätzlichen Maßnahmen) und wo (Festlegung in welchen Zonen und mit welchen speziellen Gefährdungen) eingesetzt werden konnten. Doch im Zuge der Europäisierung ist diese Verantwortung an die Hersteller gereicht worden. Eine Besonderheit der mechanischen Geräte findet sich auch in den nach der Richtlinie zutreffenden Konformitätsbewertungsverfahren. Während die meisten elektrischen Geräte einer Pflicht zur Baumusterprüfung und nachfolgender Fertigungsüberwachung durch eine Benannte Stelle unterliegen, sind die meisten mechanischen Geräte durch die Hersteller eigenständig, d. h. ohne das Fachwissen der Benannten Stellen, zu bewerten.

Wie sieht heute die Verantwortung der Hersteller im Einzelnen aus?

Der Hersteller hat die alleinige und letzte Verantwortung für die Konformität seines Produktes mit den anwendbaren Richtlinien. Er ist für die Eignung des Gerätes oder Schutzsystems zum Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen verantwortlich, d. h. er liefert explizit als explosionsgeschützt bezeichnete und gekennzeichnete Geräte (CE + Ex). Dazu muss er sowohl die Konzeption als auch den Bau des Produktes verstehen, um eine solche Konformität in Bezug auf alle anwendbaren Bestimmungen und Anforderungen der relevanten Richtlinien erklären zu können. Es ist eine Analyse durchzuführen, um festzustellen, ob sein Produkt unter die Richtlinie 94/9/EG fällt und welche Anforderungen gelten. Als Nachweis für die getroffenen Maßnahmen und deren Umsetzung ist es erforderlich, eine technische Dokumentation zu erstellen.

Hersteller mechanischer Geräte unterliegen den selben Marktanforderungen und -bedingungen, wie jeder Hersteller aus anderen Branchen. Kosten und Zeitaspekte spielen eine bedeutende Rolle. Wegen der Kosten sind die Hersteller nun bemüht, das Fachwissen schnellstens zu erwerben, den Konstruktionsmehraufwand und den Fertigungsmehraufwand einzuschränken. Mehraufwendungen hinsichtlich der Konstruktion sind infolge der Einschränkung der prinzipiellen technischen Lösungen am Gerät und der ggf. notwendigen Baumusterprüfung zu erwarten. Mehraufwendungen in der Beschaffung (genaue Spezifikation und anschl. Kontrolle der beschafften Produkte), in der Produktion und durch notwendige technische Prüfungen führen fertigungsseitig zu steigenden Kosten. Auch die Kosten im späteren Betrieb durch Inbetriebnahmeprüfungen, wiederkehrende Prüfungen und Instandhaltungsmaßnahmen sowie Einschränkungen der Verfügbarkeit müssen betrachtet werden. Auch für die Marketingstrategie ergeben sich nun neue Aspekte, zum Beispiel:

- die Machbarkeit von technischen Sonderlösungen, z. B. wenn über die Anforderungen seitens des Kunden Unklarheit herrscht oder wenn auf Grund von Zündgefahren technische Einschränkungen bestehen können, die ggf. erst später erkennbar werden;

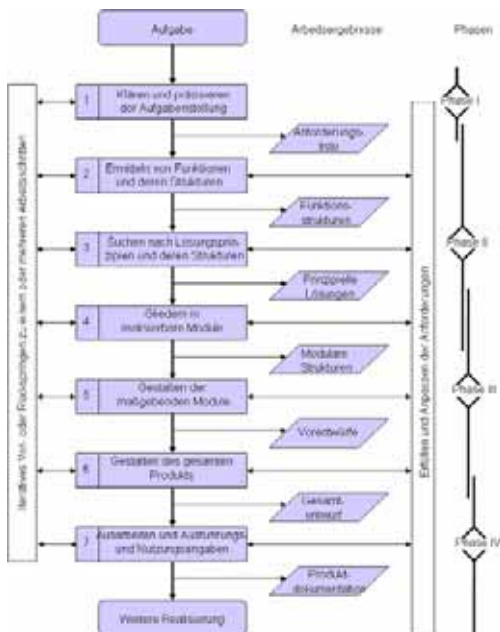


Bild 1: Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren [4]

- die Vorhersagbarkeit von Lieferterminen, weil Entwicklungszeiten ggf. inkl. Baumusterprüfung schlecht abzuschätzen sind;
- die Beschaffungskosten von Vorprodukten und
- die Betriebskosten.

Um diese Mehraufwendungen zu begrenzen und gering zu halten, bietet die Konstruktionsmethodik die Möglichkeit, die Aspekte des Explosionsschutzes in die einzelnen Arbeitsschritten der Produktentwicklung (siehe Bild 1) durch Definitionen und Spezifizierung von Anforderungen zu integrieren. Denn Methodik steht für ein planmäßiges Vorgehen unter Einschluss mehrerer Methoden und Hilfsmittel zum Erreichen eines bestimmten Ziels [4]. Das Ziel ist eine explosionsgeschützte Ausführung der mechanischen Geräte für die angestrebte Gerätekategorie. So soll erreicht werden, dass sich die Hersteller auf dem Gebiet des mechanischen Explosionsschutzes sachgerecht und zielgerichtet bewegen können.

2. Konstruktionsprozess

Die Konstruktion von mechanischen Geräten erfolgt vorwiegend für den Standardfall, d. h. für den Einsatz außerhalb von explosionsgefährdeten Bereichen. Besteht der Bedarf des Einsatzes in explosionsgefährdeten Bereichen, muss sich der Hersteller an die gesetzlichen Regelungen der gültigen EU-Richtlinie halten. D. h. der Hersteller muss sein Gerät der Zündgefahrenbewertung unterziehen und die bestimmungsgemäße Verwendung definieren. Neben den aus der Standardanwendung notwendigen Daten sind die Anforderungen seitens des Explosionsschutzes zu bestimmen. Hier ist von Vorteil, das gültige Normenwerk anzuwenden und mit den Betreibern der Geräte zusammenzuarbeiten, um mögliche Einsätze und deren Grenzen beim Betreiber zu spezifizieren.

Tabelle 1: Einteilung der Gerätegruppe II in Gerätekategorien

Geräte-kategorie	Vermeidung wirksamer Zündquellen	Maß an Si-cherheit	Einsetzbar in Zone	Vorhandensein explosionsfähiger Atmosphäre
3	Im Normalbetrieb	Normal	2/22	Selten und kurzzeitig
2	Auch bei üblichen Betriebsstörungen	Hoch	1/21 und 2/22	Gelegentlich
1	Auch bei seltenen Betriebsstörungen	Sehr hoch	0/20, 1/21 und 2/22	Langzeitig, ständig oder häufig

In erster Linie muss die Zone bekannt sein oder vom Hersteller gewählt werden. Entsprechend der Zone ist die Gerätekategorie festzulegen, die wiederum die Anforderungen an das erforderliche Maß an Sicherheit in Abhängigkeit von der Häufigkeit des Auftretens der explosionsfähigen Atmosphäre bestimmt (Tabelle 1). Weiterhin ist grundsätzlich die maximale Oberflächentemperatur des Gerätes festzulegen, die in der Regel zum Nachweis der Einhaltung am fertigen Gerät experimentell zu bestimmen ist. Da diese die Einsatzmöglichkeiten grundlegend mit entscheidet. Eine weitere Forderung besteht für die IP-Schutzart nach DIN 60529 [5]. Weitere Anforderungen ergeben sich aus der anschließenden Analyse des Gerätes. Bei sehr komplexen, zusammengesetzten Geräten sollte eine Unterteilung in kleinere Einheiten erfolgen, um diese möglichst unabhängig voneinander näher untersuchen zu können. Entsprechend den Arbeitsschritten der Zündgefahrenbewertung (Abs. 4, Bild 4) werden die Teilgeräte und anschließend das gesamte System untersucht. Im Ergebnis der Zündgefahrenbewertung ist es möglich, festzustellen, dass das Gerät nicht oder nur unter zusätzlich geschaffenen Bedingungen wie dem Einsatz von Überwachungssystemen, der Neukonstruktion / Anpassungskonstruktion von technischen Wirkstrukturen des Gerätes einzusetzen ist. Das geschieht oftmals unter enormen zeitlichem Druck. Eine Eignung der Maßnahmen lässt sich teilweise auch erst am neu gefertigten Geräte überprüfen, indem die laut Normen vorgeschriebenen Prüfungen ausgeführt werden.

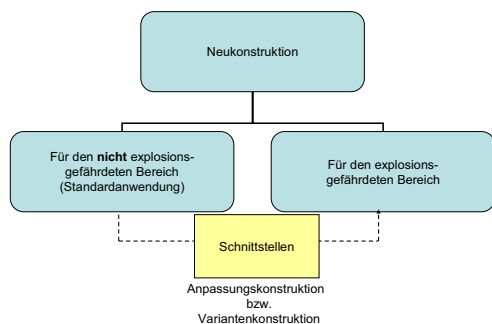


Bild 2: Situation der Konstruktionsanlässe von mechanischen Geräten für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen

Die fehlende Erfahrung in der Umsetzung und Anwendung der Richtlinie, der Gesetze und Normen und die daraus resultierende Unsicherheit der Hersteller soll Anlass sein für die Entwicklung von Werkzeugen und Hilfsmitteln für die üblichen Arbeitsschritte in der Phase

der Produktentwicklung. Für jeden Arbeitsschritt sollen die Anforderungen, mögliche Teil- bzw. Lösungsvorschläge mit notwendigen Randbedingungen definiert werden. Ziel ist es, den Herstellern eine sichere und effektive Handhabung der Regularien zu ermöglichen. Als weiterer Effekt sollte sich ein Zeitersparnis und Kostenreduzierung einstellen.

Die langfristig anzulegende Aufgabe besteht in der Schaffung von Schnittstellen in den Entwicklungsschritten (Tabelle 2) für den Übergang vom Einsatz in nicht-explosionsgefährdeten zum Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen (Bild 2). Als wesentliches Element für die Schaffung der Schnittstellen ist die Zündgefahrenbewertung. Diese soll detailliert vorgestellt werden. Weiterhin sollen erste Erkenntnisse über mögliche Grenzen von technischen Wirkprinzipien bzw. Bauteilen präsentiert werden.

3. Mechanischer Explosionsschutz

Laut Explosionsstatistik des BIA (Berufgenossenschaftliches Institut für Arbeitssicherheit, St. Augustin) [6] überwiegen mechanische Zündursachen gegenüber elektrischen Ursachen in staubexplosionsgefährdeten Bereichen. Das ist auch auf Explosionen mit zündfähigen Gasen, Dämpfen oder Nebeln übertragbar [7]. Dies wurde zum Anlass genommen, sich bei der CEN (Europäisches Komitee für Normung; www.cenorm.be) intensiv mit dem Explosionsschutz mechanischer (nicht-elektrischer) Geräte zu befassen und die allgemeinen Anforderungen in der EU-Richtlinie 94/9/EG [1] durch ein technisches Regelwerk (z.B. Normenreihe EN 134639 zu untersetzen.

Unter mechanischen Geräten versteht man Geräte, die auf physikalischen Effekten der Mechanik gepaart mit stofflichen und geometrischen Größen fundieren. Diese mechanischen Geräte sind entweder Einzelgeräte oder durch Kombination mit explosionsgeschützten elektrischen Geräten, deren elektrische Zündgefahren bereits bewertet und geeignet vermieden wurden, und anderen Bauteilen gebildete Geräte, die eine neue funktionale Einheit darstellen (nach [8] Baugruppe genannt; engl. Assemblies). Beispiele für Einzelgeräte sind Getriebe, Kupplungen, Bremsen, Verbrennungsmotoren, Tauch-, Fass- und Vakuumpumpen. Typische Baugruppen sind z.B. Gabelstapler, Rührwerke oder Reinigungsgeräte.

Die Spezifikation des mechanischen Explosionsschutzes erfolgt in der Norm DIN EN 13463-1 [2]. Die Hersteller führen eine Eigenbewertung der Geräte ohne Benannte Stelle aus (für die Geräte Kategorien 2 und 3). Dies erfolgt durch die Zündgefahrenbewertung. Aus der Zündgefahrenbewertung werden individuell Schutzkonzepte abgeleitet. Damit ist eine hohe Flexibilität in Bezug auf die technischen Lösungsmöglichkeiten gegeben. Aufgrund des Fehlens "fertiger" Lösungen existiert kein detaillierter Anforderungskatalog (Anforde-

rungsliste). Dieser muss als ein Ergebnis der durchzuführenden Zündgefahrenbewertung selbst erstellt werden.

Um erkannte Zündgefahren zu vermeiden, finden sich in der Norm DIN EN 13463-1 [2] verschiedene Schutzkonzepte (Bild 3), die für die Anwendung an mechanischen Geräten geeignet sind. Die am meisten angewendeten „typisch mechanischen“ Zündschutzarten sind die konstruktive Sicherheit „c“, die Flüssigkeitskapselung „k“ und die Zündquellenüberwachung „b“. Jeder dieser Zündschutzkonzepte wird durch eine entsprechende Norm der Reihe DIN EN 13463 konkretisiert. Die Eigensicherheit „g“ ist kürzlich aus den anfänglich geplanten Schutzkonzepten gestrichen worden.

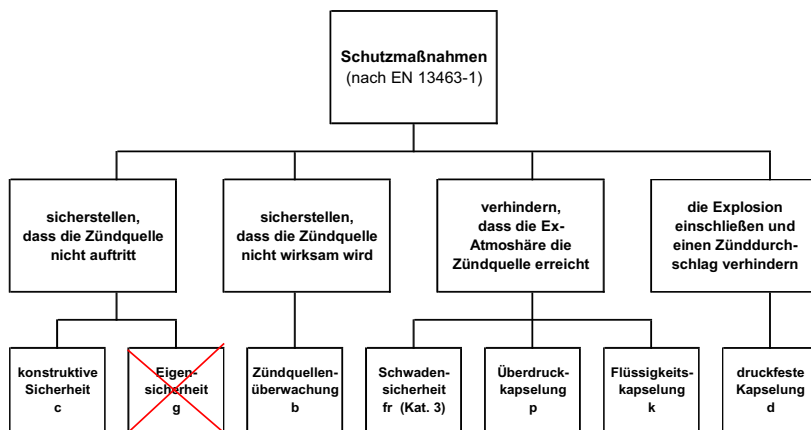


Bild 3: Zündschutzarten für mechanische Geräte nach DIN EN 13463-1[2]

Typische Zündgefahren an mechanischen Geräten sind heiße Oberflächen, mechanisch erzeugte Funken und elektrostatische Aufladungen. Die Ursachen von Zündgefahren können sehr unterschiedlich sein (Bild 5). Dazu sind die konstruktive Gestaltung, die Auswahl von Werkstoffen und prozessbedingte Einflüsse zu berücksichtigen.

4. Zündgefahrenbewertung

Die Zündgefahrenbewertung gliedert sich in vier Arbeitsschritte (Bild 4):

1. Gefahrenanalyse,
2. Gefahrenbewertung,

3. Festlegung von Maßnahmen und die
4. Feststellung der Gerätekategorie.

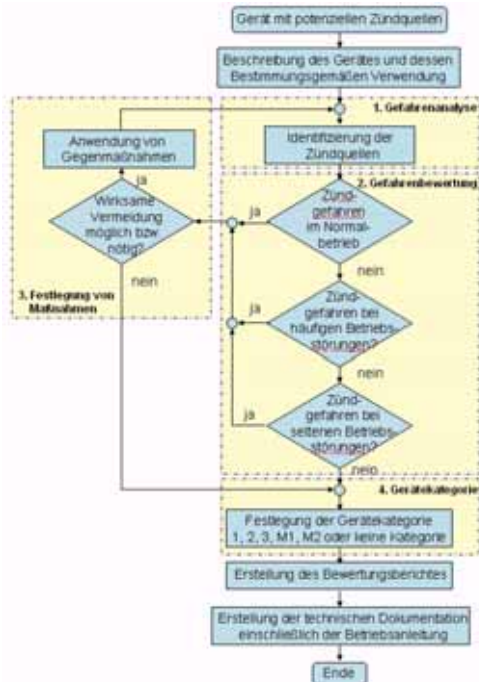


Bild 4: Flussdiagramm der Zündgefahrenbewertung

Bei der Gefahrenanalyse kommt es darauf an, die Zündgefahren und deren möglichen Ursachen auf der Basis der bestimmungsgemäßen Verwendung zu identifizieren. Im zweiten Schritt der Gefahrenbewertung sollen die Zündgefahren bezüglich der Häufigkeit bzw. der Wahrscheinlichkeit ihres Auftretens bestimmt werden. Danach erfolgt die Bestimmung der erforderlichen Maßnahmen zur Vermeidung von Zündgefahren und deren Dokumentation. Im vierten Arbeitsschritt ist es Ziel, die Gerätekategorie unter Berücksichtigung der Maßnahmen zu bestimmen und ggf. notwendige Einschränkungen der bestimmungsgemäßen Verwendung festzulegen.

Die bestimmungsgemäße Verwendung sollte durch den Hersteller klar und verständlich definiert werden. Der Betreiber erhält so die Möglichkeit das Gerät richtig einzusetzen. Der Her-

steller kann damit gleichzeitig einem vorhersehbaren Fehlgebrauch vorbeugen. Beispielsweise könnten zu den notwendigen Angaben Umgebungsbedingungen (Druck, Temperatur etc.), Betriebsbedingungen (z.B. Nenndrehzahl und kritische Drehzahl) sowie Verwendungseinschränkungen (Temperaturklasse, Explosionsgruppe etc.) gehören.

Die Anzahl der zu berücksichtigenden Zündgefahren steigt an, je mehr Einsatzmöglichkeiten freigegeben werden. Bei uneingeschränkter Verwendung müssen folgerichtig auch Zündgefahren von nicht praxiserfahrenen, jedoch denkbaren Einsatzfällen berücksichtigt und durch die Summe der Schutzmaßnahmen abgedeckt werden. Daraus folgt in umkehrender Betrachtung, dass ein wohl definierter Einsatz die notwendigen Schutzmaßnahmen deutlich verringern kann.

Explosionsschutz ist nicht der Zweck oder die Funktion eines Gerätes sondern eine Randbedingung, aber z. T. mit erheblicher Auswirkung auf Funktionalität und/oder Einsatzbereich. Ein Produkt ist selten ausschließlich für eine spezielle Aufgabe vorgesehen. Es müssen in der Regel Produkte mit universellem Einsatzbereich angeboten werden. Der Explosionsschutz muss dabei für die kritische(n) Anwendung(en) ausgelegt werden. Alle nicht kritischen Anwendungsmöglichkeiten tragen folglich mehr Sicherheitsmaßnahmen als zwingend nötig. Hierbei sind die Kosten und der Nutzen ein wesentlicher Beeinflussungsfaktor.

Festgehalten wird die Bewertung in einem gegenüber EN 13463-1 [1] erweiterten Berichtsschema (Tabelle 2) [9].

Im ersten Arbeitsschritt (Spalte 1 der Tabelle 2) soll für das Produkt eine vollständige Liste aller denkbaren Zündgefahren erstellt werden. Dabei ist es wichtig, systematisch vorzugehen und zunächst auf jegliche Bewertungsaspekte zu verzichten, um sich keinerlei Beschränkungen im Denken aufzuerlegen. Zunächst sollte mit Hilfe der Liste der bekannten Zündquellenarten (siehe DIN EN 1127-1 [10] und DIN EN 13463-1 [2]) eingegrenzt werden, welche Zündgefahren generell in Frage kommen (Spalte 1a). Weiterhin sind die vernünftigerweise vorhersehbaren Fehlgebräuche (als Ursache für Zündgefahren) nach [1] zu ergänzen. Dann sollten diese potenziellen Zündgefahren einzeln betrachtet werden im Hinblick auf

- die Besonderheiten der bestimmungsgemäßen Verwendung und der sonstigen Verwendungsmöglichkeiten,
- Konstruktionsvarianten,
- Betriebszustände und deren Änderungen (Starten, Stoppen, Lastwechsel etc.),
- äußeren Einflüsse (Temperatur, Druck, Licht, Feuchte, Energieversorgung etc.),
- Werkstoffeigenschaften, Werkstoffkombinationen und deren Wechselwirkungen (Metall, Kunststoff, elektrostatisch aufladbare Flüssigkeiten etc.),
- Wechselwirkungen mit anderen Geräten oder Komponenten,

- Wechselwirkungen mit Personen (auch Fehlgebräuche),
- Kombinationen von Fehlerzuständen, sofern anwendbar (für Kategorie 1 sind Kombinationen von zwei zu erwartenden Störungen als seltene Störung zu berücksichtigen).

Tabelle 2: erweitertes Schema der Zündgefahrenbewertung

	1		2					3			4					
	Zündgefahr		Bewertung der Häufigkeit des Auftretens ohne Anwendung zusätzlicher Maßnahmen					Angewendete Maßnahmen zur Verhinderung des Wirksamwerdens			Häufigkeit des Auftretens einschließlich Maßnahmen					
	a	b	a	b	c	d	e	a	b	c	a	b	c	d	e	f
if d . N Zünd- r. r.	Poten- zielle Zünd- quelle	Ursa- che (Unter wel- chen Um- stän- den tritt die Zünd- gefahr auf ?)	im Normalbetrieb	bei zu erwartender Störung	bei seltener Störung	nicht zu berücksichtigen	Begrün- dung	Beschrei- bung	Grund- lage (Nor- men, techni- sche Regeln, experi- mentelle Ergeb- nisse)	Nachweis (einschließlich der in Spalte 1 genannten ex-relevanten Eigenschaften)	im Normalbetrieb	bei zu erwartender Störung	bei seltener Störung	nicht zu berücksichtigen	Resultierende Geräte- kategorie bezüglich dieser Zündquelle	notwendige Einschränkungen
1																
2																
Resultierende Geräte- kategorie für alle vorhandenen Zündgefahren:																

Es ist unschädlich für das Ergebnis, wenn an dieser Stelle konstruktive Merkmale, z. B. elektrostatisch ableitfähige Werkstoffe, bereits als gegeben vorausgesetzt werden, sofern ihre Anwendung auf jeden Fall umgesetzt werden soll oder konstruktionsbedingt nicht änderbar ist. Apparative Schutzmaßnahmen wie z. B. die Zündschutzarten „Druckfeste Kapselung“ oder „Zündquellenüberwachung“ sollen in diesem ersten Schritt jedoch noch nicht als gegeben vorausgesetzt werden, da es sonst zu Schwierigkeiten im logischen Ablauf kommen kann und ggf. günstigere Alternativen nicht erkannt werden können.

Das Ergebnis der Zündgefahrenbewertung ist eine Zusammenstellung der Anforderungen an ein technisches Produkt, dass speziell in explosionsgefährdeten Bereichen einzusetzen ist.

5. Zündgefahren

Heiße Oberflächen und mechanische Funken

Gefährliche heiße Oberflächen können entstehen, wo Relativbewegungen z. B. aufgrund der Funktion nicht vermieden werden können (Bild 5). Das ist beispielsweise bei Getrieben, Kupplungen und Lagern der Fall. Die Wechselwirkung zwischen mehreren Wärmequellen muss auch betrachtet werden. Z. B. in Pumpen gibt es eine Wechselwirkung zwischen der Prozesswärme und der Wärme des Lagers. Der Fall der Überlastung des Gerätes kann ebenfalls zu einer starken Erwärmung führen.

Mechanische Funken entstehen bei reibender, schleifender oder auch bei schlagender Berührung von zu einander in Relativbewegung stehenden Bauteilen (Bild 4). Wesentliche Größen während des Vorgangs sind die Relativgeschwindigkeit und die wirkende Kontaktkraft. Die Entstehung von mechanischen Funken ist sehr stark materialabhängig. Messing, Kupfer, Bronze und austenitische Stähle sind als funkenarmes Material bekannt. Problematische Materialien sind insbesondere Leichtmetalle in der Kombination mit schwarzem Stahl. Als ein praxisbewährtes Grenzkriterium für die Kombination Stahl/Stahl gilt: Bei einer Relativgeschwindigkeit unter 1 m/s und einer wirkenden Kontaktkraft bis zu 10 N kommt es während eines kurzen Kontaktes von wenigen Sekunden nicht zu sichtbaren mechanischen Funken.

Elektrostatische Aufladungen

Die meisten elektrostatischen Anforderungen an Schutzmaßnahmen sind in den Standards über die nichtmetallischen Materialspezifizierungen und den Erdungsbedingungen (Potentialausgleich) niedergelegt. Diese sind normalerweise von den elektrostatischen aufladenden Bedingungen unabhängig. Folglich sind in diesem Fall allgemeine Beurteilungsaussagen vorteilhaft ohne detaillierte Kenntnisse über die konkrete Konstruktion anwendbar. Interessante Fragen im Arbeitsschritt 1 der Zündgefahrenanalyse (Tabelle 2) könnten sich wie folgt stellen, um spezielle Fälle zu bestimmen (Bild 5):

- Welche leitenden Teile (einschließlich Flüssigkeiten) sind elektrisch isoliert?
- Wo werden nichtmetallische Materialien oder elektrostatisch aufladbare Flüssigkeiten eingesetzt?
- Welche Teile werden während des Betriebes und/oder im Fall einer Störung (einschließlich des Kontakts zwischen isolierten elektrostatisch aufladbaren Flüssigkeiten und nichtmetallischen Materialien) im Reibkontakt stehen?

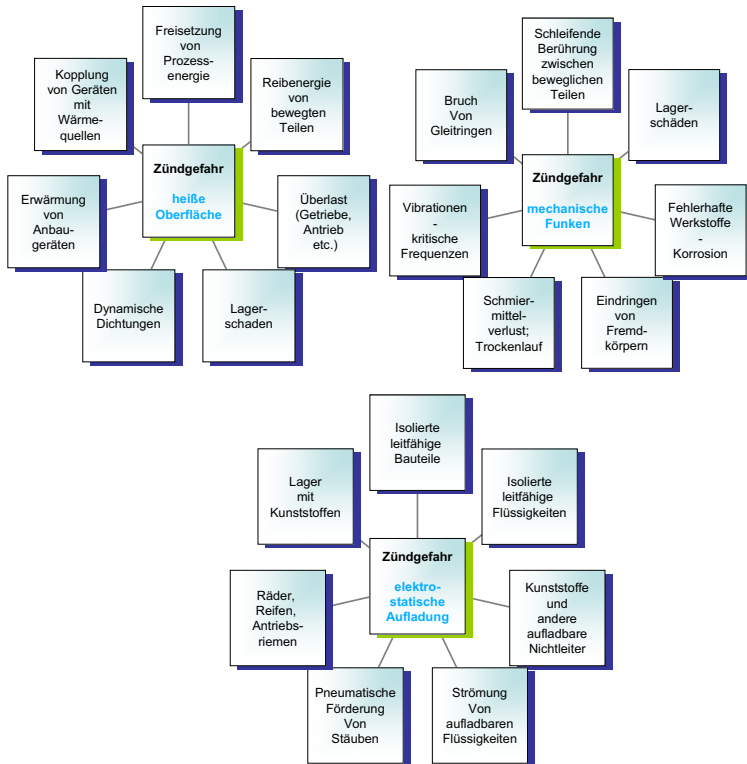


Bild 5: Beispiele für typische Ursachen von Zündgefahren durch elektrostatische Aufladung, heiße Oberflächen und mechanische Funken

6. Betrachtung von technischen Wirkprinzipien bzw. Bauteilen

Lager

Potenzielle Zündgefahren von Lagern werden in DIN EN 13463-5 [11] behandelt. Potenzielle Zündquellen sind mechanische Funken und heiße Oberflächen. Im speziellen Fällen kann beim Verwenden von nichtmetallischen Materialien auch elektrostatische Entladung als eine Zündgefahr in Frage kommen. Als eine allgemeine Regel gilt: Lager verursachen abgesehen von ihrer üblichen Wärmeentwicklung während des Normalbetriebs keine Zündgefahren. Unter Experten ist anerkannt, dass bei Berücksichtigung der Anforderungen der konstruktiven Sicherheit [11] gefährliche Lagerschäden und Fehlgebrauch als ein seltenes Ereignis betrachtet werden kann, d.h. Lager erfüllen dann die Anforderungen der Kategorie 2.

Aussagen zu der zu erwartenden Lebensdauer des Lagers, zu notwendigen Wartung und Instandhaltung müssen für diesen Zweck in der Betriebsanleitung unter Berücksichtigung der vorgesehenen Einsatzbedingungen getroffen werden. Das gilt für Gleitlager und für Wälzlager gleichermaßen. Wenn es dennoch zu einem Schadensfall kommen würde, wird angenommen, dass die Zündquelle nur selten und für eine kurze Zeit auftritt. So sollte die Wahrscheinlichkeit des gleichzeitigen Ereignisses einer explosiven Atmosphäre in der Zone 1 während dieser Periode hinreichend klein sein. Das stimmt mit der langfristigen praktischen Erfahrung solcher Lager in potenziell explosionsfähigen Atmosphären der Zone 1, z. B. beim Einsatz elektrischer Mund Arbeitsmaschinen, überein.

Kombination von Geräten (Baugruppen)

Ein Zusammenbau wird durch eine Kombination von zwei oder mehr Geräten des ATEX-Maschinenparks, der elektrischen Ausrüstung und, wo anwendbar, Bestandteilen und Teile ohne irgendwelche Zündgefahren gebildet. Voraussetzung hierfür ist, dass dieser Zusammenbau eine einzelne funktionelle Einheit, d. h. ein neues Gerät der Ausrüstung bildet [8]. Hersteller, die solch einen Zusammenbau schaffen, schultern die gesamte Verantwortung für den Zusammenbau in Bezug auf die ATEX-Richtlinie. Deshalb muss der Hersteller eine Zündgefahrenbewertung durchführen, um sicherzustellen, dass die Natur des Zusammenbaues die Zündquelleigenschaften der einzelnen Produkte nicht unzulässig verändert hat.

Ein typischer Fall ist die thermische Wechselwirkung von elektrischen Antrieben der Kategorie 2 und Pumpen der Kategorie 2. In diesem Fall kann die Temperaturklasse des zusammengebauten Gerätes stärker eingeschränkt sein, als die Temperaturklassen der einzelnen Geräte. Als Beispiele seien genannt: Der Wärmestrom von der elektrischen Maschine zur Pumpe im Falle eines Blockierens oder der Wärmefluss von der Pumpe zum Motor beim Fördern heißer Flüssigkeiten.

Pumpen

Ein Aspekt zur Bewertung von Kategorie-3-Geräten ist der Dauerbetrieb bei maximaler Last (Überlastung). Hierbei tritt die maximal zu erwartende (Oberflächen-)Temperatur auf. Der Druck an Ein- und Ausgang sowie das Korrosionsverhalten und die Temperatur des fördernden Mediums muss betrachtet werden. Wenn die maximale Oberflächentemperatur nicht von der Pumpe selbst, aber von dem geförderten Medium abhängt, kann die Temperaturklasse nicht allein vom Hersteller bestimmt werden. Der Hersteller sorgt für eine entsprechende Kennzeichnung (T_x [2]). Und gibt grafisch oder tabellarisch in der Betriebsanleitung an, wel-

che maximale Oberflächentemperatur in Abhängigkeit von der Temperatur des Mediums entsteht und welche Temperaturklasse folglich vom Betreiber anzuwenden ist.

Folgende Fälle üblicherweise zu erwartender Betriebsstörungen müssen bei den Kategorie-2-Geräten in Betracht gezogen werden:

- Dauerbetrieb bei maximalen Druck und niedrigen Förderraten,
- Fehler von Bauteilen und Komponenten infolge der Betriebsbedingungen und der Auslegung,
- Ansaugen von Fremdkörpern,
- Lösen von mechanischen Verbindungen und
- Belastung durch Schlag oder Reibung.

Seltene Funktionsstörungen (Kategorie 1) können der Betrieb von Geräten im geschlossenen Druckkreis (geschlossener Ausgang), das Fehlverhalten eines Zündüberwachungsgeräts oder eine noch nicht betrachtete Zündgefahr bei Kombination von zwei üblicherweise vorkommenden Funktionsstörungen sein.

Rührwerke und Mischer

Grundsätzlich müssen vom Hersteller potenzielle Zündgefahren durch heiße Oberflächen, mechanische Funken und elektrostatische Aufladung, z. B. im Rührwerksbehälter, betrachtet werden. Mechanische Funken können durch Kollisionen der Teile eines Rührers mit Teilen des Behälters oder mit Fremdkörpern oder mit Teilen des Rührers erzeugt werden. Andere Möglichkeiten der Erzeugung von mechanischen Funken sind Vibrationen der Rührwelle auf Grund kritischer Resonanzgeschwindigkeiten, externer Vibrationen oder Lagerschäden. Der Rührer muss so entworfen und gefertigt werden, dass die Sicherheit innerhalb der Grenzen der vom Hersteller festgesetzten Betriebsbedingungen gewährleistet wird. Wenn ein Rührer mit einem nicht stationären Behälter verbunden wird, darf es nicht vorausgesetzt werden, dass die Ausrichtung korrekt ist. Das sichere Zentrieren zwischen den bewegenden Teilen muss bereits durch die Konzeption berücksichtigt werden. Eine mögliche Konzeptlösung könnte durch eine mechanische Schließeinheit und einen Sicherheitsstromkreis realisiert sein. Konstruktionen, die für einen Fehlgebrauch anfällig sind, sind dabei grundsätzlich zu vermeiden. Rührer dürfen nicht auf ungeeignete Behälter montierbar sein.

Kategorie 3 Geräte dürfen keine wirksamen Zündquellen während des Normalbetriebs enthalten. Exemplarisch soll die Aufladung von aufladbaren Suspensionen und Flüssigkeiten infolge des Rührvorganges erwähnt werden. Die hiervon ausgehende Zündgefahr kann nicht

durch das Ausrüstungsdesign vermieden werden. Es sind Maßnahmen zu bestimmen, die keine explosionsfähige Atmosphäre entstehen lassen. Deshalb muss solch ein Bewertungsergebnis zu einer Beschränkung des bestimmungsgemäßen Gebrauches führen. Die Wahl von Materialien und ein entsprechendes Dimensionieren (z. B. die Rücksicht von minimalen Abstand zwischen bewegenden und befestigten Teilen) sind zu betrachten, um mechanische Funken und heiße Oberflächen zu vermeiden.

Um den Anforderungen der Kategorie 2 zu entsprechen, müssen Funktionsstörungen z. B. der Defekt einer flüssigkeitsgeschmierte Gleitringdichtung infolge der fehlenden Schmierung, vermieden werden. Eine Überwachung des flüssigen Niveaus einschließlich eines Betätigungsschalters wird als ausreichend betrachtet. Weitere Beispiele für Funktionsstörungen sind mechanischer Abrieb (Verschleiß), Überschreiten der Schmierungslebensdauer oder Korrosion.

Für die Kategorie-1-Geräte müssen seltene Funktionsstörungen sowie Zündgefahren infolge von zwei üblicherweise zu erwarteten Funktionsstörungen betrachtet werden. Beispielhaft soll der Versagensfall von Wälzlagern zur Wellenführung angeführt werden. Die Lager werden in der Regel in der Zone 1 verwendet und können folglich mit den Kategorie-2-Anforderungen bewertet werden. Aber im Falle eines Schadens ist eine Zündgefahr in der Zone 0 zu warten, so dass auch seltene Störungen vermieden werden müssen. Aufgrund dessen ist es unverzichtbar, eine entsprechende Maßnahme einzuleiten, z. B. das Anbringen eines kontinuierlichen Überwachungssensors mit einem Auslöseschalter. Andere seltene Funktionsstörungen sind ungenügende Stabilität, unzulässiger Betrieb im Bereich der kritischen Drehzahl (Resonanzerscheinungen), das Verlieren von Teilen, die Fehler von Sicherheitsgeräten oder das Eindringen von explosionsfähigen Gemischen in nicht entsprechend geschützte Bereiche des Gerätes aufgrund von fehlerhaften Trennelementen (Dichtungen).

Für die Kategorie-1-Geräte können Kombinationen von zwei seltenen Funktionsstörungen oder einer seltenen Funktionsstörung in der Kombination mit einer erwarteten Funktionsstörung unberücksichtigt bleiben. In diesen Fällen wird eine Zündgefahr als sehr unwahrscheinlich betrachtet. Beispiele sind einerseits das Schleifen zwischen Welle und Behälter, obwohl eine entsprechende Festigkeit für die Teile gewählt wurde, die die Bewegung der Welle beeinflussen oder andererseits der Betrieb bei der kritischen Drehzahl (Resonanzdrehzahl), obwohl diese Drehzahl aufgrund der Auslegung des Rührers nicht vorkommen kann.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Für einzelne vor der Explosion geschützte nicht-elektrische Geräte oder für einen Zusammenbau von elektrischen und nicht-elektrischen Geräten ist es absolut notwendig, eine aus-

fürliche Zündgefahrenbewertung [2] durchzuführen, um die grundlegenden Sicherheits- und Gesundheitsanforderungen der ATEX-Richtlinie zu erfüllen. Oftmals sind die Randbedingungen und Forderungen schwer durch Hersteller einzuschätzen. Nach einer Zündgefahrenbewertung kann es durchaus notwendig werden, eine Anpassungs- bzw. Variantenkonstruktion auszuführen. Um diesen Entwicklungsaufwand effektiv zu gestalten bzw. zu minimieren, ist es vorteilhaft, Schnittstellen zu schaffen, die die Anforderungen speziell und konkret sowie mit möglichen Beispielen hinterlegt.

Diese Schnittstellen können durch die Erstellung von

- Checklisten für die Erweiterung von Anforderungslisten,
- Werkstoff- und Werkstoffpaarungslisten,
- Aufstellen von Zündgefahrenanalysen für typische Wirkprinzipien an mechanischen Geräten und auch
- Untersuchungen von typischen Arbeitsweisen mechanischer Geräte mit dem Aufzeigen von Zündgefahren und entsprechenden Lösungsvorschlägen.

Durch die Bereitstellung solcher Hilfsmittel zu den einzelnen Arbeitsschritten wird eine zielgerichtete Bearbeitung (Neukonstruktion) bzw. Überarbeitung (Anpassungskonstruktion) der mechanischen Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen gegeben sein.

Literatur

- [1] Richtlinie 94/9/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. März 1994 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten für Geräte und Schutzsysteme zur bestimmungsgemäßen Verwendung in explosionsgefährdeten Bereichen, Amtsblatt Nr. L 100 vom 19.04.1994, S. 1-29
- [2] DIN EN 13463-1:2002. Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen - Teil 1: Grundlegende Methodik und Anforderungen
- [3] Explosionsschutzverordnung [ExVO] Verordnung über das Inverkehrbringen von Geräten und Schutzsystemen für explosionsgefährdete Bereiche - 11. GSGV vom 12.12.1996, Bundesarbeitsblatt 3/97, S. 80-82
- [4] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: Pahl/Beitz. Konstruktionslehre. Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendung. 6. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2005
- [5] DIN EN 60529:2000. Schutzarten durch Gehäuse (IP-Code)
- [6] BIA-Report 11/97: Dokumentation Staubexplosionen - Analyse und Einzelfalldarstellung

- [7] Greiner, Helmut: Elektroinstallationen und Betriebsmittel in explosionsgefährdeten Bereichen. 2. Aufl. München: Hüthig & Pflaum Verlag, 2006
- [8] Guidelines on the Application of Council Directive 94/9/EC of 23 March 1994 on the approximation of the laws of the Member States concerning equipment and protective systems intended for use in potentially explosive atmospheres. European Commission, 2nd Edition, 2005
- [9] Beyer, M.: Systematische Zündgefahrenbewertung an explosionsgeschützten mechanischen Geräten. In: Technische Überwachung 45 (2004) Nr. 3, S. 27-31
- [10] DIN EN 1127-1:1997. Explosionsfähige Atmosphären - Explosionsschutz - Teil 1: Grundlagen und Methodik
- [11] DIN EN 13463-5:2004. Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen - Teil 5: Schutz durch Konstruktive Sicherheit "c"

Nutzung von prä- und postoperativen 3D-Scandaten - zur Vorhersage kieferchirurgischer Operationsergebnisse

Dr.-Ing. Christine Schöne, Prof. Dr.-Ing. habil. Ralph Stelzer

TU Dresden

Kurzfassung

Im Designbereich des Maschinenbaus hat sich das 3D-Scannen und die Weiterverarbeitung der 3D-Scandaten, das Reverse Engineering seit einigen Jahren etablieren können. Neben umfangreichen Know-how zum Reverse Engineering im Maschinenbau, streben die Mitarbeiter im Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD die Übertragung der Methoden in andere Bereiche wie z.B. der Medizin an [1,3]. Über die Anwendung des Gesichtsscannens zur künftigen Vorhersage des Operationsergebnisses nach kieferchirurgischen Eingriffen wird berichtet.

1. Motivation

Die Mund- Kiefer- und Gesichtschirurgie (MKG- Chirurgie) ist der Teilbereich der Medizin, in dem Defekte und Fehlbildungen des Gesichtsschädels chirurgisch behandelt werden. Dabei kann es sich sowohl um angeborene Fehlbildungen handeln als auch um erworbene Defekte, wie beispielsweise Frakturen durch einen Unfall. In der MKG- Chirurgie kommt es nicht nur auf eine reine Wiederherstellung der Funktionalität an, wie z. B. Atem- oder Schluckeinschränkungen, sondern auch auf ein optimales ästhetisches Resultat, da dieses psychologisch äußerst wichtig für den Patienten ist. Die teilweise sehr komplexen Eingriffe in die Struktur der gesichtsbildenden Schädelknochen können zu einer Veränderung der individuellen Gesichtsform führen. Deshalb sind eine hohe Präzision in der Diagnostik, der Operationsplanung und deren Umsetzung am Patienten unbedingt notwendig.

Seit über 2 Jahren wird das Gesicht von Patienten in der Kieferchirurgischen Klinik der TU Dresden jeweils vor und nach einer Operation mittels 3D-Scannen erfasst. Diese Methode wird heute parallel zur Computertomographie (CT) und Röntgendiagnostik durchgeführt. Das 3D-Scannen des Gesichtes ist im Gegensatz zur CT strahlungsfrei und damit beliebig oft wiederholbar.

Die begonnenen Untersuchungen unter Nutzung der 3D-Scandaten sollen künftig einen Aufschluss über Tendenzen der Veränderung des Gesichtes nach kieferchirurgischen Eingriffen geben.

Vor der Etablierung dieser Methode sind Untersuchungen zur Genauigkeit der Messungen,

zur Reproduzierbarkeit der Ergebnisse und zur Quantifizierung der Vorhersage des Operationsergebnisses anzustellen.

Das Gesicht jedes Patienten wird gegenwärtig jeweils 5-mal vor und 5-mal nach der Operation 3D-digitalisiert. Die Auswertestrategien, Ergebnisse erster Untersuchungen und weitere Zielstellungen werden im Beitrag vorgestellt.

2. 3D-Scannen - Datenerfassung

Für medizinische Anwendungen entwickelte das Fraunhofer Institut für Optische Messtechnik ein mobiles 3D-Scangerät, das auf der Basis von Streifenprojektion arbeitet [2]. Dieses Gerät wurde hinsichtlich seines Einsatzes von der Firma IVB Jena GmbH weiter optimiert und in verschiedenen Varianten für das Gesichtsscannen am Uniklinikum der TU Dresden, in der Poliklinik für Zahnärztliche Prothetik stationiert.



Abbildung 1: Gesichtsscanner arbeitet nach dem Prinzip Streifenprojektion (Quelle: Fraunhofer Institut für Optische Messtechnik)

Im Ergebnis des Scannens erhält man eine Punktwolke (Abbildung 2), die gefiltert, trianguliert und lokal geglättet wird. Die weiteren Untersuchungen erfolgen auf der Grundlage der bereinigten und triangulierten Punktwolken.



Abbildung 2: Punktwolke im Ergebnis des Gesichtsscannens

3. Untersuchungen zur Genauigkeit der Methode [5] Zunächst wurde die Reproduzierbarkeit des 3D-Gesichtsscannens untersucht. Dazu wurden jeweils 5 Scanaufnahmen vor und nach der Operation herangezogen. Folgende Abweichungen zwischen den 3D-Aufnahmen sind festzustellen: bedingt durch geringfügig unterschiedliche Sitzpositionen, liegen die aufeinanderfolgenden 3D-Scans in unterschiedlichen Koordinatensystemen der Gesichtsausdruck bei aufeinanderfolgenden 3D-Scans weist Unterschiede auf und dieser wirkt sich auf den 3D-Datensatz aus

Die Registrierung von 3D-Daten, die in unterschiedlichen Koordinatensystemen liegen, wird heute von leistungsfähigen Softwarelösungen, wie z.B. Geomagic Studio [4] komfortabel unterstützt. Bei Objekten, die sich ausschließlich durch Freiformflächen beschreiben lassen und keine signifikanten Kanten, Ebenen oder Punkte aufweisen, müssen iterative Verfahren der Besteinpassung Anwendung finden. Da man davon ausgehen muss, dass man nur Datensätze sinnvoll registrieren kann, die gleiche oder ähnliche geometrische Bereiche aufweisen, gilt es, diese Bereiche herauszufinden.

Aus der Erfahrung der Kieferchirurgie ist bekannt, dass sich die Stirnpartie aufgrund des geringen Anteils des Weichgewebes am wenigsten verändert. Aus diesem Grunde wurde dieser Gesichtsbereich für die globale Registrierung von 3D-Gesichtsdaten herangezogen, die zu unterschiedlichen Zeitpunkten erfasst wurden.

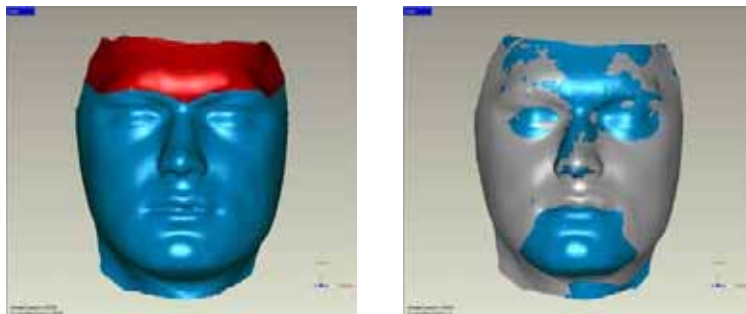


Abbildung 3-a: Markierung im Stirnbereich zur Registrierung der Gesichter prä- und postoperativ

Abbildung 3-b: Registrierte Gesichter prä- und postoperativ

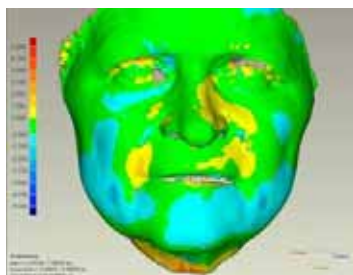


Abbildung 4: Vergleich von zwei Datenaufnahmen im gleichen Zustand [8]

Es konnte festgestellt werden, dass die in sehr kurzen, aufeinander folgenden Abständen durchgeführten 3D-Aufnahmen bereits untereinander messbare Unterschiede aufweisen (Abbildung 4). Das resultiert aus dem Einfluss der Mimik auf das Digitalisierungsergebnis. Deshalb wurde eine Methode entwickelt, wie aus den 5 nahezu zeitgleich durchgeführten 3D-Scans ein mittlerer 3D-Datensatz generiert werden kann.

4. Vergleich der 3D-Datensätze prä- und postoperativ [5]

Diese gemittelten Datensätze, jeweils prä- und postoperativ, werden für einen 3D-Vergleich herangezogen. Die Registrierung der Datensätze erfolgt dabei ebenfalls anhand operativ unbeeinflusster Oberflächenbereiche des Gesichts, der Stirnpartie. In Abbildung 5 ist der Oberflächenvergleich zwischen prä- und postoperativem Zustand anhand eines Beispiels

dargestellt. Die Farben geben dabei Auskunft über die quantitative Verlagerung einzelner Gesichtsbereiche nach einem operativen Eingriff.

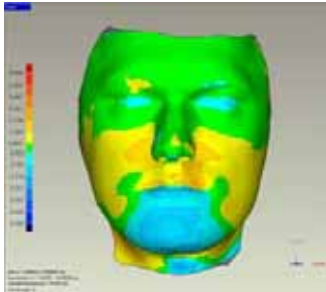


Abbildung 5: Abweichungsskala der 3D-Datensätze des Gesichts prä- und postoperativ

Weitere Bewertungen können anhand definierter Schnitte durch das 3D-Modell durchgeführt werden.

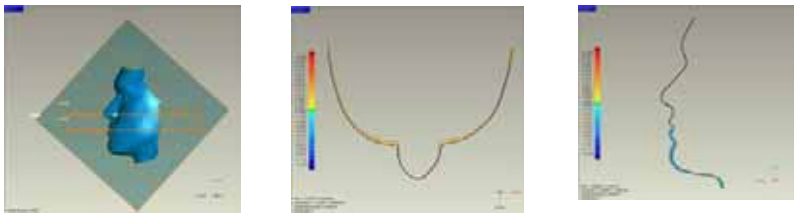


Abbildung 6: Definierte Schnitte durch die 3D-Datensätze und Abweichungsdokumentation

Treffsichere Aussagen über qualitative und quantitative Änderungen im Gesicht sind anhand der bisherigen dargestellten Vergleiche allein noch nicht durchführbar. Zunächst gilt es deshalb eine Lernphase zu durchschreiten. Dafür wurden zusätzlich signifikante Punkte des Schädels, die in der Kieferchirurgie üblich sind, herangezogen. Diese Punkte wurden danach mit definierten Punkten und deren Verschiebungen im Gesicht verglichen.

5. Ziele und Ausblick

Das Ziel weiterer Untersuchungen besteht nun darin, Gesetzmäßigkeiten über die Gesichtsveränderungen bei definierten Operationsmethoden und Maßkorrekturen am Schädel herauszufinden und diese weiter zu quantifizieren um künftig Vorhersagen machen zu können. Dazu wird die Zahl der untersuchten und 3D-dokumentierten Patienten ständig weiter erhöht. Da die Zusammenhänge nichtlinear sind, aber von definierten Einflussfaktoren abhängen, können diese mittels der Methode der Neuronalen Netze erfolgreich abgebildet werden. Der für den praktischen Einsatz Neuronaler Netze notwendige Arbeitsablauf lässt sich aus einem eigenen bearbeiteten Themenfeld ableiten [7] und in mehrere Schritte gliedern. Dies sind:

Bereitstellung der Lerndatenbasis für das Neuronale Netz;
das sind Paarungen von prä- und postoperativen 3D-Datensätzen

Festlegung der Netzstruktur (Anzahl und Wichtung der Neuronen der Schichten) und der Lernparameter (z.B. Übertragungsfunktion); die sind durch Variation in der Anlernphase des Netzes durch wiederholte Rechnungen herauszufinden

Anlernen des Neuronalen Netzes;

liegt eine ausreichende Anzahl von prä- und postoperativen Datensätzen vor, können diese für die Lernphase zur Generierung eines Neuronalen Netzes herangezogen werden

Nutzung des Neuronalen Netzes zur Vorhersage des Operationsergebnisses sowie ständige Verbesserung des Netzes und damit der Vorhersage

Ausgehend von der Zielstellung zur Verbesserung der Vorhersage des Operationsergebnisses sind nunmehr die Soft- und Hardwarewerkzeuge sowie die methodischen Ansätze für die weiterführenden Arbeiten dargelegt worden.

6. Literatur

- [1] Schöne, C., Carlsen, U., Schreiber, S.: Digitizing and Reverse Engineering, 33. International Conference on Computers and Industrial Engineering, Jeu, Korea, 25.-27.03.2004
- [2] N.N.: Kolibri-mobil, Mobiles multi-view 3D-Messsystem, Fraunhofer Institut für Angewandte Optik und Feinmechanik Jena, data sheet, 2002
- [3] Reitemeier, B., Notni, G., Heinze, M., Schöne, C., Schmidt, A., Fichtner, D.: Optical modeling of extraoral defects, The journal of Prosthetic Dentistry, Volume 91(1), Januar 2004
- [4] GEOMAGIC-Studio, Tutorial zum Softwarepaket der Firma Raindrop Geomagic, 2006

- [5] Wernicke, K.: Vergleich von 3D-Scandaten, die zu unterschiedlichen Zeitpunkten aufgenommen wurden – Erprobung am Beispiel des Gesichtsscannens, Großer Beleg, TU Dresden, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, April 2006
- [6] Fichtner, D., Schöne, C., Beyer, O.: Wissensakquisition für Schnittwerte, Wissensbasierte Schnittwertermittlung mit Hilfe von neuronalen Netzen, Werkstattstechnik Produktion 85(1995) 419-412, Springer Verlag 1995

A Template to Match the Lower Extremity of the Femur

MSME. **S. BAKSI**, Prof. Dr.-Ing. **K. –H. GROTE**

Institut für maschine Konstruktion/Konstruktionstechnik, Otto-von-Guericke Universität
Email: stanley.baksi@mb.uni-magdeburg.de

Abstract

The thigh bone, also known as the Femur provides vital structural support required for running, walking and other activities associated with movement. The lower end of the Femur forms a part of the knee joint. The lower end also referred to as the lower extremity is defined by the presence of two condyles and the epicondylar fossa. The condyles play an important part in the kinematic characteristics of the knee. A proper understanding of the condylar shape and its statistical distribution over a population would enable for better design of knee implants in case of total or partial knee replacements. The extraction of such data requires three dimensional modelling of a large number of knees. This is possible by using endoscopic data obtained from scans like Computer aided Tomography (CT) and then using techniques of Reverse Engineering and Computer Aided Design to model the shape of the knee. This however, is time consuming and can prove to be a hindrance while analyzing large populations of the order of hundreds or thousands of specimens. Bones at a particular anatomic position show similar features. It is hence possible to design a template that is representative of these features. The designed template can be morphed to conform to the shape of the particular bone in question. This paper looks into such a template designed to represent the Lower extremity of the femur, the surface accuracy obtained from the template morphing and matching procedure and the economy of time achieved by the process.

1. Introduction

The Femur connects the pelvic joint to the knee. It is the longest and the strongest bone in humans. It forms one part of the knee joint. Its geometry at the lower extremity interacts with the meniscus, the knee cap, the Tibia and the fibula to form the knee joint. The kinematics and performance of the knee joint is dependent on the shape of the Femur lower extremity. The lower extremity is defined by the presence of medial and lateral condyle, the intercondyloid fossa and the medial and lateral epicondyle. In case of degeneration of the bone due to osteoporosis, trauma, or wear and tear, the damaged portion of the bone may have to be replaced. If the affected portion is the lower extremity, then condyles might

require replacement. This is achieved by using biocompatible material implants, like titanium, that resembles the shape of the condyle. These implants are designed based on some experience, tests and post operative analysis. It is often required to investigate the data and make a statistical distribution of the geometrical parametrical features of the condyles within a given population. Condylar shape was investigated by Biscevic et al [1]. Such investigations are however, two dimensional in nature and are based on x-ray images. The implants designed and used in market are based on simple curves like those traced by a sphere. However, such simple shapes may not always satisfactorily perform as compared to the replaced part that showed complex three dimensional structures. Deviations in the kinematics of the replaced condyles with the original condyle have been investigated by Saari et al [2]. With advances in Digital and Rapid Prototyping technologies, it is possible to extract complex shape of the femoral condylar surface. Such surfaces can be used for better design of implants. Recently, custom made generative titanium implants have been directly implanted to replace degenerated bones [16]. Although image extraction is an integral part of the process, it is lengthy and labour intensive. In case of a three dimensional shape study for large population, the feasibility of conducting the study would depend on the amount of skilled work force available. Automation of the process or part of it would naturally facilitate undertaking such studies. The following paragraphs describe a process that explains the partial automation in the process of surfacing of the condylar surfaces of the Femur.

2. Extraction of Data

Computer Aided Design has traditionally been used to model various regular shapes and models with regular feature. However, for generation of complex shapes, special modelling techniques had to be developed. Of late, improvements in hardware and software technology has increased scope of CAD systems and complex free form surfaces can be designed, analyzed and manufactured for various purpose. This has enabled modelling of various anatomical parts, which are usually free form structures. Modelling of free form anatomical parts involved acquisition of data using an imaging modality and then using reverse engineering techniques to combine and surface the data obtained. Such models can be used for tissue engineering, analytical analysis of the part as regards to kinetic analysis, wear and tear analysis and Finite element analysis. These results have been reported in literature [3,4,5,6].

2.1 Endoscopic data acquisition

Primary imaging modalities for endoscopic scans are Computer Tomography (CT) or Magnetic Resonance Imaging (MRI). Detail discussion on merits of CT and MRI imaging modalities are discussed in [7,8]. CT scans expose the body to a small amount of ionizing radiation. On the other hand, MRI scans do not expose the body to any radiation. MRI is based on the absorption and emission of energy in the radio frequency range of the electromagnetic spectrum. MRI is in general much superior as compared to CT in differentiating between soft tissue boundaries. The image resolution obtained using CT is much higher in addition to a better differentiation between the hard tissues and soft tissues. Hence in studies involving bones, CT is preferred as compared to MRI as an imaging modality. The specimen to be scanned is moved along a straight vector and multiple images are taken at specified points along the vector. The images obtained from the scans display a density map of the sample that can be differentiated by its gray scale value. Stacking of these images along the direction vector gives a three dimensional representation of the structure. A Voxel image based on this stacking can now be derived. Voxel image is a volume cubic element holding one or more value (Boolean or real). The required tissue represented by the Voxels on each slide can be differentiated using 2D segmentation. This is done usually by specifying a gray scale threshold value and can be fine tuned by manual editing of the images. This is especially effective at tissue boundary regions. The derived images at each slice is stacked along the scan vector to give a three dimensional representation of the required tissue by region growing techniques. A selected voxel (x) which lies within a specified threshold while performing 2D segmentation is connected to all adjacent voxels (ys) that are in immediate contact with the voxel x. The voxel cluster now acts as the selected original voxel x and connects to other suitable voxels that are directly in contact. The selected region thus grows to provide a three dimensional anatomic view. The three-dimensional anatomic view produces novel views of patient anatomy while retaining the image voxel intensities that can be used for volume rendering, volumetric representation and three-dimensional image representation. The three dimensional image thus obtained can also be used for prototype modeling, usually involving rapid prototyping, to visualize situations where computer images do not suffice. Model slicing and model processing lead to model assisted applications like in surgical planning, preoperative planning, intra-operative planning in computer assisted surgery [9,10,11]. The road map for obtaining 3D representation from endoscopic images is illustrated in Fig. 1

2.2 Mathematical modeling

The data obtained has to be converted to mathematical form for integration in applications for geometrical shape analysis kinematic analysis of joints, wear and tear analysis and finite

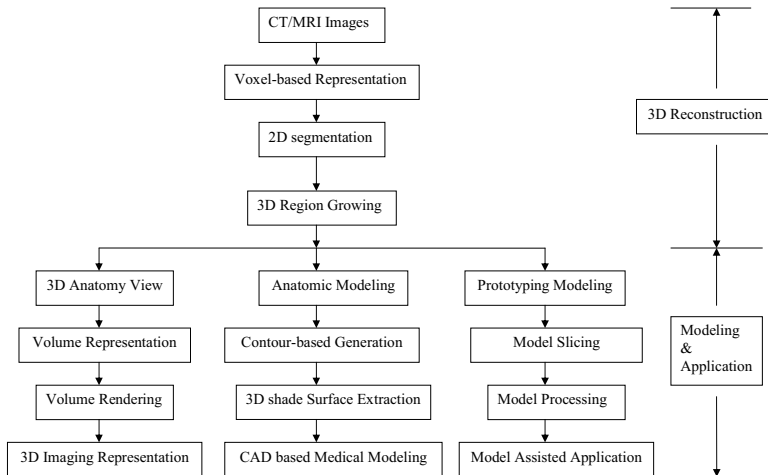


Fig. 1: Road map for three dimensional representations of endoscopic data [7]

element analysis. The data obtained by imaging modalities after region growing often have noise data that needs to be filtered and removed. The points are connected using polygonization techniques to give surface representation. The surface is then analysed for surface curvature and sharp edges and are overlaid with defining curves that reflect areas which have large rate of change of surface curvature. The defining curves form closed loops which are subdivided into smaller surface patches. This helps in capturing surface details with better accuracy. The patches are covered with NURBS surfaces with defined vectors in u and v direction. The diagrammatic representation for obtaining the surface representation and possibly physical representation of the anatomic model is illustrated in Fig. 2

3. Surfacing of the pilot model and generation of template

3.1 Generation of the Pilot model

As an example for generation of a model, the lower extremity of the knee was separated from the shank. The line of separation was the about 5 mm from the point where the condyles slope into the shank. The femur selected for the test case was that of an adult male right leg. Hence, the template is made to match those of adult males. The femur structure

was separated from the surrounding tissue using segmentation and region growing techniques. Fig. 3 shows the extraction of the Femur tissue from endoscopic scans. Fig. 4a–f shows the process of using reverse engineering approach to construct a 3D femur model. The imported points from the 3D voxel model (Fig. 3c) first need to be cleaned to filter out some noise data. A decimation of points sometimes is also necessary depending on the number of the initial points (Fig. 4a). The points are then triangulated to form a faceted model (Fig. 4b). Further surface refining, enhancement and noise filtration (Fig. 4c) is often required for reducing the file sizes and unwanted features. Fig. 4d-f shows NURBS patches used to fit across the outer shape of the model. Due to the limitation of STL in representing geometry with small, detail and complex features, the 3D model STL of the femur bone was not well reconstructed as shown in Fig 5. To overcome this, we need to refine the surface by adding more triangles in STL before the modelling process, or to edit the surface in a CAD environment after the initial model is constructed. The reverse engineering approach is a preferred modelling approach because of the accuracy, structure fidelity, and the versatility in data transfer to STEP or IGES. The STL process is suitable when medical rapid prototypes need to be made directly from the endoscopic scans for purpose or representation only. It can prove unsuitable for surfacing and digital analysis.

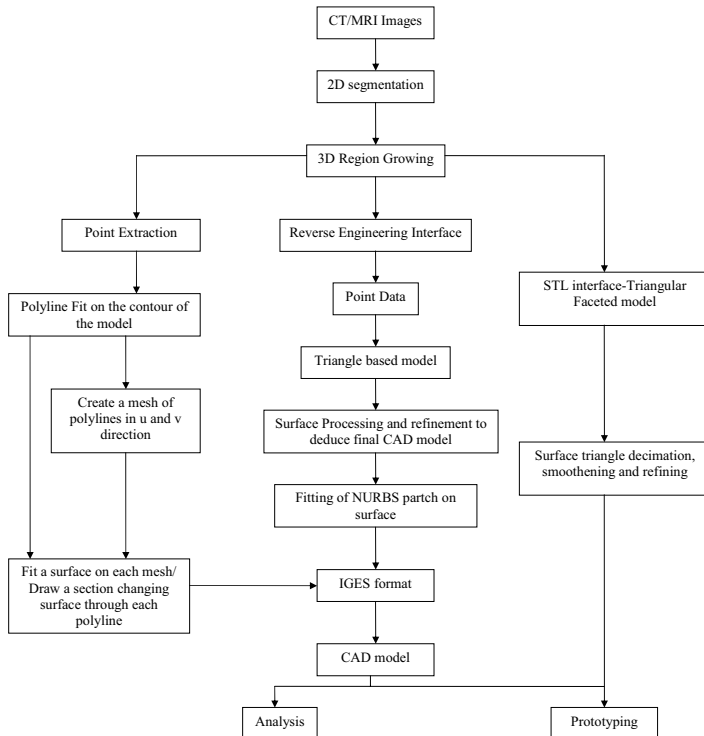


Fig. 2: Process definition for obtaining mathematical surface representation and physical model [15]

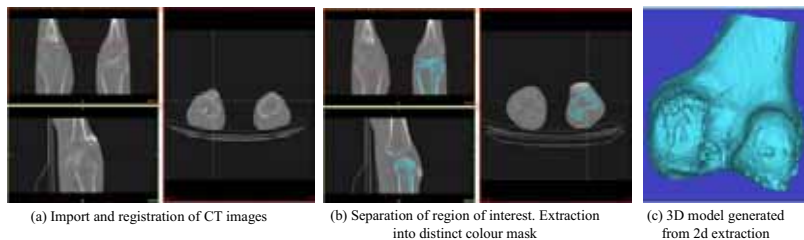


Fig. 3: Extraction of 3D model from DICOM images by 2D segmentation and region growing

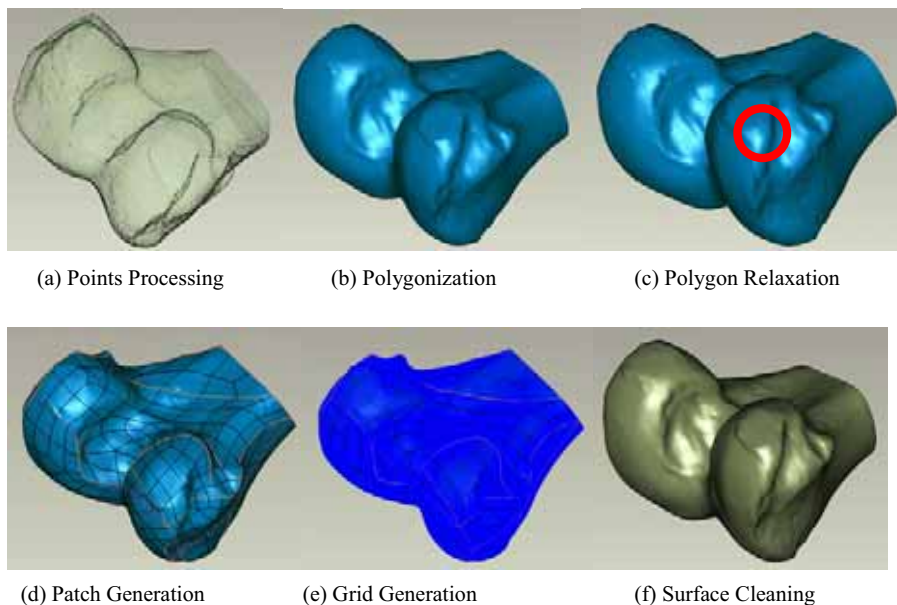


Fig. 4: Surfacing of femur lower extremity using reverse engineering approach

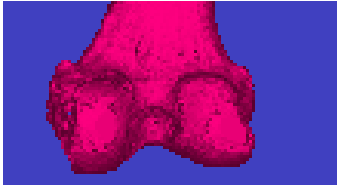


Fig. 5: STL data with surface defects

3.2 Generation of Template

Although the above process gives us a fairly good representation of surface of the Femur, the surface patches may have very acute angles, unsuitable folds and bad representation. It is therefore necessary to define the surface with curves and patches that do not have very sharp vector angles at surface corners. Confirming to the model defined in [12], the lower extremity of the femur was defined by guiding curves defining each condyle, and the posterior bulge of the condyles. Each closed loop curve is subdivided into patches to ensure proper encompassment of surface details. This collection of surface patches enclosed by defining curves is converted to a template representing object. This template can be used to align and surface objects that have similar features, in this case, the lower extremity of the Femur. The new sample to be surfaced is first aligned to the template structure with respect to its defining features. The patches and curves are then projected on the point cloud representing the new data set. The projection is done by least square distance algorithm. This approach ensures proper surface representation while ensuring economy of time. The generated template of the femur is represented in Fig. 6. The template was generated using the software "Raindrops Geomagics" [14].



Fig. 6: Pilot template for the Femur

4. Testing, Results and Discussion

4.1. Extraction and preparation of test samples

The generated template of the Femur was tested on four specimens of the femur from the right leg of adult males. The specimens were derived from cadaver Femurs dried and preserved. They were scanned using CT technique with a resolution of 0.5 mm. Tissue segmentation and 3D voxel image was extracted using MIMICS [13] software. It is to be noted that at the point of separation of the lower extremity from the schank, the parting surface had to be closed using the fill option. The separation plane of the shank and the lower extremity was arbitrary and no specific measured distance or relationship is required.

4.2 Results

The extracted 3D structure was surfaced using the template for the lower extremity. The result for point to surface deviation is shown in Fig. 7. The results show, in general a good conformity to the voxel image. A large portion of the surface shows a deviation of only ± 0.1 mm represented by green colour in all four scans. There are however a few hotspots represented by the blue and red colour. The deviation is especially large in sample (b) shown in Fig. 7, with a deviation of 3.7 mm in the area encircled by the red circle. The deviation in some areas is high due to presence of noise data that was allowed to remain while comparing the templates.

4.3 Discussion

The surfaced lower extremity of the Femurs conformed closely to the Voxel representation. Use of templates to generate surfaces for the lower extremity of the Femur facilitated quick representation while providing good overall accuracy. There are some areas of high deviation due to presence of noise data which forms part of the deviation along with the desired data. This technique allows surfacing of the lower extremity in quick time while maintaining high surface quality of the reverse engineering technique. While for obtaining good surface quality using the reverse engineering technique would take 8-10 hours, this approach provides good surface quality in about 10-15 minutes. By the earlier procedure described in section 2.2, deletion of noise data after extraction of the tissue structure proved to be cumbersome. It was a tedious procedure which not only involved removal of unwanted data, but one in which required data was often lost due to faulty manual data selection This approach also allows for generation of features that would allow for integration into CAD programs for further analytical simulation of the specimen. Furthermore, in case of studies involving very large population, automation can be brought into the process. It must be noted

that for proper projection of the template nodes, the specimen should have features similar to the template. If the condyles are not properly captured or the shank is cut off in the proximity of the condylar structure, it would not generate proper surfaces. The primary procedure involving extraction of the data from CT scans still remains a time consuming activity and provides some hindrance in quick surface generation of tissue structure. Some procedures involving pattern recognition techniques would have to be investigated to expedite the procedure.

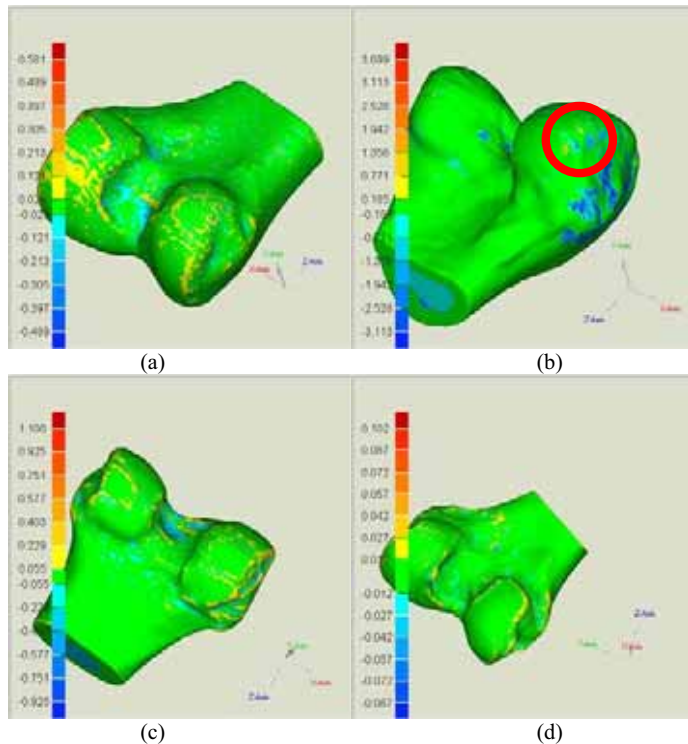


Fig. 7: Result of deviation of surface from point cloud for four test specimens

5. References

- [1] Biscevic M, Hebibovic M and Smrke D, “Variations of Femoral Condylar Shape”, *Antropology*. Vol 29, 2005.
- [2] Saari T, Uvehhammer J, Carlsson LV, Herberts P, Regnér L, Kärholm J, “Kinematics of Three Variations of the Freeman-Samuelson Total Knee Prosthesis”, *Clinical Orthopaedics And Related Research* Number 410, pp. 235–247

- [3] Sun W, Starly B, Darling A, Gomez C. Computer-aided tissue engineering: application to biomimetic modeling and design of tissue scaffolds. *J Biotechnol Appl Biochem* 2004;39(1):49–58.
- [4] Matsumura T, Sato-Matsumura KC, Yokota T, Kobayashi H, Nagashima K, Ohkawara A. Three-dimensional reconstruction in dermatopathology—a personal computer-based system. *J Cutan Pathol* 1994;26:197–200.
- [5] Taguchi M, Kohsuke C. Computer reconstruction of the threedimensional structure of mouse cerebral ventricles. *Brain Res Protoc* 2003;12:10–15.
- [6] Baksi, S, Calvert J.W., Grote K.-H. ;“Development of layered scaffolds for generation of tissue engineered synthetic bone implants for the Zygoma”, 2nd Bernd Spiessl symposium, june 16th-18th 2006, Basil, Switzerland.
- [7] SunW,LalP. Recent development on computer aided tissue engineering a review. *Computer Methods Programs Biomed* 2002;67:85–103.
- [8] Sun W, Darling A, Starly B,Nam J. Computer-aided tissue engineering: overview, scope and challenges. *J Biotechnol Appl Biochem* 2004; 39(1):29–47
- [9] Rotaru H, Hurubeanu L, Baciut G, “Rapid prototyping for surgical planning”, 2nd Bernd Spiessl symposium, june 16th-18th 2006, Basil, Switzerland.
- [10] Malis DD, Xia JJ, Gateno J, “Computer aided surgery in the treatment of patients with craniofacial deformities”, 2nd Bernd Spiessl symposium, june 16th-18th 2006, Basil, Switzerland.
- [11] Baksi, S; Grote, K.-H., “Reverse engineering applications of the digital image reconstruction of the femur”. 16th Annual Long Beach Research Symposium. Poster Presentations. Long Beach (USA): California State University, 18.November 2005, S. 22-23.
- [12] Baksi, St.; Grote, K.-H.; Engelmann, F.; Boese, A. „Der parametrische Femur”, 3. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2005 am 16. Und 17.06.2005 im Herrenkrug Parkhotel Magdeburg. Aachen: Shaker Verlag, 2005, S. 217-224. (ISBN: 3-8322-3971-5; ISSN 0945-0831)
- [13] More information under: www.materialise.com
- [14] More information under: www.geomagic.com
- [15] Sun W, Starly B, Nam J, Darling A, „Bio-CAD modeling and its applications in computer-aided tissue engineerign”, *Journal of Computer Aided Design*, Vol. 37, 2005
- [16] Jaeger CR, Koplín C, Brand M, Meiners W, “Reliability of generatively manufactured implants”, 2nd Bernd Spiessl symposium, june 16th-18th 2006, Basil, Switzerland.

Experimentelle und numerische Untersuchungen zu einem neuartigen Pfannensystem für die Hüftendoprothesen-Revision

Experimental and numerical analysis into a new acetabular cup for total hip revision arthroplasty

Dipl.-Ing. **D. Klüß**; Dr. med. Dipl.-Ing. **R. Bader**, Dipl.-Ing. **A. Bayer**,
Dipl.-Ing. **A. Fritsche**, Dr. **E.-D. Klinkenberg**,
Prof. Dr.-Ing. **K.-P. Schmitz**, Prof. Dr. **W. Mittelmeier**; Rostock

Kurzfassung

Die Wechseloperation (Revision) von künstlichen Hüftpfannen stellt eine große Herausforderung an den Operateur dar. Durch Knochendefekte, verursacht durch das Auslockern des Implantats, und schlechtere Knochenqualität insbesondere bei älteren Patienten, ergeben sich Schwierigkeiten bei der knöchernen Fixierung der Implantate. Ein neu entwickeltes Revisions-Pfannen-System bietet mit modular adaptierbaren Elementen in Form von Laschen und polyaxial einstellbaren Verankerungszapfen patientenindividuelle Möglichkeiten einer zusätzlichen Fixierung im Knochenlager. Ziel ist es, Fragen zur Dimensionierung und biomechanischen Leistungsfähigkeit des neuen Implantatsystems mittels numerischer und experimenteller Analyse klären zu können. Dazu wurde die Primärstabilität des Implantats im Knochen in experimentellen Untersuchungen (Kipptest) ermittelt. Als Ersatzmaterial für humanen Knochen diente ein spezieller Polyurethanschaum, welcher Knochen-ähnliche Materialeigenschaften aufweist. Zudem wurde zur Beurteilung der Implantatverankerung im Knochen ein komplexes Finite-Elemente-Modell des humanen Beckens erstellt und Lastfälle aus dem Gangzyklus bei implantierter Revisions-Pfanne berechnet. Des Weiteren wurde mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode die konstruktive Auslegung der Verankerungszapfen optimiert. Anschließend wurden Prototypen experimentell in einem speziellen Prüfaufbau getestet. Vergleichende Untersuchungen von der neu entwickelten Revisions-Pfanne und auf dem Markt befindlichen Implantaten werden derzeit durchgeführt.

Abstract

Revision of aseptic cups in total hip arthroplasty poses a great challenge to the surgeon. Acetabular defects caused by loosening of the cup as well as poor bone quality especially in older patients result in difficulties in bony fixation of the revision cups. The development of a new revision cup system is aimed at patient individual possibilities of enhanced fixation in the bone by additional modular adaptable, polyaxial fixation pegs and lateral flaps. The objective of the present work is to clarify the biomechanical performance as well as to determine the dimensions of the newly developed system by means of experimental and numerical analyses. To determine the primary stability of the implant in the bone stock, experimental tests (lever-out test) have been performed. Polyurethane foam blocks with mechanical properties similar to human bone were used as an alternative biomechanical testing device. Additionally, a complex finite-element-model of the pelvis was generated to determine the implant stability in the bone. Load cases derived from the walking cycle were calculated with the implanted revision system. Moreover, the finite-element-method was used to optimize the design-engineering of the fixation pegs. Accordingly, prototypes of the fixation pegs were tested mechanically. Comparative analyses of the newly developed revision cup and established implants are carried out.

1. Einleitung

Durch die stetig steigende Häufigkeit revisionsbedürftiger Hüftendoprothesen-Pfannen werden hohe Ansprüche an die Variabilität und die biomechanische Leistungsfähigkeit von Revisionsimplantaten gestellt. In England hat sich beispielsweise die Anzahl der Revisionen in der Hüftendoprothetik von 1991 bis 2000 bereits verdoppelt [1]. Die häufigste Ursache für einen Pfannenwechsel ist die aseptische Lockerung [2], welche oft mit einer Migration der Endoprothesen-Pfanne mit konsekutiven ovalären Defekten im Knochenlager einhergeht (Bild 1). Stark ausgeprägte Defekte kombiniert mit schlechter Knochenqualität erschweren bei der Revisionsoperation den Einsatz von primären Hüftendoprothesen-Pfannen. Seit einigen Jahren werden zementfreie ovaläre Revisions-Pfannen eingesetzt, welche jedoch häufig aufgrund fehlender Modularität Schwierigkeiten in der Handhabung und Nachteile in der primären Fixation aufweisen. In dieser Arbeit sollte der Einfluss modularer Fixationselemente an einer neu entwickelten zementfreien ovalären Revisions-Pfanne biomechanisch analysiert und bewertet werden. Die untersuchten modular adaptierbaren Elemente sollen in Form von Laschen und polyaxial einstellbaren, winkelstabilen Verankerungszapfen patientenindividuelle Möglichkeiten einer zusätzlichen Fixierung (Bild 2) bieten.

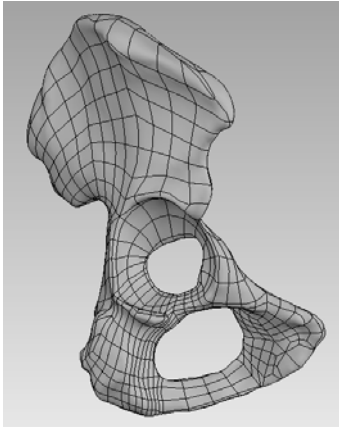


Bild 1: Ovalärer acetabulärer Defekt (schematisch) im Hüftbein infolge zentraler Migration der primären Hüftendoprothesen-Pfanne

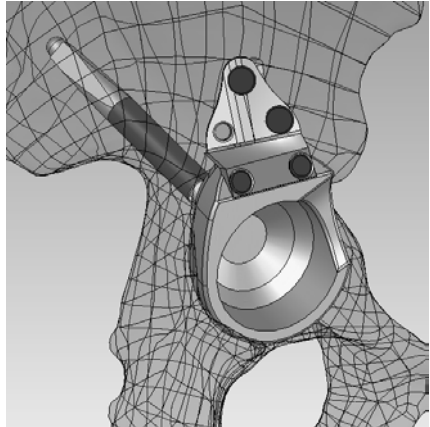


Bild 2: Neue Revisions-Pfanne mit modular adaptierbaren Verankerungszapfen und seitlicher Lasche

Mit Hilfe von numerischen und experimentellen Untersuchungen sollten Fragen geklärt werden, inwieweit sich das Design dieser Fixationselemente auf die Primärstabilität auswirkt. Als Werkzeug für die numerischen Untersuchungen diente die Finite-Elemente-Methode. Nach Modellierung der betreffenden Knochenareale und der Implantatkomponenten wurden Berechnungen bezüglich der Relativbewegungen zwischen Implantat und Knochenlager angestellt. Des Weiteren wurden Finite-Elemente-Analysen an den Verankerungszapfen durchgeführt. Die entwicklungsbegleitenden experimentellen Untersuchungen umfassten Kipptests mit dem Implantat im Kunstknochen sowie statische Untersuchungen zur Stabilität der Verankerungszapfen und der seitlichen Lasche.

2. Material und Methode

Als Grundlage für die Finite-Elemente(FE)-Untersuchungen zur Primärstabilität des Implantatsystems im Knochen dienten Computertomographie(CT)-Aufnahmen des Beckens. Durch Segmentierung der Knochenstrukturen in den CT-Schnitten (0,3 mm Schichtabstand) und anschließende 3D-Rekonstruktion wurde ein polygonales CAD-Modell des Beckens erstellt. Aus rechenökonomischen Gründen wurde für die FE-Modellierung ein halbes Becken verwendet. Das CAD-Modell des Implantatsystems wurde am Beckenkoordinatensystem in definierter Position ausgerichtet. Vom Implantat überlagerte

Bereiche des Knochens wurden entfernt, wodurch eine passende Kavität geschaffen wurde. Anschließend wurde eine FE-Vernetzung der folgenden Strukturen durchgeführt: Hüftbein, Pfanne (beide 10-Knoten-Tetraeder), Pfanneneinsatz (8-Knoten-Hexaeder), und Endoprothesenkopf (analytische Starrkörperoberfläche [3]) (Bild 3). Auf eine Modellierung des Endoprothesenstiels wurde verzichtet. Zwischen Knochen und Implantat wurde eine Stick-Slip Kontaktdefinition mit einem Reibkoeffizienten von $\mu=0,5$ erstellt. Pfanneneinsatz und Pfanne wurden als fester Verbund simuliert. Im Iliosakralgelenk wurde eine feste Einspannung, in der Symphysis pubica Symmetrierandbedingungen (nur Einschränkung der Translationsfreiheitsgrade senkrecht zur Medianebene) angebracht. Als Lastfall wurden die maximalen Kräfte aus dem standardisierten Gangzyklus gewählt [4,5]. Vereinfachte maximale Muskelkräfte wurden in vier Muskelgruppen in Form von flächig verteilten Kraftvektoren angebracht. Die Hüftgelenkresultierende wurde als Kraftvektor im Rotationszentrum des Endoprothesenkopfes berücksichtigt.

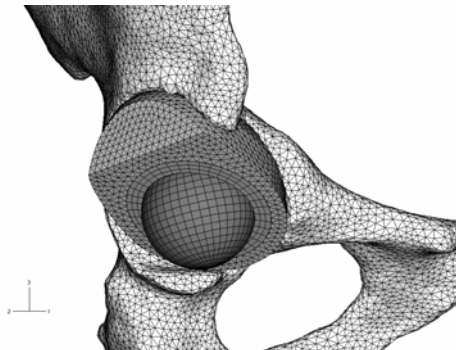


Bild 3: FE-Modellierung des Knochen-Implantat-Verbundes (Ausschnitt), hier ohne seitliche Lasche

Die Materialdatenzuweisung im Knochen erfolgte auf Grundlage der CT-Daten. Jedem Knoten wurden entsprechende Hounsfield-Einheiten (Grad der Röntgenstrahlabschwächung) zugeordnet, welche im FE-Modell als Temperaturen definiert wurden [6]. Mit Hilfe eines temperaturabhängigen Materialgesetzes wurde die Steifigkeitsverteilung repräsentiert. Der Kortikalis wurde ein konstanter E-Modul (17 GPa), der Spongiosa und dem Übergangsbereich in Abhängigkeit der jeweiligen Hounsfield-Einheiten variable E-Moduli zugewiesen. Auf die beschriebene Weise wurden zwei Berechnungsmodelle des Implantat-Knochen-Verbundes erstellt. Beim ersten Modell wurde die Revisions-Pfanne ohne Verankerungszapfen, beim zweiten mit zwei Verankerungszapfen versehen.

Untersuchungen mit Einbeziehung der seitlichen Lasche sind in Planung. Im Anschluss an die Berechnungen wurden die Relativbewegungen, welche unter Last zwischen Implantat und Knochen auftreten, ausgewertet.

Zur experimentellen Untersuchung der Primärstabilität wurde eine Prüfvorrichtung entwickelt, mit welcher ein Auskippen der Pfanne aus dem Knochenlager reproduzierbar durchgeführt werden konnte. Die präklinische Testung von Hüftendoprothesen-Pfannen hinsichtlich Primärstabilität unterliegt derzeit keinerlei Normung, jedoch finden sich diesbezüglich praktikable Vorschläge in der wissenschaftlichen Literatur [7-12]. Dabei findet der Kipptest mit Kunstknochen weitgehend Anwendung in Forschung und Entwicklung. Als Ersatzmaterial für den Knochen wurden Polyurethanschaumblocke mit einer Größe von 100x100x150 mm und einer Dichte von 10 pcf (0,160 g/cm³) gemäß ASTM (Fa. Sawbones) verwendet. Beim Kipptest wurde die Hüftendoprothesen-Pfanne mit einer definierten Kraft (4000 N) in einen vorgefrästen PUR-Block eingebracht. Anschließend wurde unter Wirkung einer zentral wirkenden Hüftkraft mit einer Universalprüfmaschine (50 kN, Fa. Zwick) auf den Rand der Pfanne gedrückt bis die Pfanne aus dem PUR-Block herausgedreht wurde (Bild 4, Bild 5). Die Aushebelung mit dem Prüfstempel erfolgte lagegerecht, die entstehenden Reaktionskräfte (F_{Kipp}) wurden gemessen und in ein Auskippmoment umgerechnet. Die zentral wirkende Hüftkraft ($F_{\text{Hüfte}}$) wurde mit Hilfe eines Hebelmechanismus mit 200 N über Hebelarme im Verhältnis von 1:5, d.h. mit 1000 N, in das Rotationszentrum der Pfanne eingeleitet (Bild 4).

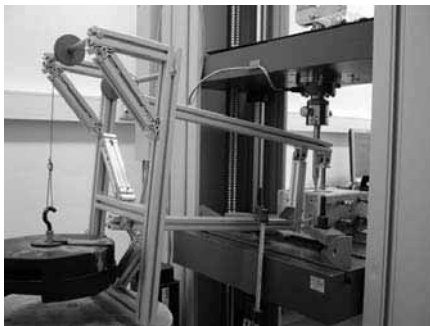


Bild 4: Kipptest: Hebelmechanismus zur Einleitung der Hüftkraft über ein Hebelarm-Verhältnis von 1:5

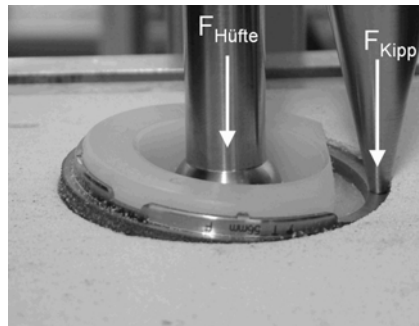


Bild 5: Kipptest im Detail: Prüfstempel überträgt Last auf Pfannenrand, wodurch die Pfanne aus dem PUR-Block herausgehobelt wird

Anhand der Kraft-Weg-Verläufe aus dem Kipptest konnten vergleichende Aussagen zur Lagestabilität der Pfanne im Kunstknochen gewonnen werden.

Die mechanische Prüfung der Verankerungszapfen galt in erster Linie der Bewertung und Optimierung des Fixationsmechanismus, welcher den Zapfen in der vorgesehenen Aufnahme im Pfannenkörper hält. Die Besonderheit des Fixationsmechanismus besteht darin, dass der Zapfen bei der Implantation im Winkel von 16° schwenkbar ist und anschließend winkelstabil in der Pfanne verschraubt werden kann. Um eine realitätsnahe und reproduzierbare Testung zu realisieren, wurde die Zapfenaufnahme der Pfanne in einen modularen Prüfaufbau überführt. Der Verankerungszapfen wurde mit definiertem Drehmoment in horizontaler Lage fixiert. Mit Hilfe der Universalprüfmaschine wurde über einen Dorn auf das äußere Ende des Zapfens eine lagegeregelte Belastung aufgebracht (Bild 6). Die dabei entstandenen Reaktionskräfte wurden bis zu einer maximalen Verschiebung von 4 mm aufgezeichnet. Aus dem Kraft-Weg-Verlauf ließ sich anhand eines eindeutigen Knickpunktes (erster Kraftabfall) die initiale Verdrehung des Zapfens in der Aufnahme ermitteln.

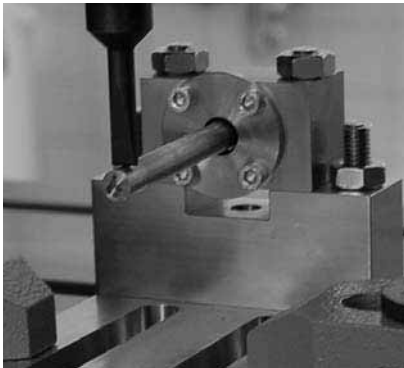


Bild 6: Statische Prüfung der Verankerungszapfen. Die innere Geometrie der Aufnahme entspricht den Abmessungen der Aufnahmen in der Pfanne. Der Zapfen ist horizontal eingespannt, die Verschiebung wird am äußeren Ende eingeleitet.

3. Ergebnisse

Die Auswertung der Finite-Elemente-Untersuchungen umfasste unter anderem die Relativbewegungen zwischen Revisions-Pfanne und Knochenlager unter Verwendung von zwei Verankerungszapfen im Vergleich zur Verwendung der Revisions-Pfanne ohne

Verankerungszapfen. Dabei wurden die Relativbewegungen elementweise berechnet und die Beträge graphisch dargestellt (Bild 7).

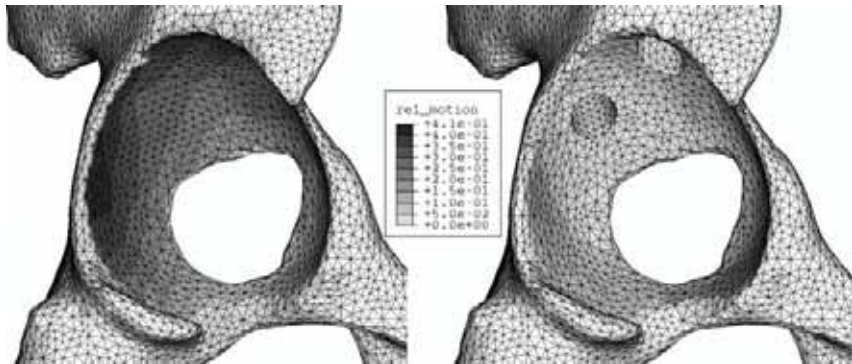


Bild 7: Vergleich der Relativbewegungen zwischen Revisions-Pfanne und Knochenlager unter maximaler Belastung bei normalem Gang (links ohne Verankerungszapfen, rechts mit zwei Zapfen)

Ohne Verwendung der Verankerungszapfen ergaben sich maximale Relativbewegungen von 0,41 mm, welche bei Verwendung von zwei Verankerungszapfen auf maximal 0,14 mm reduziert wurden.

Die Kipptests wurden bisher mit einer handelsüblichen zementfrei zu verankernden Primärpfanne (Trident, Fa. Stryker) durchgeführt, um die Reproduzierbarkeit der Testergebnisse zu überprüfen und Vergleichswerte zu erhalten.

Beim Kipptest ergab sich infolge der Auskippung ein starker Anstieg der Kraft bis zu einem Vorschubweg von 2,5 mm bis 3,1 mm. Nach Erreichen des Kraftmaximums von durchschnittlich 2,1 kN bis 2,6 kN sank die Kraft leicht ab. Somit ergab sich ein maximales Kippmoment im Bereich von 57,3 Nm bis 68,6 Nm. Im Gegensatz dazu waren die Kraftmaxima bei dem Versuch ohne Aufbringung der Hüftkraft wesentlich geringer, diese betragen mit 1,1 kN deutlich weniger als mit axialer Hüftkraft.

Die statische Prüfung der Verankerungszapfen lieferte Informationen zur Designoptimierung. Aus den Kraft-Weg-Verläufen ergaben sich Knickpunkte, welche die initiale Verdrehung in der Zapfenaufnahme darstellten. Wird der Zapfen nicht über diesen Knickpunkt hinaus belastet, resultiert eine Rückfederung in die ursprüngliche horizontale Lage. Durch eine zyklische Belastung konnte diese Feststellung anhand von Hysterisis-Kurven untermauert

werden. Mit Hilfe der statischen Prüfung konnte bei der ersten konstruktiven Auslegung des Fixationsmechanismus eine Richtungsabhängigkeit der Reaktionskräfte von der Einbausituation nachgewiesen werden. Durch anschließende Designoptimierung konnte dieser Effekt ausgeschlossen werden.

4. Diskussion

Eine dauerhafte Fixation lasttragender Implantate im Knochen ist nur bei suffizienter Primärstabilität und minimalen Mikrobewegungen möglich. Bei Revisionsoperationen muss der Operateur bei ausgeprägten Knochendefekten eine ausreichende Stabilität des Implantats gewährleisten. Die neu entwickelte zementfreie Revisions-Pfanne soll durch modular adaptierbare Fixationselemente patientenindividuelle Lösungsmöglichkeiten bieten.

Die Finite-Elemente-Untersuchungen ergaben eine deutliche Reduktion der Relativbewegungen zwischen Implantat und Knochenlager, sofern zur zusätzlichen Fixierung ein oder zwei Verankerungszapfen eingesetzt werden. Unter der maximalen Belastung aus dem standardisierten Gangzyklus konnten die Relativbewegungen von maximal 0,41 mm auf maximal 0,14 mm reduziert werden. Eine derartige Verringerung der Relativbewegungen hat in der Praxis verbessertes Anwachsen von Knochen an das Implantatsystem zur Folge. Jedoch sind für ein optimales Anwachsen des Knochens an das Implantat 0,14 mm noch als sehr hoch einzustufen, da Mikrobewegungen von mehr als 150 μm die biologische Integration zementfreier Implantate unmöglich machen [13,14]. Hier sei angemerkt, dass bei den Berechnungen noch kein Press-Sitz des Implantats berücksichtigt wurde. Intraoperativ wird das Pfannenlager im Knochen mit Untermaß ausgefräst, so dass meist durch das Einschlagen der Endoprothesen-Pfanne bereits ein stabiler Halt im Knochen erreicht wird. Da bei der FE-Modellierung überlagerte Knochenanteile entfernt wurden, wurde hier der Press-Sitz vernachlässigt. Die Weiterentwicklung des Berechnungsmodells hat zum Ziel, den Press-Sitz in Form von Vorspannungen zu berücksichtigen. Speziell bei Wechseloperationen kann jedoch auch nicht in jedem Fall von einem suffizienten Press-Sitz ausgegangen werden, da große Defekte im Hüftbein und schlechte Knochenqualität eine Realisierung desselben erschweren.

Der Kipptest lieferte reproduzierbare Ergebnisse, welche betragsmäßig im Bereich von verwandten Studien [7,9,10] lagen. Wir empfehlen bei der Durchführung des Kipptests die Anwendung einer axialen Hüftkraft, welche zentral in der Hüftendoprothesen-Pfanne angreift.

Der dafür entwickelte Hebelmechanismus mit kugelige Lagerung erwies sich dafür als geeignet.

Mit den Prüfvorrichtungen wurden Ergebnisse zur Primärstabilität von handelsüblichen hemisphärischen Primärpfannen gewonnen. Diese dienen als Referenz für die Untersuchungen an der neu entwickelten Revisions-Pfanne.

Die statische Zapfenprüfung erwies sich als geeignete Prüfung, um die Stabilität verschiedener konstruktiver Auslegungen der Zapfenfixierung in der pfannenseitigen Aufnahme zu testen. Die anfängliche Richtungsabhängigkeit der Widerstandsmomente konnte durch Designoptimierung verhindert werden. Mit geeigneten Designvarianten werden nachfolgend Dauerbelastungstests mit Hilfe einer servohydraulischen Prüfmaschine durchgeführt.

Die zahlreichen entwicklungsbegleitenden numerischen und experimentellen Untersuchungen sind für ein erfolgreiches Implantatsystem grundlegend. Eine enge Kooperation von Industrie, Orthopädie und Biomedizinischer Technik ist für die Entwicklung dieses neuen Revisions-Hüftpfannen-Systems essentiell.

Referenzen

- [1] Dixon T, Shaw M, Ebrahim S, Dieppe P. Trends in hip and knee joint replacement: socioeconomic inequalities and projections of need *Ann Rheum Dis* 2004; 63: 825-830
- [2] Robbins GM, Masri BA, Garbuz DS, Greidanus N, Duncan CP. Treatment of hip instability. *Orthop Clin North Am* 2001; 32: 593-610
- [3] Klüß D, Martin H, Bader R, Mittelmeier W, Schmitz KP. Impingement and dislocation of total hip replacement – Validation of a finite element analysis. *Biomed Tech* 2005; 50: 1507-1508
- [4] Bergmann G, Deuretzbacher G, Heller M, Graichen F, Rohlmann A, Strauss J, Duda GN. Hip contact forces and gait patterns from routine activities. *J Biomech* 2001; 34: 859-871
- [5] Heller MO, Bergmann G, Deuretzbacher G, Dürselen L, Pohl M, Claes L, Haas NP, Duda GN. Musculo-skeletal loading conditions at the hip during walking and stair climbing. *J Biomech* 2001; 34: 883-893
- [6] Zacharias T. Präoperative biomechanische Berechnung von Femur-Hüftendoprothese-Systemen zur Ermittlung der individuellen Primärstabilität nach Roboterimplantation. Shaker Verlag Aachen, 2001.

- [7] Schwarz MLR, Scheller G, Effenberger H. Primary Stability of Threaded Cups in THR – An Experimental Study. *Biomed Tech* 2003; 48: 334-338
- [8] Morlock M, Götzen N, Sellenschloh K., Nassutt R, Honl M. Bestimmung der Primärstabilität von künstlichen Hüftpfannen. 3. Tagung des DVM-Arbeitskreises „Biowerkstoffe“. 2002; 314: 221-229
- [9] Macdonald W, Carlsson LV, Charnley GJ, Jacobsson CM. Press-fit acetabular cup fixation: principles and testing. *Proc Inst Mech Eng Bd* 1999; 213: 33-39
- [10] Kuhn A, Scheller G, Schwarz M. Primärstabilität zementfreier Press-fit-Hüftpfannen. In-vitro-Auskippsversuche. *Biomed Tech Bd.* 1999; 44: 356-359
- [11] Ries MD, Harbaugh M, Shea J, Lambert R. Effect of Cementless Acetabular Cup Geometry on Strain Distribution and Press-Fit Stability. *J Arthroplasty* 1997; 12: 207-212
- [12] Adler E, Stuchin SA, Kummer FJ. Stability of Press-fit Acetabular Cups. *J Arthroplasty* 1992; 7: 295-301
- [13] Wirtz DC, Heller KD, Niethard FU. Biomechanische Aspekte der Belastungsfähigkeit nach totalendoprothetischem Ersatz des Hüftgelenkes. *Z Orthop* 1998; 136: 310-316
- [14] Wirtz DC, Lelgemann B, Jungwirth F, Niethard FU, Marx R. Eine neue Methode zur Optimierung der Verbundfestigkeit zwischen Knochenzement und acetabulärem Knochen beim künstlichen Hüftgelenkersatz. *Z Orthop* 2003; 141: 209-216

Bewegungs- und Luxationssimulator für Endoprothesen

Dipl.-Ing. **Christian Kliewe**¹, Prof. Dr.-Ing. **Klaus Brökel**¹
Prof. Dr. med. **Wolfram Mittelmeier**², Dr. med. Dipl.-Ing. **Rainer Bader**²

¹ Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/ CAD, Universität Rostock

² Orthopädische Klinik und Poliklinik, Universität Rostock

Kurzfassung

Die Luxation des künstlichen Hüftgelenkersatzes ist der zweit häufigste Grund für dessen Revisionsoperation. Trotz hinreichender klinischer Erfahrungen konnte in den letzten Jahren die Luxationsrate nicht entscheidend gesenkt werden.

Es ist derzeit nicht möglich, den Einfluss des Implantatdesign und der Position der Gelenkkomponenten auf die Stabilität der Gelenkpaarung auch unter Berücksichtigung der gelenkumschließenden Strukturen sicher zu beurteilen.

Insbesondere bei Revisionseingriffen an einem instabilen künstlichen Gelenk sind Erkenntnisse über die die Stabilität beeinflussenden Größen von großem Nutzen für den Operateur bei der Auswahl geeigneter Implantate sowie bei der Positionierung der Implantate. Aufbauend auf einem quasistatischen Luxationsmodell soll eine Versuchsvorrichtung entwickelt werden, mit der die Luxation als dynamischer Prozess beschrieben und die o.g. Einflussparameter experimentell evaluiert werden können. Durch Mehr-Körper-Simulation sollen die dynamischen Prozesse im künstlichen Hüftgelenk unter Berücksichtigung unterschiedlicher Weichteil- und Belastungsverhältnisse nachgebildet werden, um neue, innovative luxations-sichere Implantat-Designs zu generieren. Dieser Beitrag beschäftigt sich mit einem neuartigen Konzept für einen Bewegungs- und Luxationssimulator für Endoprothesen (Hüfte, Knie und Schulter) auf Basis einer Kardanischen Lagerung.

1. Funktionsprinzip

Es ist ein Simulator zu entwickeln, mit dem es möglich ist, den gesamten Bewegungsumfang von großen Gelenken, vorzugsweise das Hüftgelenk, zu realisieren. Dabei sind Belastungen in Form von Kräften bis zu 2500 N und Momente von 40 Nm in jeder Gelenkstellung aufzubringen [1]. Der Simulator soll auch für dynamische Untersuchungen geeignet sein. Deshalb wird eine Taktzeit für einen vollen Bewegungszyklus von 1 Sekunde angestrebt. Die Genauigkeit der Bewegungsausführung wird in einer Größenordnung von 0,1 mm bezogen auf den Anschlagbereich am Femurschaft gefordert. Der Simulator ist so zu konzipieren, dass eine realitätsnahe Testung der Gelenke möglich ist. Deshalb ist eine Kapselung des Gelenks vorzusehen mit der Option, unter in-vivo nahen Bedingungen das Gelenk unter Gelenkflüssigkeit zu testen.

Derzeit sind kaum Vorrichtungen zur Prüfung der Luxation verfügbar [2,3]. Dabei handelt es sich um einen einachsigen Versuchstand, bei dem der Femur um die Longitudinalachse (Innen- und Außenrotation) bis zum Anschlagen des Prothesenhalses bei voreingestellter Flexion/Extension und Abduktion/Adduktion an eine feststehende Hüftpfanne verdreht wird. Die Simulation überlagerter Bewegungen wie in natura ist nicht möglich. Deshalb wird ein Funktionsprinzip zur Realisierung überlagerter Gelenkbewegungen gesucht. So wurde vorgeschlagen, den Versuchsstand auf Basis eines 6-Achs-Roboters auszuführen. Alternativ wurden auch ein Hexapod- System oder ein Linear-Achs-System in Erwägung gezogen. Diese Lösungen sind jedoch technisch nur sehr aufwendig umsetzbar. Ganz wesentlich ist, dass die Nachvollziehbarkeit der ausgeführten Bewegungen bei diesen Varianten nur bedingt gegeben ist. Beim Hexapod- System ist die Berechnung der Stellung der Antriebe sehr kompliziert und der Bewegungsumfang ist eingeschränkt. Weiterhin ist die geforderte Genauigkeit mit den vorgeschlagenen Lösungen nur mit hohem Kostenaufwand möglich und aufgrund der geringen Steifigkeit ist die Lastaufbringung eingeschränkt.

Da es sich beim Hüftgelenk um ein klassisches Kugelgelenk handelt, bietet es sich an, die Drehbewegungen um drei Achsen mit einer Kardanischen Lagerung auszuführen. Es ist hierbei von Vorteil, dass viele in der Medizin gebräuchliche Definitionen der Gelenkstellung dem Kardanprinzip folgen [6]. Ein besonderer Vorteil dieser Variante ist die gute Reproduzierbarkeit der ausgeführten Bewegungen. Der Simulator lässt sich sehr kompakt bauen und kann über Drehantriebe sehr genau die geforderte Stellung einstellen.

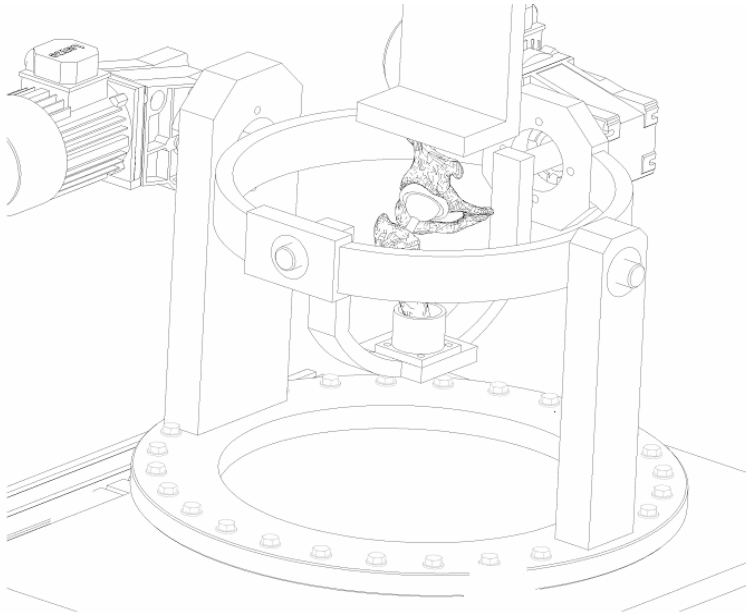


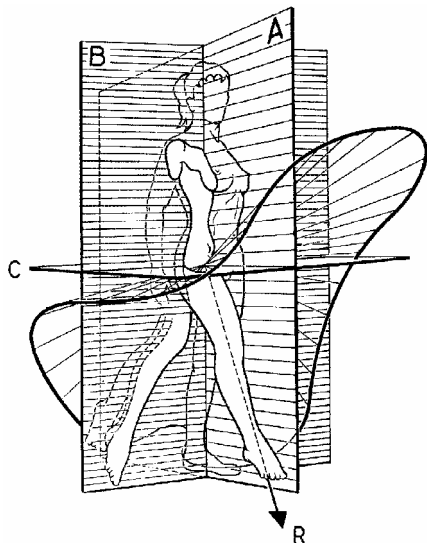
Abbildung 1: Skizze des Bewegungs- und Luxationssimulators mit Kardanischer Lagerung der Hüfte

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Anatomische Winkel

Gemäß folgender Aufstellung werden die angegebenen Drehwinkel bei aktiver Bewegung der Hüfte von durchschnittlich trainierten Menschen erreicht. Bei passiver Bewegung sind die Drehwinkel größer [4].

Grundbewegung	Erreichbare Auslenkung
Beugung / Streckung	145°/ 30°
Abduktion/ Adduktion	80°/ 30°
Außenrotation/ Innenrotation	60°/ 40°



Die Beschränkung der Untersuchung auf die Einzeldrehungen hätte nur wenig Aussagekraft bzgl. der Luxationsanfälligkeit eines Gelenks. Es sind wie in natura überlagerte Bewegungen zu generieren. Der Bewegungsumfang bei überlagerten Bewegungen des Femur wird in dem so genannten Zirkumduktionskegel nach Abbildung 2 dargestellt. Dieser Bewegungsraum ist durch die Prüfvorrichtung zu realisieren und sollte darüber hinaus Extrempositionen ermöglichen.

Abbildung 2: Zirkumduktionskegel der Beinbewegungen [4]

2.2 Festlegung der Drehfolge

In der Nullstellung entspricht das Koordinatensystem des Femur und der Hüfte dem natürlichen Koordinatensystem des menschlichen Körpers. Die Zuordnung des karthesischen Koordinatensystems zu den Körperachsen erfolgt gemäß Abbildung 3.

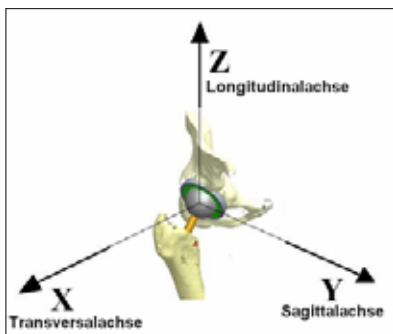


Abbildung 3: Definition des Koordinatensystems im menschlichen Körper

Die in der Medizin gebräuchlichen Methoden zur Erfassung der Gelenkstellung entsprechen der Drehfolge X-Y-Z nach Euler- Fall 1. Dabei wird zunächst der Femur in Richtung Flexion/Extension (Beugung/Stretchung) ausgelenkt und anschließend die Bewegungsfreiheit in den anderen Richtungen (Abduktion/Adduktion sowie Innen- und Außenrotation) überprüft. Es handelt sich hierbei um überlagerte Bewegungen um alle drei Achsen, wobei die Achsen Y und Z sukzessive gemäß der kinematischen Kette mitgedreht werden. Die kinematische Kette für das Ersatzmodell ist in Abbildung 4 dargestellt. Die X-Achse ist dabei eine ortsfeste Achse.

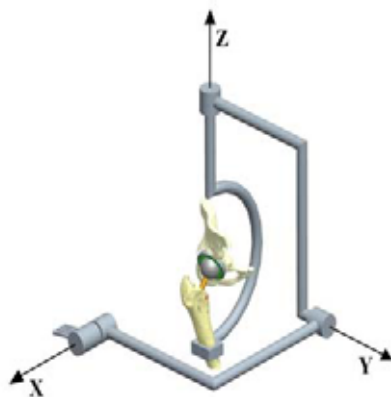


Abbildung 4: Drehfolge X-Y-Z nach Euler Fall 1-Anatomisches Ersatzmodell

Entsprechend der definierten kinematischen Kette mit der Drehfolge X-Y-Z lauten die Rotationsmatrizen für die Einzeldrehungen:

$$\begin{aligned}
 R_x(\alpha) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_a & -\sin \alpha_a \\ 0 & \sin \alpha_a & \cos \alpha_a \end{bmatrix} & R_y(\beta) &= \begin{bmatrix} \cos \beta_a & 0 & \sin \beta_a \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta_a & 0 & \cos \beta_a \end{bmatrix} \\
 R_z(\gamma) &= \begin{bmatrix} \cos \gamma_a & -\sin \gamma_a & 0 \\ \sin \gamma_a & \cos \gamma_a & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} & & & & (1)
 \end{aligned}$$

Die Gesamtrrotationsmatrix für das anatomische Ersatzmodell ergibt sich wie folgt:

$$R_a = R_x(\alpha_a) * R_y(\beta_a) * R_z(\gamma_a) \quad (2)$$

Auf dem Simulator wurden die Bewegungen zu den drei Gliedern der kinematischen Kette so zugeordnet, dass zum einen ein größtmöglicher Bewegungsumfang realisiert werden kann und andererseits möglichst kleine Antriebsmomente für die mitbewegten Achsen X und Y notwendig sind. Dies wird erreicht durch die Kombination der Bewegung mit der größten Amplitude und somit den größten Beschleunigungen mit dem Glied der Kardanischen Lagerung, welches das geringste Massenträgheitsmoment besitzt. Die Flexion/Extension wird deshalb auf dem inneren Ring der Kardanischen Lagerung ausgeführt. Die Abduktion/ Adduktion ist dem mittleren Ring, die Innen- und Außenrotation dem äußeren Ring zugeordnet (Abbildung 5). Diese Anordnung entspricht der Drehfolge nach Euler- Fall 2, nach dem eine Drehung um die ortsfeste Z-Achse die Verdrehung der Y- und der X-Achse zur Folge hat.

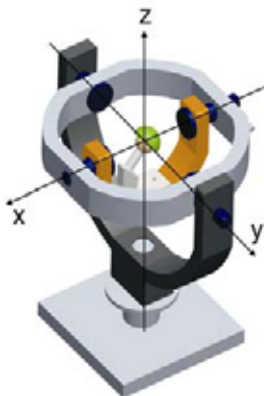


Abbildung 5: Drehfolge Z-Y-X gemäß kinematischer Kette des Prüfstandes nach Eulerfall 2

Die kinematische Kette und damit auch die Drehfolge des anatomischen Ersatzmodells unterscheiden sich von der des Simulators. Die Kardanwinkel des anatomischen Ersatzmodells sind auf den Prüfstand umzurechnen. Bei einer gegebenen Rotationsmatrix des anatomischen Ersatzmodells erhält man die Kardan-Winkel des Prüfstandes durch Auslesen der Elemente der Matrix R_a [5]. Den Wert für $\sin \beta_k$ findet man in der ersten Spalte, dritte Zeile in R_a

$$\sin \beta_k = R_{a13} \cdot \quad \cos \gamma_k = \frac{R_{a11}}{\cos \beta_k} \quad \cos \alpha_k = \frac{R_{a33}}{\cos \beta_k} \quad (3)$$

So ist es möglich, eine in Kardanwinkeln vorgegebene Gelenkstellung auf dem Prüfstand einzustellen.

2.3 Definition der Pfannenstellung

Die Orientierung der Hüftgelenkspfanne kann durch operative, radiographische oder anatomische Verfahren [6] über Inklinations- und Anteversionswinkel bestimmt bzw. eingestellt werden. Dazu wird die künstliche Hüftpfanne in eine Grundstellung relativ zum Koordinatensystem der Hüfte gebracht und anschließend nach der Kardantheorie um Inklination und Anteversion ausgelenkt. In der Grundstellung zeigt der Flächennormalenvektor der Pfannenöffnung, im folgenden Prothesenhauptachse genannt, in Richtung der negativen z-Achse (Longitudinalachse). Die y- und z-Achse der Endoprothese entsprechen der Definition der Körperachsen. Die Auslenkung der Pfanne um Anteversion und Inklination erfolgt dann aus dieser Grundstellung. Entsprechend der Definitionen sind unterschiedliche Drehfolgen und –achsen für die Drehwinkel festgelegt. Für diese Untersuchungen wurde die radiographische Definition gewählt, da sie den direkten Vergleich mit Röntgenaufnahmen von implantierten Hüftpfannen bietet.

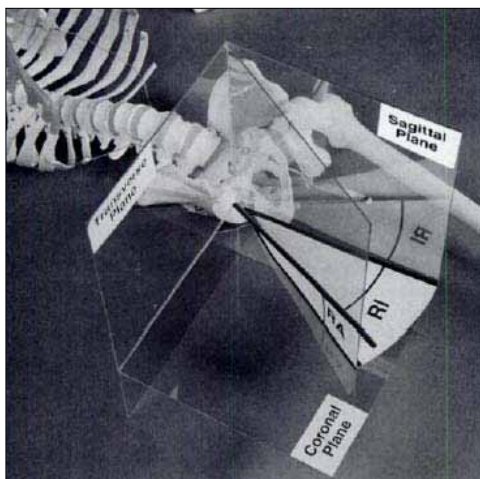


Abbildung 6: Radiographische Definition von Anteversion und Inklination [6]

Der radiographische Inklinationswinkel (RI) ist der Winkel zwischen der Sagittalebene und der lotrechten Projektion der Prothesenhauptachse in die Coronale Ebene. Der radiographische Anteversionswinkel (RA) ist der Winkel zwischen der Prothesenhauptachse und der lotrechten Projektion der Prothesenhauptachse in die Coronale Ebene (siehe Abbildung 6). Die gewünschte Stellung der Hüfte wird durch Inklination um die y-Achse (Sagitalachse des Kör-

pers) und anschließende Anteversion um die x-Achse der Prothese eingestellt. Eine Drehung um die z-Achse erfolgt nicht. Der Normalenvektor der Pfannenstirnfläche lautet somit in der Ausgangslage:

$$n_{pf_0} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (4)$$

Die Verdrehung der Pfanne gemäß der radiographischen Definition entspricht ebenfalls der EULER- Drehfolge Z-Y-X (2. Definition). Somit ergibt sich die Gesamttrotationsmatrix für die Pfannendrehung:

$$R_{pf} = R_{y_{pf}}(\beta_{pf}) * R_{x_{pf}}(\alpha_{pf}) \quad (5)$$

Der Normalenvektor der verdrehten Pfanne ergibt sich dann aus

$$n_{pf} = R_{pf} * n_{pf_0} \quad (6)$$

3 Impingement-Analyse

Das Impingement ist eine der Hauptursachen für die Luxation. Es wird zwischen Knochen- und Prothesen-Impingement unterschieden. Durch das Anschlagen des Femur bzw. des Prothesenhalses an einen Knochenvorsprung oder bei künstlichem Ersatz an den Pfannenrand kommt es zu einem Hebeleffekt, welcher dazu führt, dass sich die Gelenkkugel von der Gelenkpfanne trennt und im Extremfall auskugelt. In dieser Arbeit wird zunächst nur das Prothesen-Impingement betrachtet.

Die folgenden Betrachtungen gelten für einen zylindrischen Prothesenschaft und eine ebene Pfannenstirnfläche, die durch den Kugelmittelpunkt verläuft. Eine Anteversion des Stieles relativ zum Femur ist in den Berechnungen nicht berücksichtigt, lässt sich aber durch Veränderung der Koordinaten des Stellungsvektors des Prothesenschaftes ändern.

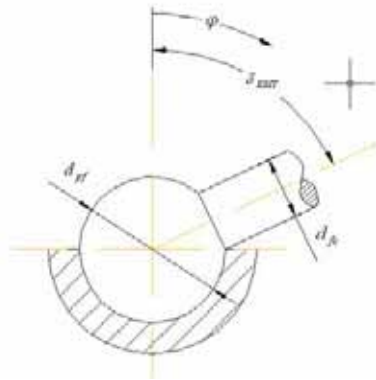


Abbildung 7: Impingement am Beispiel des künstlichen Hüftgelenks

Der maximale Schwenkwinkel zwischen Schafthachse und Pfannennormale ist unter den o.g. Voraussetzungen nur vom Durchmesser der Kugel sowie dem Schafthdurchmesser abhängig.

$$\delta_{KRT} = \arccos\left(\frac{d_{fe}}{d_{pf}}\right) \quad (7)$$

mit d_{fe} = Schafthdurchmesser des Femur

und d_{pf} = Kugeldurchmesser der Hüftpfanne

Der aktuelle Winkel zwischen Femurschaft und Prothesenachse kann mit Hilfe des Skalarproduktes berechnet werden.

$$\delta_{AKT} = \arccos\left(\frac{n_{fe} * n_{pf}}{|n_{fe}| * |n_{pf}|}\right) \quad (8)$$

$$\text{mit } n_{fe} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (9)$$

unter Berücksichtigung einer Kröpfung des Schaftes von 45 Grad.

Bei Verwendung von normierten Richtungsvektoren vereinfacht sich die Formel zu

$$\delta_{AKT} = \arccos(n_{fe} * n_{pf}) \quad (10)$$

Bei Vorgabe von zwei Drehwinkeln für die Stellung der Pfanne sowie drei Drehwinkeln für die Stellung des Femur kann somit der Winkel zwischen Schaftachse und Pfannennormale im Raum berechnet werden

Ein Anschlagen des Prothesenhalses am Pfannenrand tritt nicht ein, solange gilt:

$$\delta_{AKT} = \arccos(n_{fe} * n_{pf}) \leq \delta_{KRIT} \quad (11)$$

$$\text{mit } n_{pf} = f(\alpha_{pf}, \beta_{pf}) \text{ und } n_{fe} = f(\alpha_{fe}, \beta_{fe}, \gamma_{fe})$$

Durch Umstellen der Gleichung lässt sich das Impingement formulieren als:

$$0 = \cos \delta_{KRIT} - n_{fe}(\alpha_{fe}, \beta_{fe}, \gamma_{fe}) * n_{pf} \quad (12)$$

Das Skalarprodukt aus n_{fe} und n_{pf} liefert eine Gleichung mit den drei Kardanwinkeln für die Stellung des Femurs. Für Beispielrechnungen können die Kardanwinkel für die Stellung der Pfanne als fest angenommen werden, wie dies auch nach einer Implantation der Pfanne der Fall ist. Für eine gegebene Pfannenstellung lässt sich dann unter Vorgabe zweier Kardanwinkel für die Stellung des Femurs der dritte Winkel berechnen, bei dem das Impingement eintritt. Dazu wird folgender Lösungsansatz [5] in der allgemeinen Form verwendet:

$$0 = A * \cos \varphi + B * \sin \varphi + C \quad (13)$$

Das Skalarprodukt aus n_{fe} und n_{pf} vereinfacht sich dann zu einer Gleichung $f(\alpha_{fe}, \beta_{fe}, \gamma_{fe})$ mit einer Unbekannten, die jedoch in Form von Kosinus- bzw. Sinuswerten enthalten sind. Nach Ordnen der Terme zu den Faktoren A, B und C lässt sich der Restdrehwinkel des dritten Winkels bestimmen. Der Winkel φ steht für α_{fe}, β_{fe} oder γ_{fe} . Die Auflösung der Gleichung liefert zwei Lösungen im Bereich $-\pi \leq \varphi \leq \pi$.

$$\varphi_{12} = \arccos\left(\frac{-A * C \pm B * \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A^2 + B^2}\right) \quad (14)$$

$$\varphi_{12} = \arcsin\left(\frac{-B * C \pm A * \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A^2 + B^2}\right) \quad (15)$$

Die Lösungen der Restdrehwinkel im Bereich $0 \leq \varphi \leq \pi$ werden gefunden mit

$$\varphi_{1rest} = a \tan\left(\frac{\sin \varphi_1}{\cos \varphi_1}\right) \text{ und } \varphi_{2rest} = a \tan\left(\frac{\sin \varphi_2}{\cos \varphi_2}\right) \quad (16)$$

Überschreiten die gefundenen Lösungen einen Winkel von 90 Grad, so ergibt sich gemäß der Definition der Tangensfunktion die richtige Lösung, indem man 180 Grad von der berechneten Lösung abzieht.

4 Zusammenfassung

Mit dem zuvor beschriebenen Weg kann bei bekannter Pfannenstellung ausgehend von der Nullstellung des Femurs jede beliebige Impingementstellung des Femur bestimmt werden, die unter Vorgabe zweier Kardanwinkel durch Restdrehung um den dritten Kardanwinkel des Femurs erreicht wird. Soll das Impingement nicht aus der Nullstellung des Femurs, sondern aus einer beliebigen Lage heraus bestimmt werden, so sind für diese Lage die entsprechenden Kardanwinkel zu berechnen. An den Antrieben der Kardanischen Lagerung sind dann die jeweiligen Differenzwinkel zur Anschlagstellung nachzustellen.

5 Ausblick

Die Bestimmung des Prothesen-Impingements ist ein erster Schritt zur Erfassung der Einflussgrößen für die Luxation. Darüber hinaus sind Untersuchungen zur Erfassung des Knochenimpingements durchzuführen. Hier kommt das Problem der Individualität der Knochengeometrie jedes Patienten hinzu. Um die Luxationsanfälligkeit eines Hüftgelenks umfassend beurteilen zu können, sind zukünftig auch die Einflüsse der gelenkumschließenden Strukturen wie Muskeln, Kapseln und Bänder zu erfassen. Die mechanischen Eigenschaften dieser Strukturen sind zu untersuchen und zu modellieren. Dazu ist für den Simulator entsprechendes Ersatzmaterial zu finden und an die Gelenksituation zu adaptieren.

Literaturverzeichnis

- [1] Bergmann G, Graichen F, Rohlmann A. Hip joint loading during walking and running, measured in two patients. J Biomech 1993; 26: 969-990.
- [2] Bader R et al., Vorrichtung zur Evaluierung der Luxationsstabilität von künstlichen Hüftgelenken; Gebrauchsmuster DE 20200415, 2002,
- [3] Bader R, Scholz R, Steinhauser E, Busch R, Mittelmeier W, Methode zur Evaluierung von Einflussfaktoren auf die Luxationsstabilität von künstlichen Hüftgelenken. Biomed Technik 49 (2004) 137-144.
- [4] Ibrahim A. Kapandij, Funktionelle Anatomie der Gelenke, 3. Auflage
Ferdinand Enke Verlag, Stuttgart, 2001
- [5] Wörnle, C, Manuskript zur Vorlesung „Dynamik von Mehrkörpersystemen“, 2005
- [6] Murray D.W, Definition and measurement of acatabular orientation, J Bone Joint Surg Br. 1993, 75: 228-232.

Methodische Vorgehensweise bei der Entwicklung eines aufbereitungsgerechten Medizinprodukts

Dipl.-Ing. Z. Škultétyová, Magdeburg;

Kurzfassung

Unzureichend aufbereitete medizintechnische Produkte können Infektionen bei Patienten hervorrufen. An einem erreichten Aufbereitungsergebnis spiegeln sich eine Vielzahl von Faktoren wieder. Wichtige Rollen spielen dabei der Aufbau und die eingesetzten Werkstoffe für das aufzubereitende Medizinprodukt. Ziel dieses Beitrags ist es, die aus der Aufbereitung abgeleiteten Einflüsse, Herausforderungen an die Geometrie und eingesetzte Werkstoffe methodisch darzustellen.

1. Einleitung

Die technischen Produkte in der Medizin stehen an der Grenze zwischen Technologie und lebendem Organismus. Dadurch besitzen Medizinprodukte ein hohes Anforderungsprofil. In der Entwicklungsphase solcher Produkte müssen spezifische, für den medizinischen Einsatz vorgesehene Gestaltungsmerkmale beachtet werden. Insbesondere bei der Entwicklung steriler Medizinprodukte wird hoher Anspruch auf die Auslegung gelegt. Nach RKI-Empfehlung und EN 17664 müssen Medizinprodukthersteller dem Anwender eine Auskunft über deutliche Aufbereitungsangaben erteilen, mindestens für ein validiertes Verfahren, entweder manuell oder automatisiert. Die *Richtlinie 93/42/EWG des Rates vom 14. Juni 1993 über Medizinprodukte* weist auf die Auslegung der Medizinprodukte hin: „die Medizinprodukte und ihre Herstellungsverfahren müssen so ausgelegt sein, dass das Infektionsrisiko für Patienten, Anwender und Dritte ausgeschlossen oder soweit wie möglich verringert wird“. Aufgrund dieser Aussage nehmen nicht nur Aufbereitungszentralen und Hygieniker in medizinischen Einrichtungen sondern auch Medizinprodukthersteller und Entwicklungsingenieure am Erreichen einer mikrobiologischen Sicherheit für ein Produkt teil. Der Konstrukteur muss sich die Frage stellen, wie er am besten zu einem sowohl voll funktionstüchtigen, als auch zu einem mikrobiologisch sicheren Medizinprodukt kommt.

Die hygienische Herstellung eines keimarmen oder sterilen Zustandes, die Aufbereitung, kann durch physikalische und/oder chemische Einwirkungen Veränderungen im Material und Einschränkungen der funktionellen Eigenschaften des Produktes hervorrufen.

Die vorgesehene Konstruktion eines Medizinproduktes muss daher garantieren, dass einerseits alle Keime leicht von dem Produkt beseitigt werden und andererseits das

Medizinprodukt geschont wird. Jedes beabsichtigte Aufbereitungsverfahren für ein Medizinprodukt sollte möglichst dem Stand der Technik entsprechen. Solche Optimierung einer Konstruktion ist als aufbereitungsgerechte Gestaltung zu bezeichnen.

Die medizintechnischen Gesetze, Verordnungen und Normen stellen dabei die wesentlichen Richtlinien bereit, die der Konstrukteur bei der Produktentwicklung zu beachten hat. Diesen Grundlagen fehlt allerdings eine genauere Ausarbeitung konstruktiver Aspekte oder eine angemessene Erhebungs- und Auswertungsmethodik bezüglich der aufbereitungsgerechten Produktgestaltung. Dadurch könnten Konstruktionsfehler entstehen, die erst bei der Konformitätsbewertung und Validierung des Produktes entdeckt werden. Solche Produkte erfordern dann speziell validierte Verfahren zur Aufbereitung bzw. zur Anpassung der Konstruktion an eine Aufbereitung durch aufwändige Änderungsmaßnahmen. Diese Aspekte erhöhen die Produktkosten bzw. bei unveränderten Konstruktion die Erhöhung von Produktbetriebskosten.

Das Forschungsziel ist die Erarbeitung einer Wissensbasis zur Unterstützung von Erfindungen aufbereitungsgerechter Konstruktionen der zu entwickelnden Produkte. Beispiele dafür sind Checklisten, Konstruktionskataloge oder Gestaltungsrichtlinien. Damit sind zahlreiche Richtwerte für den Konstrukteur vorgegeben, die die Gestaltung des zu entwickelnden Produktes wirkungsvoller analysieren helfen.

Die zielgerichtete Medizinproduktgestaltung zusammen mit einem abgestimmten Aufbereitungskonzept bilden die Grundlage für eine längere Lebensdauer, einen hohen Wirkungsgrad der eingesetzten Aufbereitungsmethoden und letztendlich einer Kosteneinsparung.

2. Grundlagen der Aufbereitung

Ein Produkt, das frei von jeglichen lebensfähigen Mikroorganismen ist [2], bezeichnet man als steril. Die Reinigung, Desinfektion und Sterilisation eines Medizinproduktes hat große Bedeutung im Schutz vor mikrobiologischer Kontamination. Das Produkt, das einem geeigneten Aufbereitungsverfahren unterworfen wurde und sicher verpackt ist, darf durch seine Anwendung keinerlei Gefährdung für Patienten, Anwender ggf. Dritte darstellen.

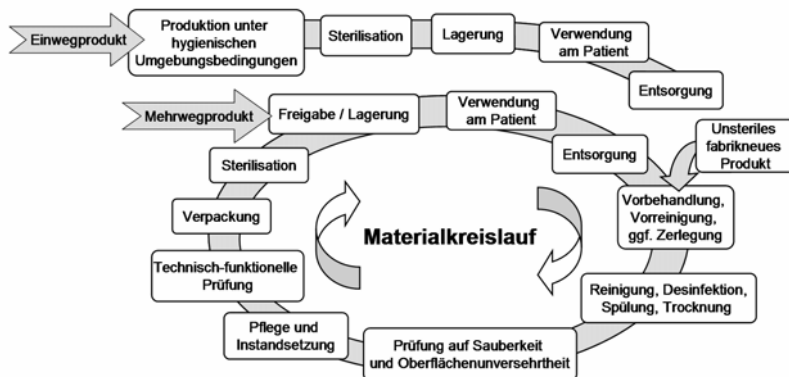


Bild 1: Sterilgutlogistik

Alle Medizinprodukte, die bei ihrer Anwendung zu direktem oder indirektem Kontakt mit dem Körperinneren eines Patienten kommen, wie z.B. mit Blut, Gewebe, Sekreten, etc, unterliegen Aufbereitungsverfahren. Zudem sind folgende Produktgruppen zu unterscheiden:

- medizinische Einmalartikel,
- wieder verwendbare Produkte, die von Medizinproduktherstellern auf den Markt entweder als steril oder unsteril gekennzeichnet ausgeliefert werden können.

Unsterile, neuen Fabrikate müssen so aufbereitet werden wie die gerade am Patient verwendeten Medizinprodukte. Bild 1 zeigt eine ausführliche Folge der einzelnen Aufbereitungsprozeduren.

Bei Reinigung und Desinfektion kommen thermische oder chemo-thermische Verfahren zum Einsatz. Sofern es die Beschaffenheit der Produkte zulässt, sollte die thermische Desinfektion der chemo-thermischen Desinfektion bevorzugt werden. Chemo-thermische Verfahren werden für thermolabile Medizinprodukte angewendet. Ein maschinelles Reinigungs- und Desinfektionsverfahren ist der manuellen zu bevorzugen, da sonst potentielle Wirkungslücken entstehen könnten.

Zur endgültigen Inaktivierung aller Mikroorganismen sollen Medizinprodukte schließlich sterilisiert werden. Je nach Produkteigenschaften und mikrobieller Belastung können folgende Sterilisationsverfahren angewendet werden:

- thermische Sterilisationsverfahren (Dampfsterilisation, Heißluftsterilisation)
- Gassterilisationsverfahren (Ethylenoxid, Formaldehyd, Wasserstoffperoxydgas-Plasma)

- Sterilisation mit ionisierender Strahlung (Gammastrahlung, Elektronenstrahlung)

Die Dampfsterilisation erfolgt in einer gesättigten Dampfatmosfera. Je nach Sterilisationsgut und den zu dekontaminierenden Mikroorganismen wird bei 121°C (1,1 bar Unterdruck, 15 min Einwirkzeit) oder 134°C (2,2 bar Überdruck, 3 min Einwirkzeit) gearbeitet.

Bei der Heißluftsterilisation erfolgt die Abtötung von Mikroorganismen durch trockene Hitze bei 180°C. Durch hohe Temperatur verlieren viele Instrumente ihren Gebrauchswert, aus dem Grund steht diese Methode nicht mehr im Interesse der Wissenschaft.

Für Gassterilisation eignen sich besonders thermolabile und anders sensible Produkte. Die Ethylenoxidgassterilisation verläuft bei niedrigen Temperaturen von 40°C bis 60°C. Aufgrund der Hochgiftigkeit des Ethylenoxids ist nach der Sterilisation sorgfältige Belüftung (Entgasung) der Produkte erforderlich, um restliches Ethylenoxid zu entfernen.

Das Prinzip der Inaktivierung von Mikroorganismen bei der Formaldehydgassterilisation besteht darin, dass auf das zu sterilisierende Gut ein Formaldehyd-Wasserdampfgemisch bei Temperaturen zwischen 60 und 70 °C einwirkt.

Die Wasserstoffperoxydgas-Plasma-Sterilisation ist ein giffreies Sterilisationsverfahren. Das Prinzip der Plasma-Sterilisation basiert darauf, dass ein aus Wasserstoffperoxyd-Dampf erzeugtes Plasma bei niedrigen Temperaturen (ca. 55°C) auf Mikroorganismen chemisch einwirkt.

Durch Bestrahlung können auch komplizierte Produkte und thermolabile Materialien sterilisiert werden. Bei der Sterilisation mit ionisierender Gammastrahlung wird das Produkt in die Nähe der Strahlungsquelle, ein Radioisotop Kobalt 60, gebracht, bis die notwendige Dosis adsorbiert ist. Damit erfolgt die Abtötung von Mikroorganismen.

Die Elektronenstrahlensterilisation gründet drauf, dass im Vakuum freie Elektronen erzeugt und über Hochspannung beschleunigt werden. Durch ein Magnetfeld werden diese aufgefächert in ein Strahlenfeld, das über eine Titanfolie in das Produkt einwirkt.

3. Konstruktive Kriterien

Die Möglichkeit, das Medizinprodukt aufzubereiten und wieder zu verwenden, soll bereits in der frühesten Planungsphase mit berücksichtigt werden. Um eine richtige Entscheidung bei der Konzipierung und Entwicklung eines Medizinprodukts zu treffen, ist es nötig, die entwickelte Konstruktion gewissenhaft bezüglich der Wahl seiner Geometrie und allen das Material beeinflussenden Größen zu bewerten. Aus der Sicht der Aufbereitung ergeben sich die nötigen Anforderungen an Reinigbarkeit, Desinfizierbarkeit und Sterilisierbarkeit. Es ist muss beachtet werden, dass die Wahl der Aufbereitungsverfahren sich an dem *schwächsten verwendeten Material* und an der *labilsten Geometrie* des Medizinprodukts orientiert.

Das primäre Ziel eines Produkts in Medizintechnik ist die Gewährleistung einer sicheren Produktfunktion und das Sicherstellen der friedlichen Koexistenz des Produktes mit dem Inneren des Patientenkörpers. Deshalb muss die Funktionalität des Produktes im Zusammenspiel mit den zu erwartenden Bedingungen der Aufbereitung stehen.

Eine Voraussetzung für den optimalen Entwurf eines Produktes ist, die unterschiedlichen Wirkprinzipien von Aufbereitungs- und Sterilisationsmethoden zu kennen, aus denen sich die konstruktiven Maßnahmen ableiten.

Reinigungs- und desinfektionsgerechte Konstruktion

Die Effizienz und Qualität der Reinigung und Desinfektion ist von zueinander in Wechselwirkung stehenden Parametern wie Temperatur, Konzentration der Prozesschemikalien, Einwirkzeit, Fließgeschwindigkeit und Spüldruck, der Beladung zur Spülmechanik, der Beladungsträger und der Produktgestaltung abhängig.

An die Geometrie und das Material eines zu reinigenden Produktes sind folgende Anforderungen gebunden:

- Beständigkeit gegen Bewegungen und Druckverhältnisse,
- Beständigkeit gegen thermischen Einwirkungen,
- Beständigkeit gegen chemische Einwirkungen.

Das Erreichen eines optimalen Reinigungseffektes stellt eine hydrodynamisch optimierte Konstruktion sicher. Die für die Reinigung vorgesehen Produkte müssen so konstruiert werden, dass die Anzahl von sog. Schmutzfängern wie z.B. Toträumen, überlappenden Flächen, Spalten, etc. minimal ist. Dabei sind Oberflächen zu bevorzugen, die eine geringe Schmutzhaftung aufweisen. An schwer zu reinigenden Produktstellen könnten sich durch mangelnde Spülmöglichkeiten Keime festsetzen und weiterhin vermehren. Des weiteren kann durch schlechte Trocknungsmöglichkeiten Restflüssigkeit eingeschlossen werden, die eine Korrosion auslöst.

Eine reinigungsgerechte Konstruktion muss:

- an sämtlichen benötigten inneren und äußeren Oberflächen durch die Prozesschemikalien leicht zugänglich sein,
- und gegen Prozessbedingungen beständig sein.

Sterilisationsgerechte Konstruktion

Die Auslegung eines aseptisch einwandfreien und mit dem Sterilisationsverfahren verträglichen Produktes erfolgt in Abhängigkeit zu vorgesehenen Sterilisationsbedingungen, wie z.B. Sterilisationsmedium, Betriebsbedingungen (Temperatur, Feuchtigkeit), die Beladung zur Sterilisation, etc. Das grundlegende Hauptaugenmerk liegt darauf, eine

Entscheidung zu fällen für ein Material und eine Geometrie, die mit unterschiedlichen Sterilisationsprozessen kompatibel sind. Es muss insofern Rücksicht genommen werden darauf, dass die Produktgeometrie starken Einfluss auf die Materialkompatibilität mit den Sterilisationsprozessen hat.

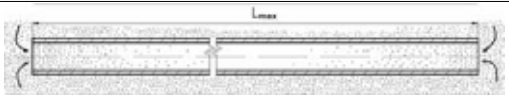
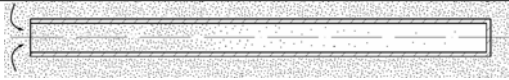
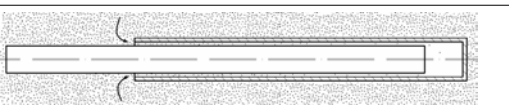

Aus Umweltgründen sollte der Einsatz von Dampfsterilisation allen anderen industriellen Sterilisationsverfahren vorgezogen werden. Erst wenn nach der technischen Untersuchung klar wird, dass für die jeweilige Produktkonzept nicht die Dampfsterilisation eingesetzt werden darf, sollten andere Verfahren in Betracht gezogen werden.

Die Verträglichkeit des Medizinproduktes mit dem Dampfsterilisationsprozess ist sichergestellt, wenn das Produkt:

- eine entlüftungsfähige und dampfdurchlässige Gestaltung unter Berücksichtigung der Beladung zur Sterilisation aufweist;
- die Beständigkeit des Produktes gegen die durch Sterilisationsprozesse entstandenen Belastungen und Umgebungsbedingungen gewährleistet ist.

In der folgenden Tabelle sind einige schwer dampfdurchdringbare Bauweisen zu ersehen. Durch die unzureichende Dampfgeschwindigkeit kann sich in diesen Bereichen Kondensat bilden, das sich dann als unerwünschte Restfeuchte bemerkbar macht.

Tabelle 1: schwer dampfdurchdringbare Bauweise

Schwer dampfdurchdringbare Produktbereiche	
lange Hohlräume (z.B. Schläuche, Rohrschaftinstrumente)	
einseitig geschlossene Hohlräume	
Inneres von aus-/ineinander bewegbaren Teilen	
Kleine innere Volumina	

Die Geometrie eines Produkts für Gassterilisation muss eine Luftentleerung aller Produktbereiche sowie eine gute Diffusion des Sterilisationsgases zu allen äußeren und inneren Oberflächen ermöglichen. Es wird dementsprechend von *einer entlüftungsfähigen, gasdurchlässigen oder entgasungsfähigen Gestaltung* gesprochen. Es ist hier wichtig, dass die ausgewählten Konstruktionswerkstoffe für ein Produkt nicht von den Sterilisationsgasen

in gefährlicher Weise angegriffen werden und keine gefährlichen Verbindungen mit diesen bilden. Erfahrungsgemäß weisen die hoch absorbierenden und leicht oxidierenden Materialien im Kontakt mit dem Sterilisationsgas eine fragliche Kompatibilität zu der Sterilisationsmethode auf.



Bild 2: Einflussgröße an die Strahlenbeständigkeit eines Medizinproduktes

Die Eignung des zu entwickelnden Produkts für die Sterilisation mit ionisierender Strahlung kann während der Entwicklungsphase nur grob beurteilt werden, weil zu viele Einflüsse zu berücksichtigen sind (Bild 2). Trotz dieser Tatsache lassen sich doch einige konstruktive Aspekte, insbesondere die Werkstoffauswahl betreffend, berücksichtigen. Aufgrund der physikalischen Gesetzmäßigkeiten ist die Strahlungsabsorption von der Dichte und Dicke der bestrahlten Materie abhängig. Es gilt: je geringer die Dichte des Materials ist, desto besser ist die Strahlenbeständigkeit [5]. Manche Rohstofflieferanten für Medizintechnik sowie die Dienstleistungsunternehmen auf dem Gebiet der Strahlensterilisation geben Auskunft über die Strahlenbeständigkeit von Materialien. Diese sind in einem übersichtlichen Katalog gesammelt. Die weiterführenden Informationen sollen aber nicht die physikalischen Tests ersetzen. Bei der Entwicklung jedes neuen Produkts muss schließlich die Kompatibilität durch physikalische Untersuchungen bestätigt werden.

4. Zusammenfassung

Außer der Erreichung des medizinischen Fortschritts sollten die technischen Produkte für den medizinischen Einsatz auch eine Kostensenkung im Gesundheitswesen hervorrufen. Besonders die Aufbereitung eines Produkts ist mit hohen Kosten verbunden. Diese Kosten sind teilweise durch die Produktgestaltung begründet. Diese können aber während der Entwicklungsphase in gewissem Maß beeinflusst werden. Die Erarbeitung einer Wissensbasis zur Unterstützung von Erfindungen aufbereitungsgerechter Konstruktionen soll zudem eine Hilfe sein, um durch ihren effektiven Einsatz ein optimales Medizinprodukt zu entwickeln.

Literatur

- [1] Richtlinie 93/42/EWG des Rates vom 14. Juni 1993 über Medizinprodukte
- [2] DIN EN 556 - Sterilisation von Medizinprodukten – Anforderungen an Medizinprodukte, die als "Steril" gekennzeichnet werden
- [3] RKI-Empfehlung „Anforderungen an die Hygiene bei der Aufbereitung von Medizinprodukten“
- [4] EN 17664 Sterilisation von Medizinprodukten - Vom Hersteller bereitzustellende Informationen für die Aufbereitung von resterilisierbaren Medizinprodukten
- [5] Hintergrundinformationen von Gammaster®: Der Weg zum sicheren Produkt: Sterile Medizinprodukte durch Gammastrahlen
- [6] Steuer, W.; Lutz-Dettinger, U; Schubert, F.: Leitfaden der Desinfektion, Sterilisation und Entwesung. 7. Auflage, Gustav Fischer Verlag, Stuttgart, Jena, Lübeck, Ulm 1998

Numerische Simulation des menschlichen Hirns für die präoperative Planung von Entlastungskraniektomien

Dr.-Ing. **H.-P. Prüfer**, Bochum; **I. Odabas**, M.Sc., Bremen

Kurzfassung

Hirnschwellungen als Folge schwerer Kopfverletzungen können zu schwersten neurologischen Schäden führen. Die übliche therapeutische Maßnahme ist eine so genannte Entlastungskraniektomie. Für die Bewertung der möglichen Operationsvarianten sollte das Verhalten des Hirngewebes und des Schwellungsfortschritts zuverlässig abschätzbar sein. Bei Einsatz der FEM ist hier zunächst eine sinnvolle Modellierung der Hirngeometrie zu erstellen. Ein geeignetes Materialgesetz für Weichgewebe ist zu finden und zu implementieren. Darüber hinaus müssen die mechanischen Randbedingungen für die Hirnmasse und ein Modell für die Druckausbildung gefunden werden. Im vorliegenden Beitrag werden Lösungsvorschläge für diese Problemfelder gemacht. Anhand von Testrechnungen wird die Richtigkeit der gewählten Ansätze gezeigt, gleichzeitig wird die Notwendigkeit weiterführender Untersuchungen verdeutlicht.

Abstract

Posttraumatic brain swelling often causes an increased brain pressure with mostly heavy neurological deficits up to possible deceasing of the patients. A typical therapeutical measure is the so called decompressive craniotomy. The success of therapy decisions could be improved by simulating the physical behaviour of brain matter under an increased inner pressure. FEM as the method of choice, however, encounters several difficulties. First of all a convenient geometric model of the brain must be found. The second problem is the material law for brain tissue which must be implemented in an appropriate FE code. Boundary conditions can only be estimated. In this paper partial solutions for the difficulties mentioned above are shown.

1. Retrospektive

Hirnschwellungen als Folge schwerer Kopfverletzungen können zu neurologischen Defiziten, im Extremfall zum Tod des Patienten führen. Therapie der Wahl ist die Kraniektomie, bei der Teile des knöchernen Schädels zur Druckentlastung entfernt werden [1 bis 3]. Hierbei sind verschiedene durch die Lokalisation der zu entfernenden Teile definierte Varianten möglich. Die patientenindividuelle Auswahl einer Variante kann am zu erwartenden Verlauf des Druckanstiegs in Hirn festgemacht werden. Sie steht unter erheblichem Zeitdruck. Für eine zuverlässige Abschätzung des Verhaltens des Hirngewebes bietet sich die Methode der Finiten Elemente (FEM) an. Mit den heute zur Verfügung stehenden leistungsfähigen Rechnern und FEM-Softwarepaketen ist es problemlos möglich, die erforderlichen Simulationen in einer Büro- bzw. Laborumgebung durchzuführen. In [4] und [5] wurden die Grundsätze einer zweckmäßigen Modellbildung aufgestellt, konnten jedoch noch nicht in konkrete Analysen umgesetzt werden.

2. Ein neues Geometriemodell

In den ersten Überlegungen zu einer Simulation [4] wurden von uns zwei Geometriemodelle betrachtet und kritisch bewertet. Dabei stellte sich heraus, dass die scheinbare Einfachheit der Ellipsoidvariante wegen der erforderlichen Tetraedervernetzung keinesfalls zu wesentlich geringeren Elementanzahlen und damit Rechenzeiten führt als die bereits an anderer Stelle vorgenommene Vernetzung des BOHEAR-Modells.

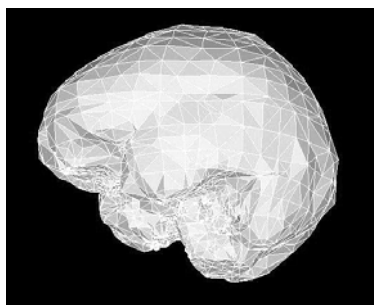
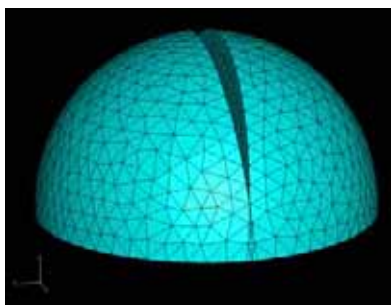


Bild 1: Vernetzung von Ellipsoidmodell und BOHEAR-Modell

Die besonderen Eigenschaften dieses Modells [6] – sehr gute Beschreibung der Oberfläche, wenig detaillierte innere Struktur – hätten sich nicht notwendig nachteilig

ausgewirkt. Dennoch musste schließlich von der Verwendung dieses Modells abgesehen werden, weil es nur als recht rudimentär strukturierte Datenbasis zu einem anderen FE-System verfügbar war. Die implizit durchaus vorhandene geometrische Strukturierung ist in dieser Datenbasis, die im Wesentlichen dem Zusammenbau des FE-Gleichungssystems dient, nicht mehr zugänglich. Eine theoretisch denkbare Aufbereitung erwies sich als viel zu zeitaufwendig, so dass entschieden wurde, ein vollständig neues, durch Abstraktion der typischen Hirngeometrie stark vereinfachtes Modell zu entwerfen.

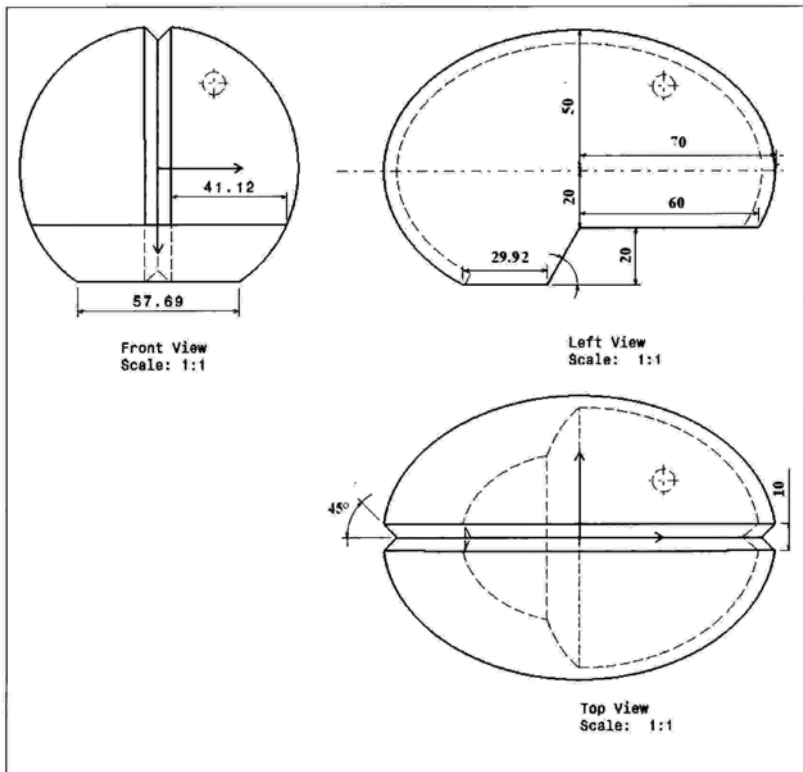


Bild 2: Geometrisches Grundkonzept zum abstrahierten Hirnmodell

Die in den drei Ansichten jeweils sichtbare Kreiskontur repräsentiert einen kugelförmigen Hohlraum. Er wird für die Simulation des Druckanstiegs benötigt und kann dank der parametrischen Eigenschaften des CAD-Systems größenmäßig angepasst und beliebig

positioniert werden. Das geometrische Grundkonzept zu diesem Modell wurde mit Hilfe eines parametrischen 3D-CAD-System erstellt und als STEP-File im FE-Preprozessor importiert [7]. Dieses Vorgehen erlaubt eine komfortable Modifikation der Geometrie und unterstützt somit die geplante patientenindividuelle Variantenbildung.

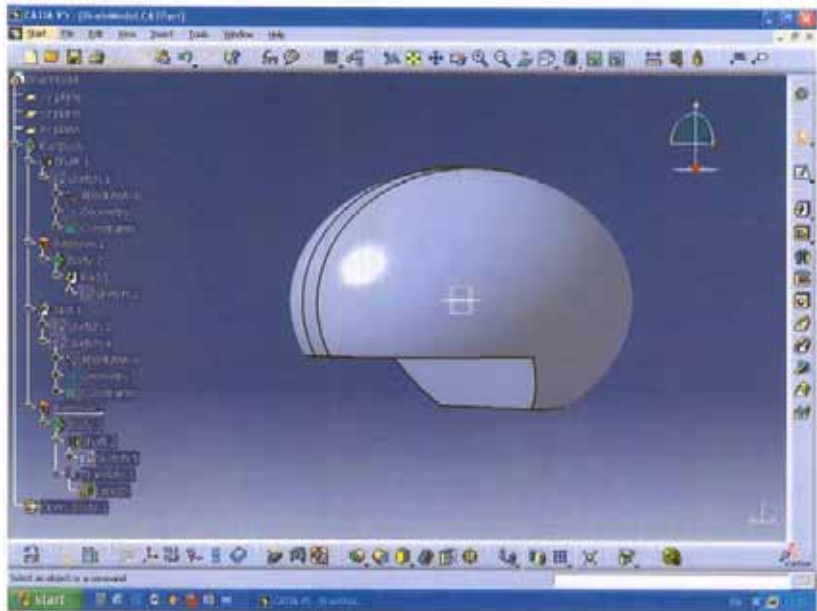


Bild 3: 3D-CAD-Modell

3. Materialeigenschaften

Die Hirnmasse besteht aus einem Weichgewebe mit nichtlinearen Materialeigenschaften, welche im Wesentlichen von Miller [8,9] identifiziert worden sind. Wegen der zu erwartenden großen Verformungen, etwa durch den Kollaps der *basalen Zisternen*, ist eine Linearisierung nicht hinreichend. Der ursprüngliche Ansatz von Miller e.a. [8] sah ein hyperelastisches, nichtlinear viscoelastisches Verhalten vor, welches sich jedoch nicht gut in die FE-Software implementieren ließ. Aus diesem Grunde wurde eine Reduktion auf ein hyperelastisches, linear viscoelastisches Materialgesetz vorgenommen. Es bietet den Vorteil, innerhalb des eingesetzten FE-Systems Abaqus vorprogrammiert bereit zu stehen.

Die recht aufwendige Formulierung eines nichtlinearen Materialgesetzes lässt tendenziell interessante Ergebnisse erwarten. Man darf hier jedoch nicht vergessen, dass es sich um biologisches Material handelt, genauer um Lebendgewebe. Die Akquisition von Daten stößt sehr schnell einerseits an messtechnische und andererseits an ethische Grenzen. Die zur Bestimmung der Materialparameter relevanten Daten wurden an Schweinehirnen aufgenommen, unter der Annahme, dass es keine über die Messtoleranzen hinausgehenden Abweichungen von humanem Hirngewebe gibt.

Verwendet wurden Hirne von frisch geschlachteten Schweinen, die höchstens einen Tag in physiologischer Kochsalzlösung aufbewahrt wurden. Wesentliche Veränderungen des Gewebes traten daher nicht auf. Als grundsätzliche Schwierigkeit zeigten alle Messungen, dass die Entnahme geeigneter Probenkörper aus der Hirnmasse aufgrund ihrer Nachgiebigkeit außerordentlich schwierig ist und dass die Messungen durch die Adhäsion zwischen Probe und Stempel gestört wurden. Die auf dieser Basis mittels einer Regression identifizierten Materialparameter sind daher durchaus mit deutlichen Unsicherheiten behaftet. Hinzu kommt noch die Tatsache, dass zwischen *in vivo* und *in vitro* Messungen weitere Unterschiede bestehen.

4. Randbedingungen und Lasten

Die mechanischen Auflagerbedingungen für das Hirn sind prinzipiell bekannt. Im Wesentlichen gibt es nur eine biegeelastische Verbindung des Hirnstamms mit dem Rückenmark. Weitere Randbedingungen ergeben sich aus den Kontakten des unteren Hirnbereichs mit der knöchernen Schädelbasis, außerdem aus der Einbettung in das System *dura/cranium*. Zwischen diesem umgebenden System, welches in erster Näherung als nicht verformbar angesehen werden kann, und der Hirnmasse befindet sich eine weitere dünne Bindegewebschicht, die *arachnoidea*. Alle diese Komponenten sind inkompressibel. Die *dura* ist eine steife Membran, die *arachnoidea* demgegenüber biegeweich. Die verbleibenden Resträume sind mit *liquor* bzw. Fettgewebe ausgefüllt.

Da in unseren vorbereitenden Simulationsansätzen zunächst nur das Hirn, nicht aber seine Umgebung modelliert wurde, wurde das Hirnmodell auf seiner Basis vollständig translatorisch gefesselt.

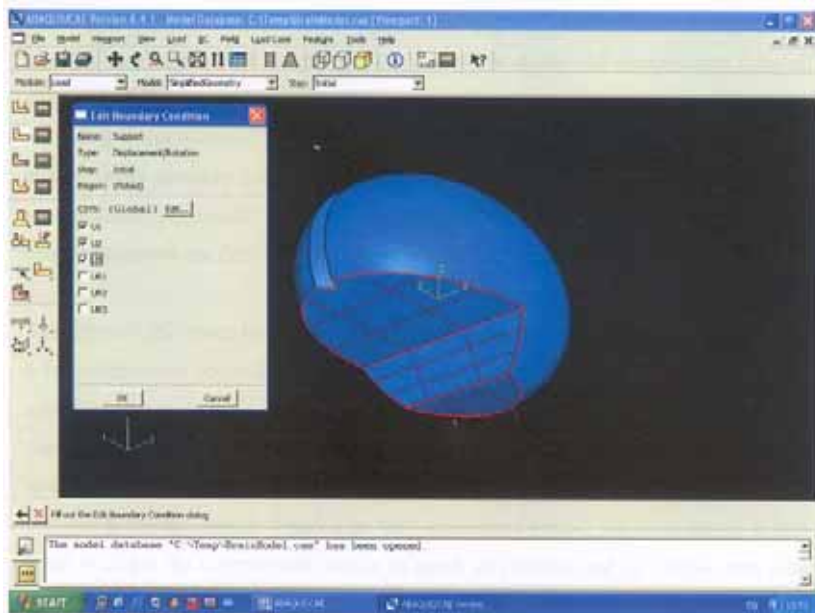


Bild 4: Fesselung der translatorischen Freiheitsgrade

Für die ersten Tests ist diese eingeschränkte Betrachtungsweise hinreichend. Zur Simulation des Druckanstiegs wurde in einer Hemisphäre eine kugelförmige Aussparung erzeugt und in dieser eine Normalkraft als Flächenlast aufgebracht.

5. Vorläufige Ergebnisbewertung und Handlungsbedarf

Die Analyseresultate [7] zeigen deutlich, dass sich wie erwartet eine ungleichmäßige Verteilung von Spannungen und Verformungen an der Oberfläche einstellt. Die absolute Größe der mechanischen Daten ist dabei mit Vorsicht zu betrachten. Zum einen sind die Daten zur Höhe des Innendrucks nicht endgültig bestätigt, zum anderen fehlen die Begrenzungen durch die erwähnten Kontaktflächen. Wie stark sich der Einfluss der Randbedingungen auswirken kann, zeigt eine Variante, bei der der gesamte untere Bereich des Hirnmodell gefesselt wurde. Dabei stiegen die Spannungen um zwei Größenordnungen an. Es ist daher offensichtlich, dass weitere Untersuchungen einer genaueren Beschreibung der Einbettung der Hirnmasse in die Umgebung bedürfen.

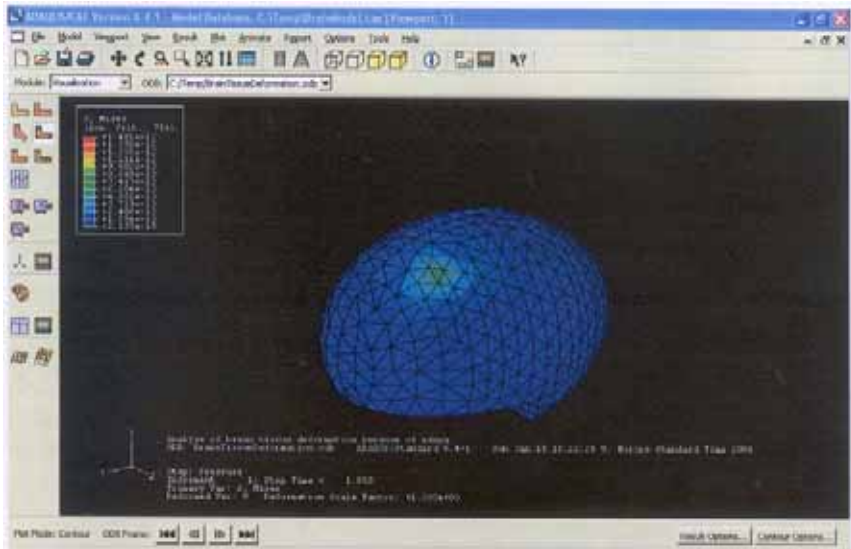


Bild 5: Spannungsverteilung an der Hirnoberfläche

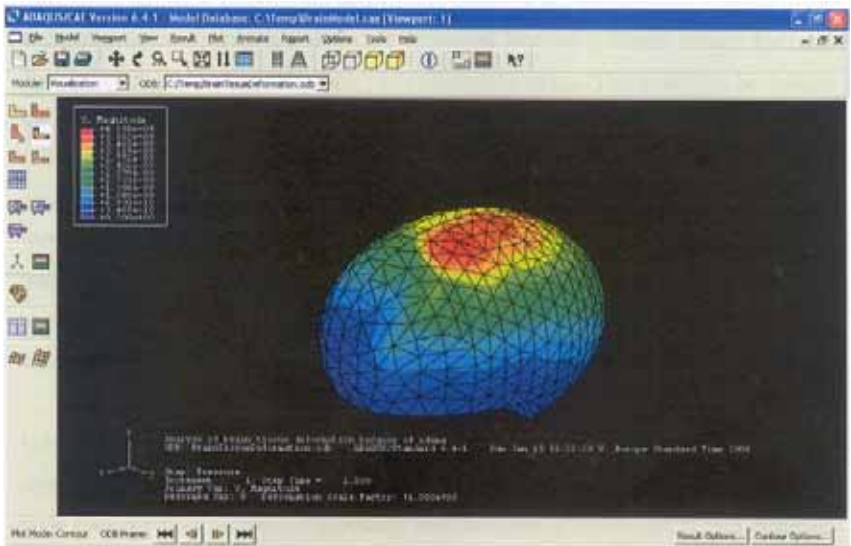


Bild 6: Gesamtverlagerungen an der Hirnoberfläche

Eine entscheidende Rolle wird dabei der Beschreibung der Kontaktbedingungen zukommen. Man kann annehmen, dass die Spannungen an der Hirnoberfläche, die ja mit dem System *dura/cranium* einen Kontaktbereich bildet, deutlich höher ausfallen werden, da nur geringere Verlagerungen möglich sind. Unverzichtbar ist die Einbeziehung der Kontaktbedingungen, wenn der Kollaps der *basalen Zisternen* mit simuliert werden soll. Jede weitere Druckerhöhung führt dann definitiv zu massiven Schäden des Hirns, weil keine Deformationswege mehr zur Verfügung stehen.

6. Alternative Ansätze und Ausblick

In neueren Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass das Hirn keinesfalls als homogene Masse zu betrachten ist. Mittels der Methode des Fibre Tracking können in CT-Aufnahmen Faserbündel beobachtet werden, die eine interne Verspannung der *dura* bewirken. Es ist anzunehmen, dass sie wenig dehnbar sind. Unter diesem Aspekt könnte man die eher weiche Hirnmasse als Fluid betrachten, welches nicht weiter elementiert werden muss. Eine Umsetzung dieses Prinzips in ein FE-Modell würde zu einer deutlichen Verringerung der Modellgröße führen, da nur noch linienartige Elemente für die Faserbündel und flächenartige Elemente für die *dura* benötigt würden. Mit den dadurch möglichen wesentlich kürzeren Rechenzeiten würden Simulationen zur Therapieplanung erheblich erleichtert. Zur Zeit liegen allerdings noch keine zuverlässigen Aussagen zur genauen Lokalisierung der Faserbündel und zu ihren mechanischen Eigenschaften vor. Weiterführende Untersuchungen zu diesem Themenkreis sind geplant.

Auf der Basis der zur Zeit verfügbaren Daten kann ein grundsätzlich ein mechanisch zuverlässiges Hirnmodell erstellt werden. Was jedoch nach wie vor fehlt, sind Absolutwerte für den Innendruck eines gesunden Hirns sowie der Maximaldruck, der bei einer Kraniektomie nur indirekt beobachtet werden kann. Diese Daten, zusammen mit Grenzwerten, bei denen irreversible Schädigungen zu erwarten sind, sollten aus den Patientendaten extrahiert werden, um der Simulation ein medizinisch abgesichertes Fundament zu geben.

7. Literaturangaben

- [1] Albanese J, Leone M, Alliez JR, Kaya JM, Antonini F, Alliez B, Martin C. Decompressive craniectomy for severe traumatic brain injury: Evaluation of the effects at one year. *Crit Care Med.* 31 (10): 2535-8. 2003
- [2] Piek J. Decompressive surgery in the treatment of traumatic brain injury. *Curr Opin Crit Care.* 8 (2): 134-8. 2002
- [3] Whitfield PC, Patel H, Hutchinson PJ, Czosnyka M, Parry D, Menon D, Pickard JD, Kirkpatrick PJ. Bifrontal decompressive craniectomy in the management of posttraumatic intracranial hypertension. *Br J Neurosurg.* 15 (6): 500-7. 2001
- [4] Prüfer, H.-P. Modelle des menschlichen Hirns zur Bewertung und Planung von Entlastungskraniektomien. 3. Gem. Koll. Konstruktionstechnik 2005, pp 141-148
- [5] Prüfer, H.-P., Engelhardt, M., Wehmöller, M. Numerische Simulation posttraumatischer Hirnschwellungen und verschiedener Kraniektomieformen. 11. Tag der Biomedizinischen Technik, Bochum 2004
- [6] Hudde, H., Taschke, H. BOHEAR – Bochum Head and Ear Model. 11. Tag der Biomedizinischen Technik, Bochum 2004
- [7] Odabas, I. Numerical Simulation of Posttraumatic Brain Edema Based on a Simplified Geometry and Non-linear Material Laws. Master's Thesis, Bochum 2006
- [8] Miller, K., Chinzei, K. Constitutive modelling of brain tissue: experiment and theory. *J Biomech.* 30 (11-12): 1115-21. 1997
- [9] Miller K. Biomechanics of soft tissue. *Med Sci Monit.* 6 (1): 158-67. 2000

Probleme der parametrische Modellierung von Scandaten in CAD-Systemen und adaptive Lösungsverfahren

Dipl.-Ing. H. KLEIN, Prof. Dr.-Ing. K. BRÖKEL

Kurzfassung

Ziel dieses Beitrags ist die Beschreibung der parametrischen Modellierung von Scandaten. Für die zugrunde liegenden generischen Modelle werden aus Punktwolken zurückgeführte Facettenmodelle verwendet. Bei der Parametrisierung des generischen Modells können globale Steuerungsparameter beliebig festgelegt werden. Diese sind mit allen Facetteneckpunkten gekoppelt. Nach Veränderung der globalen Steuerungsparameter erfolgt durch Aufrechterhaltung der Transformationsbeziehungen eine Anpassung des gesamten Modells. Ein topologisch ähnliches Modell kann auf diese Weise durch eine ausreichende Anzahl von Steuerungsparametern hinreichend genau abgebildet werden.

Abstract (optional)

Goal of this contribution is parametric modelling of scan data. Underlying generic models for parametric studies are created from point clouds (laser scanning, computer tomography) and are generated as facet models. User-defined control parameters are mathematically connected to all vertexes of any single facet. Through changing of control parameters the algorithm keeps the relationship between vertexes and control parameters and the whole models adapts. In this way a similar topological model can be derived with a less number of control parameters.

1. Einleitung

Die Verfahren zur Digitalisierung von Knochen und Gewebe, welche heutzutage eingesetzt werden, können durch die Komplexität und Feingliedrigkeit knöcherner Strukturen, insbesondere beim menschlichen Schädel, nicht eingesetzt werden. Scannverfahren mit einer ausreichenden Auflösung erzeugen eine große Datenmenge, die nicht einfach in Computerprogrammen zu handhaben ist. Weiterhin bereitet die Trennung von Knochen und Gewebe Schwierigkeiten. Dies macht eine exakte Modellierung kompliziert und zeitaufwendig. Die sich anschließende Finiten Element Analyse erfordert nicht nur die topologische Richtigkeit, sondern auch eine hohe geometrische Genauigkeit. Die Digitalisierung der Orbita (knöcher-

ner Teil der Augenhöhle), insbesondere der dünnen Orbitawände, durch Verwendung der Computertomographie, ist nicht ohne erhebliche manuelle Nacharbeit möglich. Dies ist hauptsächlich durch die geringe Auflösung der Computertomographie zu begründen. Aus diesem Grund soll eine parametrische Modelliermethode entwickelt werden, bei der ein generisches Modell schnell und flexibel an das jeweilige Individuum angepasst werden kann. Auf den folgenden Seiten werden die Vorgehensweise bei der Ableitung generischer Modelle, auftretende Probleme bei der parametrischen Modellierung in herkömmlichen CAD-Systemen und entsprechende Lösungsvorschläge näher beschrieben.

2. Medizinischer Hintergrund und Motivation

Mittelgesichtsfrakturen werden unterteilt in Frakturen des knöchernen Nasenbeins, des Oberkiefers und des Jochbeinmassivs [1]. Weiterhin treten isolierte und kombinierte Frakturen der Orbitawände und des Orbitabodens auf, welche nach [2] unter dem Terminus „blow out fracture“ bekannt sind.

Häufigste Ursachen für Verletzungen der Orbita sind Verkehrsunfälle, Freizeitunfälle, Sportunfälle, häusliche Unfälle und Verletzungen durch Gewaltanwendung. Um das Verletzungsrisiko bei Unfällen zu senken und Ursachen bei Verletzungen aufzuklären sind weitere Grundlagenuntersuchungen nötig, um die Frakturmechanismen besser charakterisieren zu können. Das Ziel der medizinischen Versorgung aller Gesichtschädelverletzungen ist heutzutage die Rehabilitation und die Wiederherstellung des äußeren Erscheinungsbildes, der Mimik, Sensibilität, sowie der Kau-, Schluck- und Sehfunktion.

„Blow out fractures“ sind ein spezieller Typ der Mittelgesichtsfrakturen, bei dem die exponierten Orbitaländer unverletzt bleiben. Für die Gründe des Auftretens der „blow out fracture“ werden zwei Theorien postuliert. Diese sind die Überdrucktheorie und die Knochentransmissionstheorie. Eine nähere Erläuterung ist in [3] und [4] zu finden. Beide Theorien wurden in neueren Experimenten an Leichenschädeln untersucht und bestätigt [5]. Die Simulationen beider Theorien führten zu Frakturen des Orbitabodens, wiesen jedoch unterschiedliche Verletzungsmuster auf. Heutzutage dürften solche Untersuchungen aus medicolegalen und ethnischen Gründen nicht mehr zu vertreten sein. Die Gründe und Mechanismen der „blow out fracture“ sind aber gut untersucht und dokumentiert. Sie erlauben den Vergleich zwischen der virtuellen Simulation und der Realität.

In der Vergangenheit wurden bereits erste Finite Element Untersuchungen an menschlichen Schädeln durchgeführt. Nähere Erläuterungen sind in [6] und [7] zu finden. Diese Studien sind für Untersuchungen der „blow out fracture“ jedoch unzureichend, denn die Modelle sind weder individuell noch detailliert genug. Als Grundlage für weiterführende Analysen werden

im ersten Schritt individuell anpassbare generische Orbitamodelle generiert, um damit weitere Festigkeitsuntersuchungen durchführen zu können.

3. Generisches Modell

Grundlage für die Ableitung individueller Modelle ist das generische Modell. Ausgehend von diesem erfolgt die Transformation unter Zuhilfenahme eines entsprechenden Steuerungsmodells. Bei der Generierung eines generischen Modells steht der manuellen Modellierung eine automatische Modellierung aus Scandaten gegenüber.

Vorteil der manuellen Modellierung ist die Verwendung von NURBS-Flächen. Nachteilig wirkt sich der sehr hohe Zeitaufwand und das Einbinden verhältnismäßig weniger Scanninformationen aus. Dadurch kann die geometrische Genauigkeit über das gesamte Modell nicht gewährleistet werden. Weiterhin stellt die Erfassung aller kleinen Einzelheiten (z.B. Fissuren an knöchernen Strukturen) für die topologisch richtige Abbildung des Modells ein Problem dar.

Die automatische Modellierung bietet den Vorteil durch schnellere Computer und hoch auflösende Scannverfahren topologisch detaillierter und geometrisch genauer zu arbeiten. Nachteilig wirkt sich bei der sich anschließenden Triangulation (gescannte Punktwolke in ein Oberflächenmodell aus Dreiecken überführen) der Scandaten die große Datenmenge aus. Für Nachfolgende Ableitungen muss in der Regel das komplette generische Modell transformiert werden, so dass viele Rechenoperationen ausgeführt werden müssen. Eine weiterführende automatische Überführung des triangulierten Oberflächenmodells in ein NURBS-Flächenmodell verringert die Datenmenge, ist aber für weiterführende Transformationen ungeeignet, weil bei einer Umwandlung geometrische Werte zur Flächenbeschreibung und deren Übergangsbedingungen nicht aufrechterhalten werden können.

Aus diesen Gründen wurden für die weiterführenden Untersuchungen durch Triangulation erstellte Modelle als generische Modelle verwendet. Diese werden im Folgenden als Facettenmodelle bezeichnet.

4. Parametrisierung

4.1. Steuerungsparameter

Die Auswahl der entsprechenden Steuerungsparameter im Bereich der Orbita erfolgt nach antropometrischen Gesichtspunkten. Geplant ist hier die Einbindung der antropometrischen Messtafeln von [8]. Diese geben die grobe Verteilung der Abmaße von menschlichen Orbita in Abhängigkeit von Alter und Geschlecht wieder. Sie sind dadurch besonders geeignet um gemittelte Orbitamodelle einer bestimmten Gruppe zu erstellen, wie z. B. Jugendlichen zwischen 15 und 20 Jahren.

Für die Erzeugung individueller Modelle werden in Abstimmung zu dieser Arbeit an der medizinischen Fakultät der Universität Rostock anthropometrische Messungen durchgeführt. Hierzu werden sowie katalogisierte Leichenschädel, als auch radiologische Daten aus der Computertomographie von verunfallten Patienten ausgewertet.

4.2. Erste einfache Steuerungsmodelle

Erste Versuche generische Orbitamodelle mit einer Parametrik zu verknüpfen wurden in [9] und [10] beschrieben. Dort wurden sowohl Facetten- als auch NURBS-Modelle durch einfache Transformationsbeziehungen (Skalierung, Rotation) in parametrische Modelle überführt. Für die Modellierung individueller Modelle waren diese Methoden jedoch nicht ausreichend.

4.3. Lokales Steuerungsmodell

Den hier und auf den folgenden Seiten beschriebenen Steuerungsmodellen liegt ein Facettenmodell zugrunde. Das lokale Steuerungsmodell beschreibt eine Abhängigkeit aller Facetteneckpunkte von einem durch die Steuerungsparameter generierten Netz. Nach der Definition der Steuerungsparameter, welche beliebige Facetteneckpunkte oder frei definierte Punkte sein können, erfolgt der Aufbau eines Tetraedernetzes über das gesamte Modell. Als notwendige Bedingung für diese Transformation gilt, dass alle Facetteneckpunkte innerhalb dieses Netzes liegen müssen. Demzufolge müssen außerhalb des Modells freie Steuerungsparameter definiert werden.

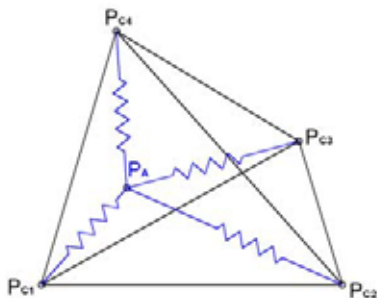


Bild 1: Federmodell eines Tetraeders

Innerhalb der Tetraeder ist jeder Facetteneckpunkt durch ein mechanisches Federsystem mit den vier Eckpunkten des Tetraeders gekoppelt in dem er sich befindet. Beispielhaft ist dieser Zusammenhang für einen Facetteneckpunkt (abhängiger Punkt, adjective point) P_A in einem

beliebigen Tetraeder mit seinen Eckpunkten (Steuerungsparameter, control points) \mathbf{P}_C in Bild 1 dargestellt.

Formuliert man für dieses Problem das Kräftegleichgewicht in den drei Koordinatenrichtungen erhält man die Gleichung 1. Der Vektor \mathbf{c} beschreibt die Federsteifigkeiten von \mathbf{P}_A zu dem jeweiligen Tetraedereckpunkten.

$$\begin{bmatrix} P_{AS_{ix}} - P_{C_{ix}} & P_{AS_{ix}} - P_{C_{2x}} & \cdots & P_{AS_{ix}} - P_{C_{4x}} \\ P_{AS_{iy}} - P_{C_{iy}} & P_{AS_{iy}} - P_{C_{2y}} & \cdots & P_{AS_{iy}} - P_{C_{4y}} \\ P_{AS_{iz}} - P_{C_{iz}} & P_{AS_{iz}} - P_{C_{2z}} & \cdots & P_{AS_{iz}} - P_{C_{4z}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \vdots \\ c_4 \end{bmatrix} = 0 \quad (1)$$

Für die Berechnung des Vektors \mathbf{c} werden für \mathbf{P}_A die Ausgangswerte \mathbf{P}_{AS} des generischen Modells (gescanntes Modell) eingesetzt. Da auch jedes Vielfache des Steifigkeitsvektors \mathbf{c} eine Lösung ist gibt es für die vier unbekanntenen Steifigkeiten keine eindeutige Lösung. Weil die Höhe der Reaktionskräfte am abhängigen Punkt \mathbf{P}_A für diese Transformation uninteressant sind, ist es ausreichend die Steifigkeit c_1 gleich Eins zu setzen und die übrigen Elemente des Steifigkeitsvektors als vielfache von c_1 auszudrücken.

Auflösen der Gleichung 1 nach \mathbf{P}_A ergibt Gleichung 2. Für jeden Facetteneckpunkt sind die Werte des jeweiligen Steifigkeitsvektors aus Gleichung 1 bekannt. Die Koordinatenwerte der Tetraedereckpunkte können nun frei gewählt werden. Der Tetraeder kann demzufolge frei transformiert werden. Die Koordinaten des jeweiligen Facetteneckpunktes können dann nach Gleichung 2 berechnet werden.

$$P_{AV_x} = \frac{\sum_1^4 c_i \cdot P_{C_{ix}}}{\sum_1^4 c_i}, \quad P_{AV_y} = \frac{\sum_1^4 c_i \cdot P_{C_{iy}}}{\sum_1^4 c_i}, \quad P_{AV_z} = \frac{\sum_1^4 c_i \cdot P_{C_{iz}}}{\sum_1^4 c_i} \quad (2)$$

Dieses Verfahren hat den Vorteil, dass der mathematische Zusammenhang einfach und schnell zu berechnen ist. Dadurch können auch große individuelle Facettenmodelle mit mehreren einhunderttausend Facetten schnell abgeleitet werden. Außerdem ist der Einfluss eines Steuerungsparameters auf die Facetteneckpunkte innerhalb der ihm zugehörigen Tetraeder begrenzt. Dies scheint für eine gezielte Anpassung des generischen Modells an den individuellen Fall vorteilhaft. Nachteil der Methode ist der recht hohe Vernetzungsaufwand, das zusätzliche Einfügen von Steuerungsparametern außerhalb des Modells und die rechentechnisch zeitwendige Verwaltung der Zuordnung von Facetteneckpunkten und Tetraedern.

4.4. Globales Steuerungsmodell

Im Gegensatz zum lokalen Steuerungsmodell ist beim globalen Steuerungsmodell der Einfluss eines Steuerungsparameters nicht örtlich begrenzt. Jeder Facetteneckpunkt ist mit jedem Steuerungsparameter gekoppelt. Da die Anzahl und Lage der Steuerungsparameter beliebig ist, lässt sich ein Federmodell nicht ohne Einschränkungen verwenden. Denkbar ist hier alle Federsteifigkeiten bis auf drei gleich Eins zu setzen und die übrigen drei wie unter 4.2. beschrieben über das Kräftegleichgewicht zu berechnen. Nachteil dieser Methode ist, dass dadurch ein sehr weit entfernter Steuerungsparameter einen vielfachen Wert annehmen kann und demzufolge übermäßig an Einfluss gewinnt. Dies führt zu einer nicht vorhersehbaren Transformation des Modells, was sich auf eine gezielte Anpassung negativ auswirkt.

Aus diesem Grund wurde für diese Methode kein rein mechanisches System definiert. Für die Transformation wurde eine Abstandsmatrix, welche den Abstand des Steuerungsparameter zum jeweiligen Facetteneckpunkt berücksichtigt, aufgestellt (Gleichung 3). Hierin ist n die Anzahl der Steuerungsparameter.

$$\begin{bmatrix} |P_A - P_{C1}| & -|P_A - P_{C2}| & 0 & \dots & 0 \\ |P_A - P_{C1}| & 0 & -|P_A - P_{C3}| & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & 0 \\ |P_A - P_{C1}| & 0 & 0 & \dots & -|P_A - P_{Cn}| \\ 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ \vdots \\ g_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Unter Eingabe der Koordinatenwerte des jeweiligen Facetteneckpunktes und der Koordinatenwerte der Steuerungsparameter des generischen Modells wird für jeden Facetteneckpunkt der Wichtungsvektor \mathbf{g} berechnet. Dadurch ist der Wichtungswert jedes Steuerungsparameters abhängig vom Abstand. Das Produkt $\mathbf{g}_i \cdot \mathbf{s}_i$ ist über alle Steuerungsparameter jedes einzelnen Facetteneckpunktes konstant.

Nachdem der Wichtungsvektor des jeweiligen Facetteneckpunktes bestimmt ist kann dieser mit neuen Koordinatenwerten für die Steuerungsparameter neu berechnet werden. Die dazu nötige Rückwärtstransformation ist nicht durch einfaches Auflösen nach \mathbf{P}_A möglich. Mit Hilfe geeigneter Optimierungsverfahren sollte diese jedoch durchführbar sein. Erste Versuche waren viel versprechend.

5. Integration in das CAD-System

Die oben beschriebenen parametrischen Steuerungsmodelle wurden teilweise direkt in das CAD-System Pro/ENGINEER integriert. Dabei wurde festgestellt, dass dies nur bedingt möglich ist. Begrenzend wirkt sich dabei die Anzahl der Konstruktionselemente aus. Um ein Facettenmodell parametrisch abzubilden, muss jede Facette als Konstruktionselement hin-

terlegt werden. Der zeitliche Aufwand, um mit der vorhandenen Programmierschnittstelle Pro/TOOLKIT ein Facettenmodell z.B. in Form einer STL-Datei parametrisch in Pro/ENGINEER zu importieren ist erheblich. Diese Vorgehensweise scheint daher momentan noch nicht sinnvoll.

Gut Handhabbar sind dagegen generische Modelle, welche durch NURBS-Flächen generiert wurden. Hier ist wiederum der Zeitaufwand zur Erstellung geeigneter NURBS-Flächenmodelle aus Scanndaten sehr zeitaufwendig. Es existieren Methoden, um aus Facettenmodellen automatisch NURBS-Flächenmodelle zu erzeugen, jedoch sind auch diese nicht parametrisch bzw. von Stützstellen abhängig. Außerdem ist ein schwer kontrollierbarer Verlust der Maßhaltigkeit festzustellen.

Um die oben beschriebenen Steuerungsmodelle in herkömmliche CAD-Systeme unter Verwendung von generischen Facettenmodellen zu integrieren, wurde der Umweg über das neutrale STL-Dateiformat gewählt. In einem eigenständigen Computerprogramm ist das generische Facettenmodell integriert. Die neuen Koordinatenwerte der Steuerungsparameter werden dem Programm zugeführt und das individuelle Facettenmodell als STL-Datei exportiert. Dieses individuelle Facettenmodell kann nun von dem bevorzugten CAD- oder FEM-Programm eingelesen werden. Diese Art der Ableitung individueller Modelle, auch bezeichnet als adaptive Steuerungsmethode für Scanndaten, wurde unter Verwendung der globalen Steuerungsmethode durchgeführt

6. Weiterführende Untersuchungen

Ziel dieses Beitrags ist die Untersuchung der parametergestützter geometrisch-topologisch orientierten Modellierungsverfahren und deren Anwendbarkeit auf die menschliche Orbita. Die sich anschließende Finite Element Analyse zur Simulation komplizierter Brüche im Mittelgesicht soll dabei berücksichtigt werden.

Im Folgenden werden diese Verfahren einer virtuellen Fehlerbetrachtung unterzogen. Mit Hilfe von Rapid Prototyping Modellen wird eine weitere Verifizierung durchgeführt. Auf diese Art und Weise soll es möglich sein, Finite Element taugliche 3D-Modelle zu generieren, um Frakturen des Mittelgesichts zu analysieren. Dies ist ein erster Schritt bei der Entwicklung eines kompletten Schädelmodells zur Simulation von Schädelfrakturen.

- [1] Schwenzer, N. 1967. Zur Röntgendiagnostik als Voraussetzung für die operative Behandlung von Mittelgesichtsfrakturen. Dtsch. Zahnärztin 22: 221.
- [2] Converse, J. M. & Smith, B. 1957. Enophthalmos and Diplopia in Fractures of the Orbital Floor, British Journal of Plastic Surgery 9: 265-274.
- [3] Klein, H; Brökel, K: Experimentelle und Virtuelle Produktentwicklung in der Medizin. 2. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, Saxoprint, Dresden 2004
- [4] Klein, H; Brökel, K: Parametric model of human orbit. 7th International Conference on COMPUTER INTEGRATED MANUFACTURING (CIM) 2005, Gliwice, Poland 2005
- [5] Ahmad, F., Kirkpatrick, W. N., Lyne, J., Urdang, M., Garey, L. J. & Waterhouse, N. 2003. Strain gauge biomechanical evaluation of forces in orbital floor fractures. Br J Past Surg. 56: 3-9.
- [6] Martin, H., Fritsche, A., Kramp, B., Schmitz, K.-P. 2004. Finite-Elemente-Modell des menschlichen Schädels zur Entstehung von Blow-out-Frakturen. Biomed. Technik 49 Erg. 2, 520-521
- [7] Power, E. D., Stitzel, J. D., West, R. L., Herring, I. P., Duma, S. M. 2001. A nonlinear finite element model of the human eye for large deformation loading. 25th Annual Meeting of the American Society of Biomechanics.
- [8] Lang, J., Oehmann, G. 1976. Formentwicklung des Canalis opticus, seine Maße und Einstellung zu den Schädelebenen. Verh. Anat. Ges. 70: 567-574.
- [9] Klein, H; Brökel, K: Parametrische Modellierung anthropometrischer Daten am Beispiel der menschlichen Orbita. 3. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2005. Magdeburg 2005
- [10] Klein, H; Brökel, K: Digital parametric models and anthropometric informations of human orbitae. Proceedings of the 2nd International Conference on advanced research and rapid prototyping, 28.9.-1.10., 2005 Leiria, Portugal in: Virtual modeling and rapid manufacturing, P. J. Bartolo et al, Taylor & Francis Group, London 2005

Aus diesen Gründen hielten es die Edelstahlwerke Schmees GmbH Pirna und die TU Bergakademie Freiberg für erforderlich, ein Verfahren zu entwickeln, mit dem der Eigenspannungszustand von Gussstücken nicht nur vorausberechnet, sondern konzeptionell optimiert werden kann. Wegen der Vielzahl von Einflussgrößen (konstruktive und technologische) sollte als vordringliche Aufgabe die Konstruktion eigenspannungsarmer Gussstücke unter Berücksichtigung des für die Fertigung notwendigen Speiser- und Kühlkörpersystems gelöst werden.

2. Lösungsansatz

Eigenspannungen können im Allgemeinen durch ungleichmäßige Verteilung von plastischen Deformationen infolge ungleichmäßiger Abkühlung des Gussstückes, infolge von Schwindungsbehinderungen oder infolge inhomogener Gefügeausbildung entstehen. Hier sollen zunächst die durch das Gefüge bedingten Eigenspannungen vernachlässigt werden.

Es ist bekannt, dass sich bei einem linearen Temperaturfeld im Gussstück während der Abkühlung, von Schwindungsbehinderungen durch die Gießform abgesehen, keine Spannungen ausbilden werden. Die primäre Aufgabe des Konstrukteurs und auch des Gießereingenieurs besteht also darin, das Gussstück und das Abkühlungsregime so zu gestalten, dass ein lineares Temperaturfeld im kritischen Temperaturbereich, in dem elastische Deformationen verursacht werden, angestrebt wird [1-3].

Zu diesem Zweck wurde ein Funktional, die sog. Thermische Ungleichmäßigkeit U_{th} , definiert (Gl. 1).

$$U_{th}^2(V_{el}) = \frac{1}{V_{el}} \int_{V_{el}} (T(p,t) - \bar{T}(p,t))^2 dv \quad (1)$$

mit

$V_{el} = V_{el}(t)$	Volumen des elastischen Bereiches
$p(x, y, z) \in V_{el}(t)$	Punkt im Gussstück
$\bar{T} = A(t)x + B(t)y + C(t)z + D(t)$	lineare Approximation des Temperaturfeldes des Gussstücks im Verlaufe der Abkühlung

Dieses Funktional beschreibt die mittlere quadratische Abweichung der Temperatur im betrachteten Bereich. Für Schätzungen ist es günstig, die folgende Formel zu benutzen:

$$U_{th}(V_{el}) = \sqrt{U_{th}^2(V_{el})} \quad (2)$$

Bei einer linearen Temperaturverteilung wird dieses Funktional (bzw. die Eigenspannungen) zu Null. Praktisch wird aber nur ein Minimum bzw. die Unterschreitung eines kritischen Wertes erreicht. Mittel zur Linearisierung der Temperaturfelder sind die konstruktive Gestaltung des Gussstückes sowie technologische Maßnahmen, wie die Verteilung der Speiser und der Kühl- bzw. Isolationselemente in der Gießform. Demgemäß sollen die Speiser so klein wie möglich sein. Kühlkörper sollen vorzugsweise nur für dicke Wände verwendet werden, und die Speisung dünner Wände ist besser durch zusätzliche Speiser als durch Kühlkörper zu gewährleisten.

Analog lässt sich für die Verteilung der plastischen Vergleichsdehnungen folgendes Funktional definieren:

$$U_{\varepsilon_{pl}}(V_{pl}) = \sqrt{\frac{1}{V_{pl}} \int_{V_{pl}} (\varepsilon_{pl}(p, t) - \bar{\varepsilon}_{pl}(t))^2 dv} \quad (3)$$

mit

$$V_{pl} = V_{pl}(t) \quad \text{Volumen des plastischen Bereiches}$$

$$\bar{\varepsilon}_{pl}(t) = \frac{1}{V_{pl}} \int_{V_{pl}} \varepsilon_{pl}(p, t) dv \quad \text{mittlere plastische Vergleichsdehnung}$$

Für $\max(U_{\varepsilon_{pl}}(t)) \forall t \rightarrow 0$ werden sich also auch die Eigenspannungen bis auf Null reduzieren. Physikalisch lässt sich das so erklären, dass sich im Idealfall die plastischen Deformationen gleichmäßig verteilen und bei vollkommener Abkühlung bis auf Raumtemperatur keine Ursachen für Eigenspannungen mehr vorhanden sind.

Im realen Fall lautet aber die Aufgabe:

Aus einer Menge von konstruktiven Varianten ist die Variante aufzufinden, die, unter der Bedingung, dass die zulässige Vergleichsspannung nicht überschritten wird, zu minimalen Eigenspannungen führt.

Praktisch gibt es zwei Möglichkeiten, kumulierte plastische Deformationen zu dislozieren: Die erste besteht darin, thermische Zentren durch Schwindungsbehinderungselemente (z. B. dünne Rippen) von der Umgebung abzuschirmen, während bei der zweiten zusätzliche thermische Zentren durch Werkstoffanhäufungen (z. B. Knoten) zu zusätzlichen plastischen Deformationsmöglichkeiten führen sollen.

Der Einbau von Schwindungsbehinderungen erscheint zunächst paradox. Praktisch lassen sich aber keine komplexen Gusskörper ohne Schwindungsbehinderungselemente konstruieren, so dass auch immer Spannungen initiiert werden. Es kommt nur darauf an, dass die damit verbundenen plastischen Deformationen in ihrer Größe begrenzt werden, indem man sie gleichmäßig über größere Gussstückbereiche verteilt.

Diese Hypothesen, also Linearisierung des Temperaturfeldes und Dislozierung der plastischen Deformationen mit dem Ziel der Eigenspannungsverminderung, wurden durch rechnerische und experimentelle Untersuchungen verifiziert.

3. Rechnerische und experimentelle Untersuchungen

Ziel der Untersuchungen war die Bestimmung der Wirkung von Schwindungsbehinderungselementen sowie von Speisern und Kühlkörpern auf die Ausbildung von Eigenspannungen. Es mussten deshalb Gussstücke definiert werden, die zum Nachweis der theoretischen Postulate geeignet erschienen. In diesem Sinne wurden Gussstückgeometrien ausgewählt, die einerseits große Wanddickenunterschiede aufweisen sollten, um Eigenspannungen zu initiieren, und andererseits möglichst Geometrien besitzen sollten, die zum Zwecke der Vergleichbarkeit schon anderenorts für Spannungsuntersuchungen verwendet worden sind (**Bild 1**).

Im Ergebnis wurden die typischen Spannungsringe mit dicker Mittelspeiche in die engere Auswahl genommen und die Größe des Verzuges als Maß für die vorhandenen Eigenspannungen benutzt.

Damit keine Schwindungsbehinderungen durch etwaige Speiser verursacht werden konnten, wurden die Versuchsgussstücke zunächst durchgängig mit zentralem Speiser ausgestattet. Es wurden zwei Varianten von Spannungsringen vorgesehen. Spannungsring 1 (**Bild 2**) bestand nur aus dem Ringelement und der durchgängigen breiten Mittelspeiche.



Bild 1: Einförmung verschiedener Probegussstücke

Es war zu erwarten, dass die in der Mittelspeiche auftretenden erheblichen Zugspannungen, die im Wesentlichen nur im Speiserbereich durch plastische Deformation abgebaut werden konnten, das Ringelement verzerren würden. Diese Voraussage wurde rechnerisch und experimentell nachgewiesen.

Bild 3 zeigt die mit RHOST [4] berechnete Vergleichsspannungsverteilung. Der Spannungsring 2 wurde dagegen mit einem beidseitig rippenförmigen Aufsatz an den Stellen des Ringes versehen, an denen die Mittelspeiche einmündet, um dort durch Werkstoffkonzentration ein thermisches Zentrum zu verursachen und zugleich die Schwindung der Mittelspeiche in Richtung auf den Speiseransatz zu behindern (**Bild 4**).

In Folge dessen wurde erwartet, dass die in der Mittelspeiche entstehenden Zugspannungen jetzt nicht nur im Speiserbereich, sondern auch in den äußeren thermischen Zentren zu plastischen Verformungen führen werden und damit abgebaut werden, was zu einer geringeren Deformation des Ringelementes führen müsste. Auch diese Erwartung konnte durch Berechnung und Experiment nachgewiesen werden. **Bild 5** zeigt die Vergleichsspannungsverteilung. Die berechneten und experimentell ermittelten Werte wurden in Tabelle 1 zusammengestellt.

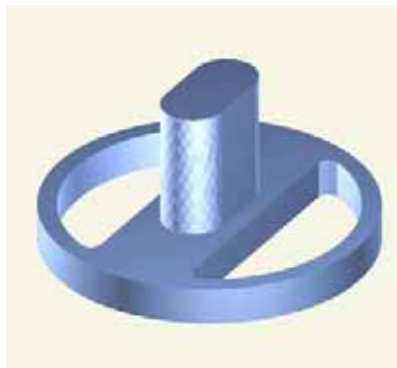


Bild 2: FE-Modell des Spannungsringes 1

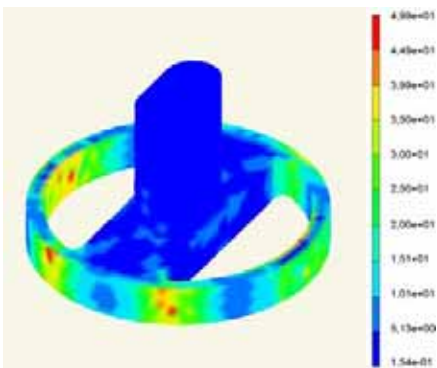
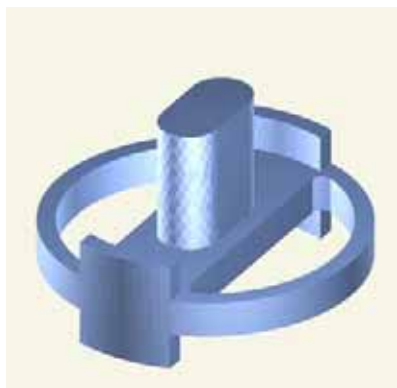
Bild 3: Vergleichsspannungen in N/mm^2 für das Gussstück nach Bild 2

Bild 4: FE-Modell des Spannungsringes 2

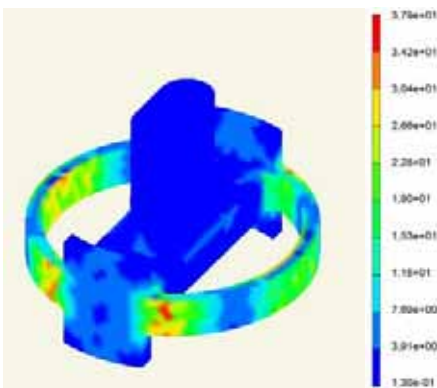
Bild 5: Vergleichsspannungen in N/mm^2 für das Gussstück nach Bild 4

Tabelle 1. Einfluss von Schwindungsbehinderungen auf den Eigenspannungszustand

	Deformation in mm, gemessen (mittl.)	Deformation in mm, berechnet	max. Vergleichsspannung nach Mises in N/mm^2
Spannungsring 1	7,5	9,06	49,9
Spannungsring 2	1,5	1,54	37,9

Mit diesen Ergebnissen wurde nachgewiesen, dass die hypothetischen Voraussagen realitätsnah sind und durch interaktive Generierung Gussstücke mit der hier entwickelten Strategie spannungsarm gestaltet werden können.

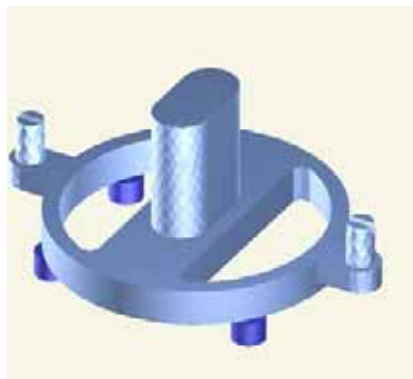


Bild 6: FE-Modell des Versuchsgussstückes mit ursprünglichem Speiser- und Kühlkörpersystem

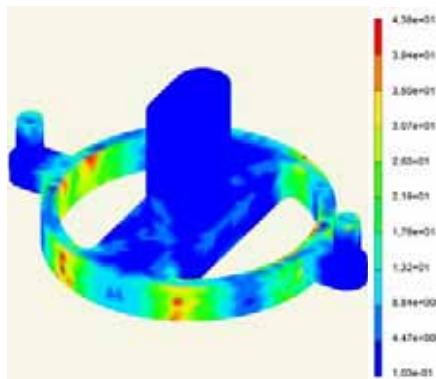


Bild 7: Vergleichsspannungen in N/mm^2 für das Gussstück nach Bild 6

Für die technologischen Untersuchungen (Spannungsring 3) wurde zunächst mit Hilfe des interaktiven Programmsystems RHOST das Speiser- und Kühlkörpersystem unter der Maßgabe der Gewährleistung der gerichteten Erstarrung (Vermeidung von Porosität) bestimmt (**Bild 6**) und anschließend die Vergleichsspannungen (**Bild 7**) und die thermische Ungleichmäßigkeit berechnet (**Bild 10**, obere Kurve). Anschließend wurde das Speiser- und Kühlkörpersystem interaktiv optimiert, so dass bei nur wenig kleinerem Niyama-Wert (Kriterium für Porosität) die thermische Ungleichmäßigkeit erheblich verringert werden konnte (**Bild 10**, untere Kurve).



Bild 8: FE-Modell des Versuchsgussstückes mit spannungsoptimiertem Speiser- und Kühlkörpersystem

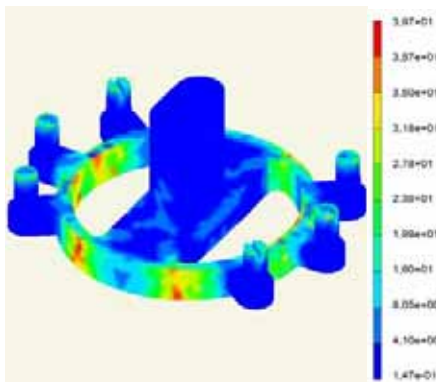


Bild 9: Vergleichsspannungen in N/mm^2 für das Gussstück nach Bild 8

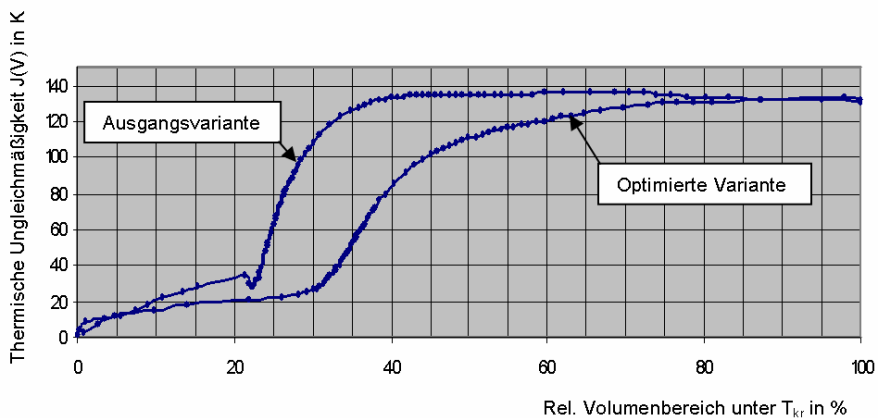


Bild 10: Thermische Ungleichmäßigkeit für die untersuchten Varianten

Bild 8 zeigt das Gussstück mit spannungsoptimiertem Speisersystem (Spannungsring 4). Kühlkörper mussten hier nicht mehr eingesetzt werden. Die zugehörigen Vergleichspannungen sind in **Bild 9** zu sehen. Beide Gussstücke wurden mehrfach gefertigt und vermessen. Die berechneten und gemessenen Deformationen stimmen hinreichend gut überein (Tab. 2).

Tabelle 2. Einfluss des Speisersystems auf den Eigenspannungszustand

	Deformation in mm, gemessen (mittl.)	Deformation in mm, berechnet	max. Vergleichspannung nach Mises in N/mm ²
Spannungsring 3	8,5	9,0	43,8
Spannungsring 4	6,0	7,4	39,7

Damit wurde der Nachweis erbracht, dass das neu entwickelte Kriterium für die thermische Ungleichmäßigkeit U_{in}^{kr} ein geeignetes Werkzeug zur Verringerung der Eigenspannungen in Gussstücken durch Optimierung des Speiser- und Kühlkörpersystems ist.

Literatur

- [1] Kozjubinsky, O. J.: Stabilisazija rasmerov tschugunnych otlivok. Moskva, Maschinostroenie 1974.
- [2] Noda, N., Hetnarski, R. B., Tanigawa, Y.: Thermal Stresses. Taylor & Francis. 2003.
- [3] Tietz, H.-D.: Grundlagen der Eigenspannungen. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig 1982.
- [4] Hartmann, R., Popkov, V., Poliakov, S.: Rapid Casting Design für Stahlguss. Gießerei 92(2005)11, S. 24-35

Die Forschungsarbeit wurde im Rahmen der Technologieförderung mit Mitteln des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) 2000-2006 und mit Mitteln des Freistaates Sachsen gefördert.

Verminderung von Eigenspannungen in Stahlgussstücken

Prof. Dr.-Ing. habil. **Roland Hartmann**, TU Bergakademie Freiberg,
Dr.-Ing. **Viktor Popkov** und Dr.-Ing. **Serguei Poliakov**,
ehem. Mitarbeiter der Edelstahlwerke Schmees GmbH Pirna

Kurzfassung

Am Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung der TU Bergakademie Freiberg wurde in enger Zusammenarbeit mit den Edelstahlwerken Schmees GmbH Pirna ein Verfahren entwickelt, das durch angenäherte Linearisierung der Temperaturfelder und durch Dislokierung plastischer Deformationen in sich abkühlenden Gusskörpern zur interaktiven Eigenspannungsminimierung geeignet ist. Die theoretischen Ergebnisse wurden durch experimentelle Untersuchungen verifiziert.

1. Einleitung

Hohe Eigenspannungen in Stahlgussstücken sind ein häufig auftretender Qualitätsmangel, der üblicherweise nach dem Gießprozess durch energie- und kostenaufwändige Wärmebehandlung beseitigt werden muss. Ansonsten könnten die betreffenden Gussstücke durch mitunter nur geringfügige mechanische bzw. thermische Beanspruchung zerbersten. An der Vermeidung bzw. Verminderung von Eigenspannungen wird deshalb seit Jahrzehnten weltweit gearbeitet, ohne dass bisher eine zufriedenstellende Lösung gefunden werden konnte. Das liegt daran, dass die bei der Erstarrung und Abkühlung des Gießmetalls ablaufenden Vorgänge außerordentlich komplexer Natur sind und viele Einflussgrößen von der Metallurgie über die Gießformenfertigung bis hin zur Gussstückkonstruktion bei der Eigenspannungsentstehung beteiligt sind.

Nachdem bis in die Mitte des vergangenen Jahrhunderts vor allem nach Erfahrungsregeln gehandelt wurde, konnten später Quantifizierungen vorgenommen werden, und seit den achtziger Jahren kamen schließlich Computerprogramme zur Anwendung, die den Spannungszustand zu simulieren gestatten. Allerdings sind diese Berechnungen sehr aufwändig und nicht zielführend im Sinne der Spannungsverminderung durch geeignete konstruktive oder technologische Maßnahmen.

Produktoptimierung unter Verwendung von immersiven Projektions- und Klangfeldsystemen

Dipl.-Ing. **Stephan Husung**, Technische Universität Ilmenau
Dr.-Ing. **Eberhard Lotter**, Technische Universität Ilmenau

Kurzfassung

Der Vortrag beinhaltet aktuelle Forschungsschwerpunkte der TU Ilmenau zur Einbeziehung des räumlichen Eindrucks auf dem Gebiet des Virtual Prototyping von Mikro- und Nanosystemen. Im Weiteren wird das Konzept einer audiovisuellen CAVE, bei der die Stereoprojektion mit der Wellenfeldsynthese kombiniert wird, vorgestellt. Die Wellenfeldsynthese ist ein akustisches Wiedergabeverfahren, das es ermöglicht, ein spatiales Schallfeld ohne Sweet-Spot realistisch zu reproduzieren. In aktuellen Forschungen wird derzeit an der TU Ilmenau gemeinsam in mehreren Fakultäten versucht das akustische Verhalten von technischen Systemen rechenstechnisch nachzubilden und die Ergebnisse mit der Wellenfeldsynthese synchron zur Stereoprojektion des 3D-Modells für eine psychoakustische Bewertung wiederzugeben.

1. Einleitung

Virtual Engineering ermöglicht die wesentlichen Produkteigenschaften des zu entwickelnden technischen Systems zu untersuchen. Dies wird durch komplexe Produkt- und Prozesssimulationen auf der Grundlage constraint-basierter virtueller Produktmodelle möglich. Die Ergebnisse der Simulationen können dem Anwender über multisensuelle immersive Wiedergabesysteme präsentiert werden, so dass eine effiziente Bewertung möglich wird.

2. Modelle und Werkzeuge in der virtuellen Produktentwicklung

Virtual Reality gilt als Synonym für Interaktion und besitzt den Anspruch eines intuitiven Agierens in der virtuellen Welt. Diese Aspekte stellen neben den Ansprüchen an die Hardware und Projektionstechnik auch die Vorzüge von VR in der Produktentwicklung dar. Der Entwickler kann sich immersiv in der VR-Szene bewegen und diese intuitiv manipulieren. Die Vorteile der Stereoskopie liegen somit eindeutig in der besseren Erkennbarkeit von Problemen, einer besseren Beurteilung und einer einfachen Rückkopplung der Lösungsvorstellung des Entwicklers mit der tatsächlichen Gestalt bereits zu einem frühen Zeitpunkt und in der Zusammenarbeit mit Spezialisten aus nichttechnischen Bereichen.

Damit die Stereoprojektion in der Produktentwicklung eingesetzt werden kann, müssen die geometrisch exakt beschriebenen und mit semantischen Informationen hinterlegten CAD-Modelle aufbereitet werden. Dabei durchlaufen sie mehrere Aufbereitungsschritte, die heute noch zu einem informationsverlustbehafteten und unidirektionalen Übergang in die VR-Welt führen. Auf Grundlage der constraint-basierten CAD-Modelle können jedoch bereits zahlreiche Simulationen (z.B. FEM, MKS, CFD) an den virtuellen Prototypen durchgeführt werden, welche unter Verwendung stereoskopischer Projektionstechniken interdisziplinär analysiert werden können.

Bei der Entwicklung von kleinsten, mikromechanischen und mechatronischen Funktionseinheiten ist es notwendig komplizierte räumliche Strukturen zu beherrschen. Aufgrund der Komplexität der Systeme fällt es auch dem erfahrenen Entwickler schwer, fehlerfrei zu arbeiten. Die räumliche Visualisierung der Ergebnisse in Echtzeit ist dabei ein wesentliches Hilfsmittel. Forschungsobjekte der TU Ilmenau aus dem Sonderforschungsbereich 622 (Nanopositionier- und Nanomessmaschinen - NPN) stellten neue Forderungen an die VR-Modellierung [HBL+05]. So wurden neue Konzepte hochgenauer Bewegungssysteme für die NPN-Maschine hinsichtlich Verhalten und Aufbau stereoskopisch untersucht und optimiert (Bild 1 und Bild 2).

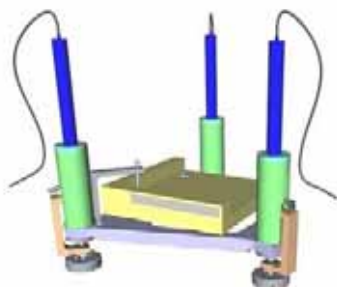


Bild 1: Neues Vertikalachsen-Konzept

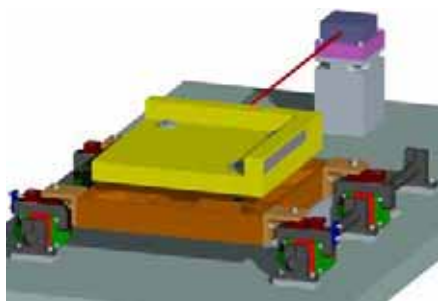


Bild 2: Neues Horizontalachsen-Konzept

Zu diesen gehört das Konzept einer neuen Horizontalachse für die Nanopositionier- und Nanomessmaschine. Der zu entwickelnde Mechanismus ist charakterisiert durch eine spiel-, reibungs- und zwangsfreie Verstellbewegung in horizontaler Richtung. Dazu wurden mehrere unterschiedliche Konzeptvarianten erstellt (Bild 3) und mit Werkzeugen des Virtual Prototyping die Eigenschaften ermittelt sowie verglichen. Werkzeuge, wie das System MASP (Modeling and Analysis of Solution Principles) [Bri01], ermöglichen in den frühen Phasen die für die Präzisionstechnik notwendige Untersuchung zur Einhaltung von Konstruktionsprinzipien (minimale Fehleranordnung, Funktionstrennung, kurze und direkte Kraftleitung, Symmetrie

und zwangsfreie Konstruktion). Unter Verwendung eines am Fachgebiet Graphische Datenverarbeitung der TU Ilmenau entwickelten VR-Systems konnten die 3D-Prinzipie interdisziplinär auf der großen fakultätseigenen Powerwall in Design Reviews hinsichtlich der Anforderungen bewertet werden.

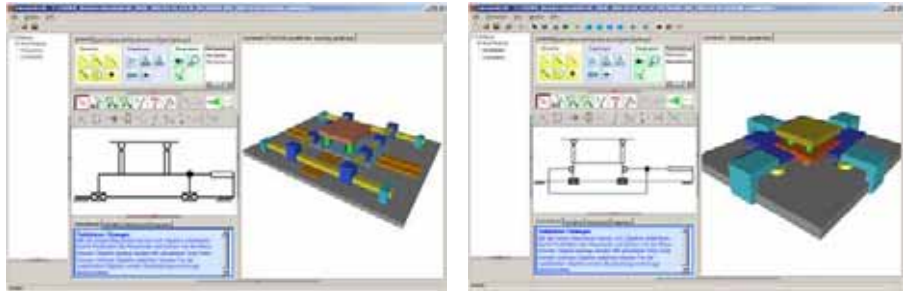


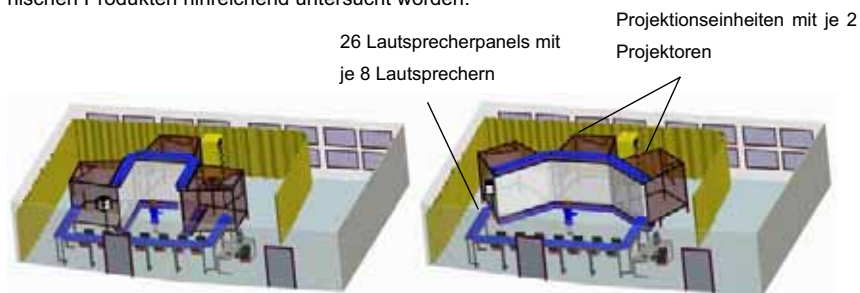
Bild 3: Varianten der Horizontalachse

Der Fokus der virtuellen Produktentwicklung liegt derzeit vor allem bei der Darstellung der Produkteigenschaften über den visuellen Informationskanal. Da der erreichbare Optimierungsprozess seinen Weg stets über die Eindrücke, Beobachtungen und Reaktionen der beteiligten Personen im VR hat, versucht man zusätzlich weitere Sinnesorgane bei der Immersion im VR mit einzubeziehen. Hierzu zählen vor allem die Haptik und die Akustik.

3. Konzept einer flexiblen audiovisuellen CAVE

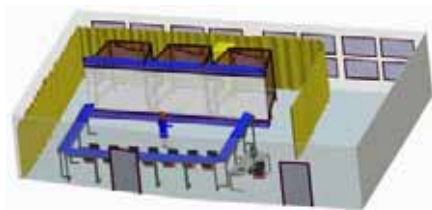
Die Anforderungen an die Produktentwicklung und die Grenzen der visuellen Wahrnehmung erfordern, die Einbeziehung der akustischen Eigenschaften und deren psychoakustische Bewertung in den konstruktiven Entwicklungsprozess. Weiterhin erhöht die Kombination von realitätsgetreuen visuellen und auditiven Eindrücken den Immersionsgrad des Benutzers, so dass dieser besser in die Szene eintauchen und sich auf die relevanten Untersuchungsaufgaben konzentrieren kann. Somit sind Simulationen beliebiger Umgebungen möglich, in denen der Gesamteindruck durch visuelle und auditive Eindrücke maßgeblich bestimmt wird. Ein hierfür notwendiges, neuartiges flexibles 3-Seiten-System mit der Kombination aus Stereoprojektion und Wellenfeldsynthese wird derzeit am Kompetenzzentrum „Virtual Reality“ der TU Ilmenau aufgebaut (Bild 4). Die Wellenfeldsynthese (WFS) ist ein auf dem Huygen'schen Prinzip aufbauendes Wiedergabeprozess von realistischen Klangfeldern in einem beliebigen virtuellen Raum. Diese neue Technologie gestattet einen realitätsnahen Höreindruck, unabhängig von der Hörerposition im Raum [MDB05]. Die steuerbare und exakte

räumliche Wiedergabe von Geräuschquellen (z.B. Getriebe, Motoren, Lager von Maschinen), wird so zu einem wichtigen Werkzeug im Bereich der Maschinenakustik und des Sounddesign. Da der WFS-Algorithmus in Echtzeit gerechnet werden kann, ist es für den Nutzer möglich, interaktiv in die VR-Szene einzugreifen. Die Voraussetzung für die Reproduktion des Schallfeldes ist eine durchgehende Lautsprecheranordnung, die den Zuhörerbereich umschließt. Dadurch lässt sich im Zuhörerraum auf Grundlage des Kirchhoff-Helmholz Integrals der Wellentheorie das Schallfeld erzeugen. Die Lautsprecher werden mit definiertem Abstand angeordnet, der sich aus der Anwendung der Signaltheorie ergibt. Dieser Abstand bestimmt die Aliasing-Frequenz, die höchste exakt synthetisierbare Frequenz. Virtuelle Schallquellen können beliebig platziert werden, d.h. sowohl hinter den Lautsprechern als als Punktquellen sowie auch vor der Lautsprecheranordnung also so genannte „Fokussierte Quellen“. Weiterhin lassen sich raumakustische Eigenschaften durch die Verwendung von ebenen Wellen reproduzieren. Derzeit sind jedoch die wahrnehmungsbezogenen Vorzüge der Wellenfeldsynthese noch nicht in Verbindung mit der akustischen Modellierung von technischen Produkten hinreichend untersucht worden.



a) 90° I-Space Variante

b) 135° Theater Variante



c) 180° Powerwall Variante

Bild 4: Flexible 3-Seiten-CAVE der TU Ilmenau

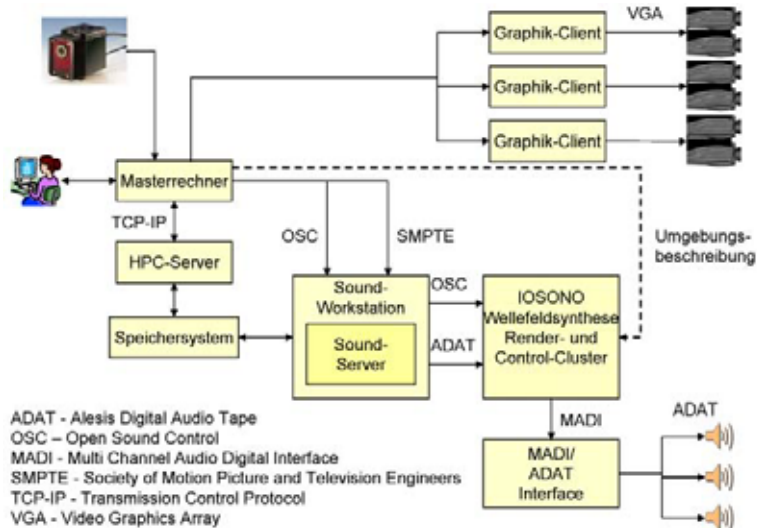


Bild 5: Struktur des Systems der audiovisuellen CAVE an der TU Ilmenau

Ziel der Forschungsaktivitäten an der TU Ilmenau ist es, den Produktentwicklern ein Werkzeug zu geben, welches es ermöglicht, ausgehend vom 3D-Produktmodell und der Festlegung weniger Eingangsparameter (z.B. Erregerkräfte) das akustische Verhalten technischer Systeme zu untersuchen und mit der Wellenfeldsynthese die Ergebnisse unter psychoakustischer Sicht in Verbindung mit der bildlichen Beschreibung zu bewerten. So wird es möglich, das Geräuschverhalten von einfachen Produktkomponenten, wie Führungen, aber auch komplexen Systemen, wie Werkzeugmaschinen, zu analysieren. Einen wichtigen Anwendungsbereich stellt die Konsumindustrie, speziell die Automobilindustrie, dar, da hier neben den arbeitswissenschaftlichen Randbedingungen das Sounddesign Berücksichtigung finden muss. Für alle Kunden soll mit dem Geräuschverhalten die Funktion und das Image des Produktes wiedergespiegelt werden.

Die Entwicklung der erweiterten Produktmodelle und der Softwaremodule für die akustische Simulationen wird interdisziplinär in Kooperation mit dem Fraunhofer IDMT (Fraunhofer-Institut für Digitale Medientechnologie) und mehreren regionalen Firmen durchgeführt. Erste Untersuchungen wurden an einem Kleintransporter durch Kopplung von Stereoprojektion und Stereoton durchgeführt (Bild 6).



Bild 6: CAD-Modell des Nutzfahrzeuges Multicar [MUL05]

Bei den für die Maschinenakustik und das Sounddesign notwendigen Repräsentationen der technischen Systeme wird ein modularer Ansatz verfolgt (Bild 7). Parallel zum VR-Modell wird ein hybrides akustisches Modell, basierend auf einem FEM-MKS-Modell zur Beschreibung der Strukturübertragung und BEM zur Beschreibung der Schallabstrahlung, erstellt. Das akustische Modell ist direkt mit dem VR-Modell verknüpft, so dass die Ergebnisse der im Pre-Prozess durchgeführten numerischen Simulation an die akustische Repräsentation in Form spezieller WFS-Sound-Nodes übergeben werden.

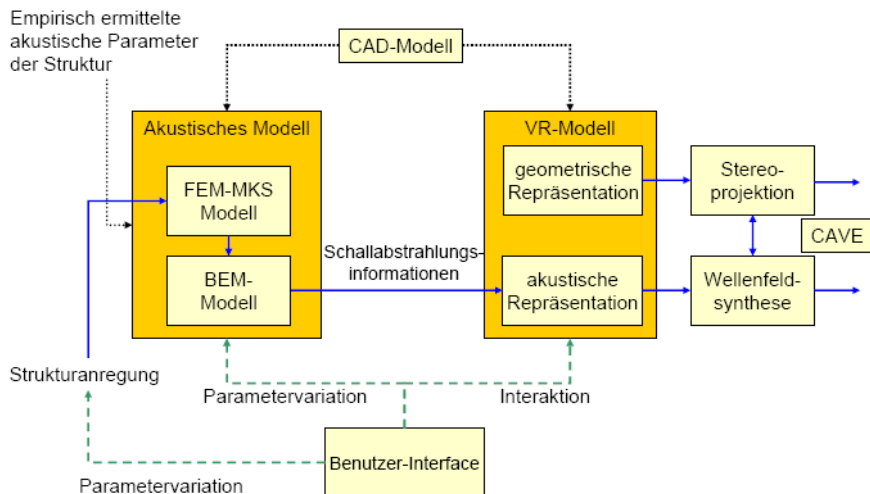


Bild 7: Audiovisuelles Modell

Eine Schwierigkeit bei der Kopplung von Stereoprojektion und Wellenfeldsynthese ist das Einhalten zulässiger Latenzzeiten. Bereits zeitliche Unterschiede von wenigen 1/100s zwischen Visualisierung und akustischer Wiedergabe wirken störend, so dass sich der Anwender auf die Störung konzentriert und die Immersion verloren geht. Weiterhin wirkt die bei der Stereoprojektion vorhandene Verzerrung bei ausschließlicher bildlicher Wiedergabe normalerweise nicht als störend. Verbindet man die Stereoprojektion jedoch mit einem akustischen Wiedergabeverfahren, welches eine Auralisierung der Schallquellen mit exakter Wiedergabeposition ermöglicht, wirkt die Verzerrung ab einem personenabhängigen Schwellwinkel zwischen visuellen und akustischen Ereignis von ca. 6° bis 8° als störend [FIS05]. Diese Störschwelle ist vor allem bei der Projektion auf einer Powerwall interessant, da in der Regel eine größere Anzahl an Nutzern verteilt vor der Leinwand sitzen und das Bild ausschließlich für eine Betrachtungsposition exakt gerechnet wird.

4. Zusammenfassung, Ausblick

Virtual Prototyping in Verbindung mit der Nutzung von Virtual Reality eröffnet neue Möglichkeiten bei der Beurteilung von Entwürfen in der Produktentwicklung. Stereoskopische Visualisierung, Interaktion in Echtzeit, ergänzt durch akustische Wahrnehmungen im virtuellen Raum liefern dem Nutzer realitätsnahe Eindrücke über das entworfenen Produkt. Am Kompetenzzentrum „Virtual Reality“ der TU Ilmenau werden auf diesem Feld weitere Untersuchungen durchgeführt.

5. Literatur

- [Bri01] BRIX, T.: *Feature- und constraint-basierter Entwurf technischer Prinzipie*, Technische Universität Ilmenau, Diss., 2001
- [FIS05] FISCHER Jens-Oliver; Audiovisuelle Wahrnehmung in Virtual- und Augmented-Reality Systemen bei Einsatz von Wellenfeldsynthese und stereoskopischer Bildwiedergabe, Diplomarbeit TU Ilmenau 2005
- [HBL+05] HÖHNE, Günter; BRIX, Torsten; LOTTER, Eberhard; REESSING, Michael; HENKEL, Veit ; LOTZ, Markus: Virtual Prototyping von Nano- und Makrosystemen. In: SCHARFF, Peter (Hrsg.): *Internationales Wissenschaftliches Kolloquium* Bd. 50, Verlag ISLE Ilmenau, 2005

- [MDB05] MELCHIOR, Frank; DE VRIES Diemer; BRIX Sandra: Zur Kombination von Wellenfeldsynthese mit monoskopischer und stereoskopischer Bildwiedergabe, In DAGA'05, 2005
- [MUL05] Multicar M26. Firmenschrift MULTICAR Spezialfahrzeuge GmbH Waltershausen 2005

Ähnlichkeitskennzahlen als Produktdarstellende Modelle zur methodischen Unterstützung der Synthese, Beurteilung und Optimierung von Lösungen

M. Deimel, H.-J. Franke

Kurzfassung

Es wird im Beitrag gezeigt, dass die methodische Lösungssynthese durch Einsatz von Ähnlichkeitskennzahlen ganzheitlich unterstützt werden kann. Teillösungen lassen sich mit Kennzahlen-Gleichungen beschreiben und auswählen. Die durch eine Kopplung von Graphen und Kennzahlen entwickelte Kennzahlen-Algebra unterstützt für gegebene Schaltungstopologien das algorithmische Kombinieren von Teillösungskomplexen. Die systematische Kombination erzeugt charakteristische Gleichungen zur überschlägigen und vergleichenden Berechnung von Gesamtlösungen. Durch die komprimierte Darstellung lassen sich einfach Zielkonflikte und Unverträglichkeiten von Teillösungen erkennen und Lösungen frühzeitig beurteilen. Charakteristische Kennzahlen sind als Ausprägungen von Merkmalen in Konstruktionskatalogen verwendbar, unterstützen das Erzeugen von Lösungsvarianten und lassen sich unmittelbar zur Auswahl und überschlägigen Auslegung nutzen.

1 Einleitung

Als Produktdarstellende Modelle - auch Produktmodelle genannt - werden definierte normierte Darstellungen von Systemeigenschaften des zu konstruierenden Produkts bezeichnet [1]. In den Phasen der Aufgabenklärung und Prinzipfindung sind die verwendeten Produktmodelle, wie Anforderungslisten und Funktionsstrukturen, aufgrund der i.d.R. wenigen zur Verfügung stehenden Informationen über das Produkt wenig reichhaltig. Die Modelle basieren auf Analysen des zu entwickelnden technischen Systems oder der Systemumgebung. Sie unterstützen nur unzureichend das Erzeugen von Lösungen.

Besonders vorteilhaft wäre es, wenn auf Basis einer Aufgabenformulierung oder auf Grundlage von wichtigen Anforderungen prinzipiell geeignete Teillösungen oder zumindest Klassen von Teillösungen, unerwünschte Störeffekte und einsetzbare Gesamtlösungen bereits in einer frühen Konkretisierungsphase methodisch auffindbar, qualitativ und idealerweise quantitativ beurteilbar wären. Die grundsätzliche Vielfalt von Teillösungen zur Erfüllung einzelner Teilaufgaben, z.B. zur Erzeugung einer Kraft, ist sehr hoch und führt bei

rein schematischer Kombination von Teillösungen i.d.R. zu einer Explosion der Lösungsanzahl [1]. Um diese unüberschaubare Lösungsvielfalt zu vermeiden, ist eine frühzeitige Beurteilung und Vorauswahl von Lösungen oder von aggregierten Lösungskomplexen notwendig. Aufgrund der oftmals komplexen Anforderungen und Restriktionen auf der einen Seite, wie ein gefordertes dynamisches Verhalten bzw. ein begrenzter Bauraum, als auch wegen des komplizierten Wirkzusammenhangs und der Vielfalt der relevanten Parameter von Teillösungen, z.B. von Piezo-Werkstoffen oder elektrorheologischen Fluiden, ist eine sichere Beurteilung i.d.R. nur durch quantitative Berechnung durchführbar. Die quantitative Berechnung setzt die Kenntnis der algebraischen Zusammenhänge zwischen relevanten Lösungsparametern, wie z.B. Abmessungen, elektrischen Spannungen und Kräften, voraus, deren Anzahl bei Systemen geringerer Komplexität schon beträchtlich sein kann. Eine einfache und schnell durchführbare rechnerische Abschätzung wird dadurch erschwert. Eine komprimierte Darstellung von konstruktiven Zusammenhängen wäre für eine verbesserte Handhabung von Konstruktionswissen wünschenswert.

In diesem Beitrag wird aufgezeigt, dass - vorzugsweise dimensionslose - Ähnlichkeitskennzahlen, z.B. in [2, 3, 4, 5, 6], als Erweiterung der bekannten Produktdarstellenden Modelle in der Prinzipiellen Phase effizient eingesetzt werden können. In [12] wurde bereits das systematische Aufstellen von Kennzahlen-Beziehungen zur vergleichenden Auslegung von Lösungen eingehend diskutiert. Außerdem wurde gezeigt, dass kennzahlunterstützte Sensitivitätsanalysen durchgeführt werden können, um systematisch die größten Auswirkungen von Parametervariationen zu ermitteln [12]. Auf beide Themen wird im Rahmen dieses Beitrags nicht weiter eingegangen.

2 Grundlagen der Ähnlichkeitstheorie

Dimensionslose Ähnlichkeitskennzahlen sind charakteristische Potenzprodukte von physikalischen Größen, wie Energien, Kräfte oder Geschwindigkeiten. Ein wesentlicher Vorteil einer dimensionsfreien Darstellung ist, dass die Größe der Kennzahlen invariant gegenüber Einheiten Transformationen ist [7], d.h. dass Kennzahlwerte bei Änderung des Einheitensystems konstant bleiben. Außerdem sind Kennzahlen durch die gemeinsame Eigenschaft der Dimensionsfreiheit in gewisser Weise standardisiert und dadurch besser vergleichbar.

Stellt man konstruktives Wissen mit Hilfe von Kennzahlen dar, verringert sich im Vergleich zur Beschreibung mit physikalischen Größen die Parameteranzahl. Es vermindert sich die Komplexität der Lösungsdarstellung und vereinfacht sich die Anwendbarkeit der in quantitativer Form vorliegenden konstruktiven Zusammenhänge.

Eine wichtige Basis für das systematische Herleiten vollständiger Sätze von dimensionslosen Kennzahlen ist das Pi-Theorem von Buckingham [3]. Es besagt, dass jede dimensionshomogene Beziehung $f(x_1, \dots, x_n) = 0$ von n dimensionsbehafteten Größen x_i durch eine reduzierte Anzahl von dimensionslosen, linearunabhängigen Potenzprodukten, den sog. π -Größen, vollständig darstellbar ist.

3 Nutzung von Ähnlichkeitskennzahlen zur formalen Beschreibung von Aufgaben und konstruktiven Funktionen

Ein Hauptziel der Konstruktionsmethodik ist es, Hilfsmittel bereitzustellen, mit denen bereits in frühen Phasen des Konstruktionsprozesses Lösungen im Hinblick auf die Erfüllung geforderter Aufgaben beurteilt und ausgewählt werden können [1, 8]. Ein zielführender Lösungsansatz besteht darin, bereits in einer frühen Phase die i.Allg. verbal formulierten Aufgabenstellungen und Anforderungen mit Hilfe von physikalisch-technischen Größen, wie durch Anforderungen festgelegte Hauptgestaltungsparameter oder umzusetzenden Funktionsgrößen, formal zu beschreiben und einer quantitativen Beschreibung zugänglich zu machen. Aus diesen Größen lassen sich charakteristische Gruppen von Parametern bilden, die in ihrer Kombination für Aufgaben invariant sind und sich zur frühzeitigen Beurteilung von Lösungen eignen.

Ashby [9] nutzt charakteristische dimensionsbehaftete Parameterkombinationen, sog. „Materialindizes“, als Zielkennungen zur Werkstoffauswahl. Franke hat in [2] die „Aufgabenkennung“ als generell einsetzbares Konzept zur Beurteilung und Optimierung von konstruktiven Lösungen vorgestellt. Er hat gezeigt, dass für feste Lösungsprinzipie, z.B. für einen zylindrischen Druckbehälter, ein Nutzen/Aufwand-Verhältnis formuliert und mit Hilfe von Potenzprodukten physikalischer Größen dargestellt werden kann.

Durch die Aggregation der Parameter lässt sich eine algebraische Beziehung aufstellen, die sich aus einer sog. Aufgabenkennung und einer sog. Strukturfunktion zusammensetzt. Die Aufgabenkennung beschreibt den Wert der Lösung in Bezug auf den Produktzweck. Die Strukturfunktion umfasst die Konstruktionsgrößen [10] einer Lösung, wie

Geometrieparameter oder Werkstoffkenngrößen. Als Beispiel sei die Aufgabenkennung für einen zylindrischen Druckbehälter angegeben [2]:

Aufgabenkennung = charakteristische Funktion der Lösung
(konstruktiv mögliche Beeinflussung)

$$\frac{Q \cdot p \cdot S_i}{m} = \frac{1}{1 + s/r} \cdot \frac{\sigma_{0,2}}{\rho} \quad (1)$$

Q: Behälter-Volumen, p: Druck im Behälter, S_i: Sicherheit gegen Bersten, m: Behälter-Masse, s, r: Wanddicke und Radius des Behälters, ρ: Dichte Behälter-Werkstoff, σ_{0,2}: 0,2%-Dehngrenze des Werkstoffs

Die bei Franke [2] und Ashby [9] verwendeten algebraischen Kennwert-Beziehungen wurden ausgehend von bekannten Lösungsprinzipien hergeleitet. In diesem Beitrag wird verdeutlicht, dass das in [2] entwickelte Konzept der Aufgabenkennung weiterführend nutzbar ist und ausgehend von Hauptaufgaben oder Funktionen zur Lösungsauswahl angewendet werden kann.

Ausgangspunkt für das Aufstellen einer für die Lösungsauswahl geeigneten, dimensionslosen Aufgabenkennung soll eine verbal formulierte Aufgabe sein. Aufgaben lassen sich verbal mit einer Kombination von Substantiven und Verben beschreiben. Zum Aufstellen der algebraischen Aufgabenkennung sollte in einem ersten Schritt die Aufgabenstellung mit vorzugsweise transitiven objektabhängigen Verben [11], d.h. auf ein bestimmtes Objekt gerichteten Tätigkeiten, formuliert werden. Beispiele wären etwa „Wagen heben“ oder „Drehmoment übertragen“. Die abhängigen Objekte sollten in die Formulierung integriert werden. Dadurch steigt die Präzision der Darstellung. Substantive und Verben sollten so konkret formuliert sein, dass sie durch relevante funktionale Variablen, wie Kräfte, Verformungen oder elektrische Ströme, durch in den Anforderungen festgelegte Größen, wie maximal mögliche Durchmesser oder Dichten von zu verwendenden Werkstoffen, oder relevante Naturkonstanten, wie den Ortsfaktor der Erdbeschleunigung, ersetzt werden können. Durch eine logische Verknüpfung von Variablen entstehen Aufgabenkennungen, die relativ unabhängig von einer konkreten Lösung sind.

Bild 1 zeigt das Ermitteln von Aufgabenkennungen am Beispiel der Hauptfunktion der schaltbaren Übertragung eines Drehmomentes. Die Formulierung „Drehmoment schaltbar übertragen“ impliziert, dass mindestens zwei Schaltzustände vorhanden sind und eine

zeitabhängige Anpassung der Winkelgeschwindigkeiten von An- und Abtrieb stattfindet. Die physikalischen Zusammenhänge lassen sich durch eine Zeit- und Winkelgeschwindigkeits-Differenz und das zur Synchronisierung notwendige Kupplungsmoment beschreiben, so dass unmittelbar die für die Funktion charakteristischen Parameter $\Delta\omega$, Δt und M_k ableitbar sind. Das objektabhängige Verb „übertragen“ bezieht sich auf die Objekte „Antrieb“ und „Abtrieb“, deren Eigenschaftsgrößen θ_i , ω_i , M_i für die Momentenübertragung relevant sind. Zur Beurteilung der Lösungsgüte müssen die Optimierungsrichtungen der relevanten Parameter berücksichtigt werden. Damit der Kennwert mit zunehmender Aufgabenerfüllung der Lösung größer wird, müssen Parameter mit positiver Optimierungsrichtung in den Zähler und die mit negativer Optimierungsrichtung in den Nenner. Im betrachteten Fall wird ein maximales Kupplungsmoment M_k , eine minimale Synchronisierungszeit Δt und damit ein maximaler Wert des Quotienten ($M_k/\Delta t$) angestrebt.

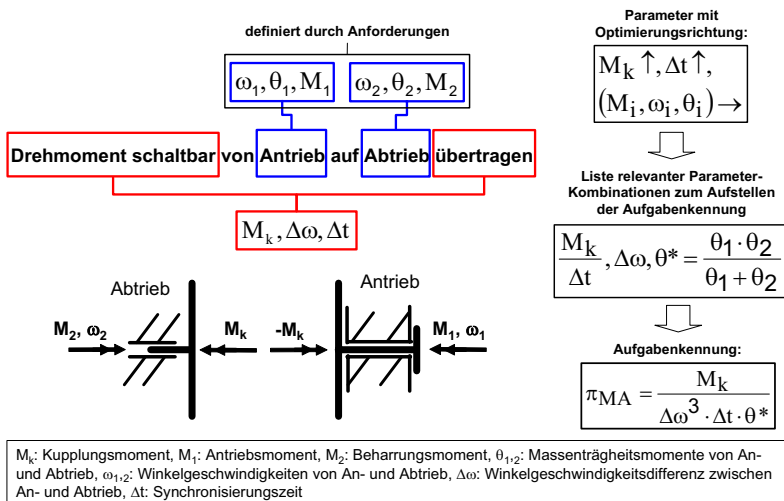


Bild 1: Herleitung einer dimensionslosen Aufgabenkennung am Beispiel der schaltbaren Übertragung eines Drehmoments

Um Kennungen dimensionslos zu machen, sind vorzugsweise aufgabeninvariante Parameter zu verwenden. Dies sind beispielsweise Parameter, die als Festforderungen oder als Grenzen von Mindestforderungen, z.B. eine maximale Baulänge, festgelegt sind. Außerdem sind Parameter aufgabeninvariant, falls sie nahezu keine Varianz aufweisen, wie etwa der

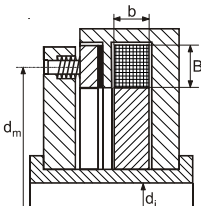
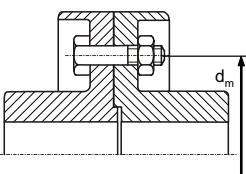
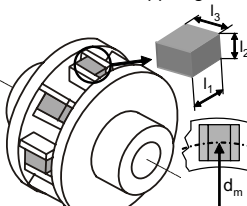
Elastizitätsmodul einer sicher aus Stahl gefertigten Lösung. Wie in Bild 1 dargestellt, ergibt sich letztendlich als dimensionslose Aufgabenkennung für das schaltbare Übertragen eines Drehmomentes: $\pi_{MA} = M_k / (\Delta\omega^3 \Delta t \theta^*)$.

Lösungen sind prinzipiell zur Erfüllung einer Aufgabe geeignet, falls die Menge X der in den relevanten Auswahlkennungen, z.B. π_{MA} , enthaltenen Parametern vollständig in der Menge der Lösungsparameter L_x enthalten ist. Zum Beispiel ist die für schaltbare reibschlüssige Kupplungen charakteristische Parametermenge $X = \{M_k, \Delta t, \Delta\omega, \theta^*, \mu\}$ in der Lösungsparameter-Menge der Magnetkupplung $L_x = \{M_k, \Delta t, \Delta\omega, \theta^*, \mu, i, \mu_0, k_{Cu}, B, b, \rho_{el}, \Delta z, d_m, \Delta\vartheta, \alpha_k\}$ enthalten (siehe Bild 2).

Ist das Lösungsverhalten in Form von algebraischen Gleichungen verfügbar (siehe Gleichungen (1) in Bild 2), lässt sich eine kennzahlbasierte Beurteilung von Lösungen durchführen. Zu diesem Zweck müssen die Gleichungen zunächst so umgeformt werden, dass eine Seite der Gleichung einer Auswahlkennung, z.B. π_{MA} , entspricht ((2) in Bild 2). Die andere Seite, die vorzugsweise aus Konstruktionsgrößen und aufgabeninvarianten Parametern besteht, lässt sich quantitativ auswerten und der Wert mit dem anderer Lösungsvarianten vergleichen.

Soll der Lösungsraum, aus dem Lösungen ausgewählt werden sollen, eingeschränkt werden, müssen zusätzlich zu den Parametern der Aufgabenkennung weitere charakteristische Größen in den Lösungsvariablen enthalten sein. Sollen z.B. ausschließlich auf Festkörperreibung basierende Reibungskupplungen ausgewählt werden, muss zusätzlich die Größe $\pi_2 = \mu$ als Lösungsparameter enthalten sein (siehe (3) in Bild 2).

Die Auswahlmethode lässt sich analog für konstruktive Standard-Funktionen, wie z.B. das Umsetzen eines Weges in eine elektrische Spannung oder das Lagern einer Welle, anwenden. An anderer Stelle [12] haben die Autoren bereits gezeigt, dass eine kennzahlunterstützte Auswahl von geeigneten Lösungen, die die Allgemeinen Funktionen [13] des Leitens, Wandeln und Speicherns von Energie erfüllen, mit dem hier dargestellten Vorgehen unter Berücksichtigung der universellen Systemtheorie (z.B. [14]) ebenfalls durchführbar ist.

Schaltbare reibschlüssige* Kupplungen:	Drehstarre reibschlüssige* Kupplungen:	Drehelastische Kupplungen:
<p style="text-align: center;">Magnetkupplung</p>  $M_k = \frac{\pi}{4} \cdot i \cdot \mu \cdot \frac{\mu_0 \cdot k_{Cu} \cdot B^3 \cdot b}{\rho_{el} \Delta t \Delta z^2}$ $\frac{d_m^2 \cdot \Delta \vartheta \cdot \alpha_K}{\Delta \omega^3 \theta^*} \quad (1)$ <p>(2) $\pi_{MA} = \frac{\pi}{4} \cdot i \cdot \pi_2 \cdot \pi_{em} \cdot \pi_{tm}$</p> $\pi_{MA} = \frac{M_k}{\Delta \omega^3 \Delta t \theta^*}, \pi_2 = \mu,$ $\pi_{em} = \frac{\mu_0 k_{Cu} \cdot B^3 \cdot b}{\rho_{el} \Delta t \Delta z^2},$ $\pi_{tm} = \frac{d_m^2 \Delta \vartheta \alpha_K}{\Delta \omega^3 \theta^*}, \theta^* = \frac{\theta_1 \cdot \theta_2}{\theta_1 + \theta_2}$	<p style="text-align: center;">Scheibenkupplung</p>  $M_k = z \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \mu \cdot A_s \cdot \frac{R_e}{S_F} \quad (1)$ <p>(2) $\pi_{MB} = \frac{M_k}{R_e \cdot A_s \cdot d_m} = \frac{z}{2} \cdot S_F \cdot \pi_2 \quad (3)$</p> $\pi_2 = \mu$	<p style="text-align: center;">Druckbelastete Elastomerkupplung</p>  $M_k = \frac{1}{4} \cdot n \cdot d_m^2 \cdot \varphi \cdot \frac{l_2 \cdot l_3}{l_1} E \quad (1)$ <p>(2) $\pi_{MC} = \frac{M_k}{E \cdot d_m^2 \cdot l_3} = \frac{n \cdot \varphi}{4} \cdot \frac{l_2}{l_1}$</p>
<p>i: Anzahl der Reibflächen, μ: Haftreibungskoeffizient, μ_0: magnetische Feldkonstante, k_{Cu}: Kupferfüllfaktor der Wicklung, B: Magnetbreite, b: Magnetlänge, ρ_{el}: spezifischer elektr. Widerstand der Wicklung, Δt: Synchronisierungszeit, Δz: Spaltweite, d_m: mittlerer Durchmesser, d_i: Innendurchmesser, $\Delta \vartheta$: Temperaturdifferenz zwischen Spuleninnerem und Umgebung, α_K: Wärmeübergangskoeffizient,</p> <p>$\Delta \omega$: Winkelgeschwindigkeitsdifferenz zwischen An- und Antrieb, $\theta_{1,2}$: Massenträgheitsmomente von An- und Antrieb, M_k: Kupplungsmoment, z: Anzahl der Schrauben, R_e: Streckgrenze, S_F: Sicherheitsbeiwert gegen Fließen, A_s: Spannungsquerschnitt, E: Elastizitätsmodul, l_1, l_2, l_3: Abmessungen von Elastomerelementen, n: Anzahl Elastomerelemente, φ: Verdrehwinkel</p>		

*: Momentenübertragung durch Coulombsche Reibung

Bild 2: Auswahlvorgang auf Basis dimensionsloser Ähnlichkeitskennzahlen am Beispiel von Kupplungsvarianten

4 Erkennen von Zielkonflikten, Beurteilen und Auswählen von Lösungsklassen auf Basis von dimensionslosen Kennwerten

Ein einfacher Zielkonflikt liegt genau dann vor, wenn das Ändern von Eigenschaften einer Lösungsrealisierung, wie z.B. eines Wirkprinzips oder einer Prinzipiellen Lösung, die Erfüllung einer Anforderung verbessert und gleichzeitig die Erfüllung einer zweiten Anforderung verschlechtert. Einfaches Beispiel wäre z.B. ein Hebel als Überträger, von dem gleichzeitig eine hohe Kraftverstärkung und ein hohes Wegverhältnis gefordert würde. Wegen des Energieerhaltungssatzes ist dies natürlich nicht gleichzeitig erfüllbar.

Beispiele für komplexere Zielkonflikte zeigen die meisten komplexen Produkte. Beispielsweise können bei einem Pkw maximale Crashesicherheit, hoher Komfort und niedrige Herstellkosten im Konflikt zu einem geringen Energieverbrauch stehen.

Eine Zielkonfliktanalyse setzt gemäß der Definition voraus, dass zumindest eine grobe Vorstellung von einer Lösung und den einflussnehmenden konstruktiven Parametern, wie erzeugbare Funktionsgrößen, Abmessungen oder Werkstoffgrößen, vorhanden ist. Erste Zielkonfliktanalysen lassen sich z.B. bereits durchführen, wenn für eine Aufgabe relevante physikalische Gesetze und Axiome, wie die Kraft-Momenten-Beziehung der Mechanik oder das 2. Newtonsche Axiom, bekannt sind. Eine weitere Bedingung für die Analyse ist, dass die Optimierungsrichtungen von Anforderungen formulierbar sind. Dies ist nur bei Anforderungen der Fall, die keine Festforderungen sind und deren Werte sich in eine Rangordnung bringen lassen, d.h. ordinal, kardinal oder absolut skaliert sind [15].

Kennzahlen eignen sich sehr gut für das Darstellen von Zielkonflikten, weil sich mit ihnen sowohl die Menge der Lösungsparameter X als auch die Anforderungsgrößen sehr kompakt in Form von algebraischen Ausdrücken so bündeln lassen, dass ein Zielkonflikt durch zwei Kennzahlen π_{Ai} und π_{Bi} darstellbar ist. Durch die quantitative Auswertung lässt sich der Konflikt besonders einfach erkennen, weil - bei sonst konstanten Parametern - der Wert der Kennzahl π_{Ai} zunimmt und der Wert von π_{Bi} abnimmt oder umgekehrt. Für eine umfassende Analyse von Zielkonflikten ist die Menge Π von Kennzahlen notwendig:

$$\Pi = \Pi_A \cup \Pi_B, \text{ mit } \Pi_A = \{\pi_{A1}, \dots, \pi_{Al}\} \wedge \Pi_B = \{\pi_{B1}, \dots, \pi_{Bm}\} \quad (2)$$

$$\pi_{Ai} = \frac{y_i^{\beta_i}}{\prod_{i=1}^k x_{0i}^{\alpha_i}} \wedge \pi_{Bi} = \frac{\prod_{i=1}^{k^*} x_{0i}^{\delta_i}}{z_i^{\gamma_i}}; X = U \cup V \cup W; i, l, m, k, k^*, p \in \mathbb{N}; \alpha_i, \beta_i, \delta_i, \gamma_i \in \mathbb{R}$$

$U = \{y_1^{\beta_1}, \dots, y_1^{\beta_l}\}$: Parameter (mit Exponenten) mit positiver Optimierungsrichtung

$V = \{z_1^{\gamma_1}, \dots, z_m^{\gamma_m}\}$: Parameter (mit Exponenten) mit negativer Optimierungsrichtung

$W = \{x_{01}^{\alpha_1}, \dots, x_{0p}^{\alpha_p}\}$: Parameter (mit Exponenten) ohne Optimierungsrichtung

Das systematische Erkennen von Zielkonflikten wird anhand des Beispiels der Entwicklung einer reibschlüssigen Wellenkupplung aufgezeigt. Die Kupplung soll innerhalb sehr kurzer Zeit schaltbar ein Drehmoment von einer Antriebsmaschine auf eine Abtriebsmaschine übertragen. Tabelle 1 enthält einen Auszug aus der Anforderungsliste mit den funktional relevanten Anforderungen. Um das Aufstellen der Kennzahlen zu unterstützen, wurden - ergänzend zum üblichen Aufbau einer Anforderungsliste - den Anforderungen die anforderungsrelevanten Parameter mit den Optimierungsrichtungen zugeordnet. Zum Beispiel lässt sich das Anforderungsmerkmal „Synchronisierungszeit“ durch die physikalische Größe Δt und das „Drehmoment“ mit M beschreiben.

Zur Berücksichtigung möglichst aller Einflussparameter werden die Physikalischen Größen - soweit das ohne Vorwegnahme von Lösungen möglich ist - konkretisiert. Zum Beispiel lässt sich das Kupplungsmoment M_k bei einer reibschlüssigen Kupplung durch das Produkt von Reibungskraft F_r und Hebellänge r beschreiben und die Reibungskraft durch die Beziehung $F_r = \mu \cdot F_N$ darstellen. Die Pfeilrichtungen geben die Optimierungsrichtungen der Parameter an.

Der Einfluss eines einzelnen Parameters für die Erfüllung eines Teilziels, wie z.B. das Übertragen eines hohen Drehmoments, wird durch einen entsprechenden Exponenten ausgedrückt. Zum Beispiel geht der Radius r zur vierten Potenz in das Massenträgheitsmoment und die Synchronisierungszeit linear in das Verschleißvolumen ein.

Aus den relevanten, voneinander unabhängigen und potenzierten Parametern (siehe rechte Spalte in Tabelle 1) werden Teilaufgaben-Kennungen zur Zielkonfliktanalyse aufgestellt. Einen vollständigen Satz von Teilaufgaben-Kennungen erhält man, wenn man jeden optimierbaren Parameter so in einer Kennzahl anordnet, dass eine potenzierte Größe mit positiver Optimierungsrichtung, z.B. F_N in Zeile 1.1 (Tabelle 1), im Zähler und eine mit negativer Optimierungsrichtung, z.B. r^4 in Zeile 2.1, im Nenner angeordnet ist. Um die Kennwerte dimensionsfrei zu machen, werden die Größen mit aufgabeninvarianten Parametern kombiniert. Die Kennzahlen werden so aufgebaut, dass ihre Werte mit zunehmender Lösungsgüte zunehmen.

Eine wichtige Voraussetzung für das Erkennen aller bei einer Aufgabenbeschreibung auftretenden Zielkonflikte ist, dass einzelne Parameter die für verschiedene Teilziele relevant sind und unterschiedliche Optimierungsrichtungen haben, wie z.B. die Normalkraft F_N ,

mehrmals - entsprechend der Anzahl der betroffenen Teilziele - in die Berechnung der Teil-Kennungen einfließen. Sie müssen in verschiedene Kennzahlen aufgeteilt werden. Damit die relative Gewichtung der Teilziele erhalten bleibt, muss z.B. die Normalkraft F_N mit den entsprechenden Exponenten (in beiden Fällen gleich 1) einmal im Zähler und im Nenner von zwei Kennzahlen auftreten (siehe Kennzahlen π_2 und π_3 in Bild 3).

Tabelle 1: funktional relevante Anforderungen an eine als Beispiel behandelte schaltbare Kupplung (Auszug)

Gliederung	Nr.	Benennung	Werte, Daten	F/ M/ W	Relevante Parameter mit Optimierungsrichtung
1. Funktion	1.1	Drehmoment von Antrieb auf Abtrieb schaltbar übertragen	$M_k > 60$ Nm	M	$M_k \uparrow = \mu \uparrow \cdot F_N \uparrow \cdot r \uparrow$, $M_1 \rightarrow, M_2 \rightarrow, \theta_1 \rightarrow, \theta_2 \rightarrow$
	1.2	Geringe Synchronisierungszeit	$\Delta t < 0,2$ s	M	$\Delta t \downarrow$
	1.3	Drehzahlen zu Beginn des Schaltvorgangs	$70 \text{ s}^{-1} < \omega_1$ $< 470 \text{ s}^{-1}$, $\omega_2 = 0$	F	$\Delta \omega \rightarrow (= \omega_1 - \omega_2)$
2. Kräfte	2.1	Massenträgheitsmoment gering halten		M	$\rho \downarrow, r^4 \downarrow, L \downarrow$
3. Geometrie	3.1	Radius	$r_{\max} = 60$ mm	F	$r_{\max} \rightarrow$
	3.2	Länge	$L_{\max} = 90$ mm	F	$L_{\max} \rightarrow$
4. Gebrauch	4.1	Verschleißvolumen gering halten		M	bei Festkörperkontakt: $F_N \downarrow, v \downarrow \sim \Delta \omega \cdot r \downarrow, \Delta t \downarrow, k \downarrow$

M_k : Kupplungsmoment, M_1 : Antriebsmoment, M_2 : Beharrungsmoment, $\theta_{1,2}$: Massenträgheitsmomente von An- und Abtrieb, $\Delta \omega$: Winkelgeschwindigkeitsdifferenz zwischen An- und Abtrieb, F_N : Normalkraft, μ : Haftreibungskoeffizient, r : mittlerer Radius, Δt : Synchronisierungszeit, L : Länge der Kupplung, k : Verschleißkoeffizient, ρ : Dichte, ρ_0 : Bezugswert für Dichte, z.B. Dichte von Stahl.

Hat ein Parameter für verschiedene Teilziele die gleiche Optimierungsrichtung, z.B. die Synchronisierungszeit Δt (siehe Zeilen 1.2 und 4.1 in Tabelle 1), können die Parameter - unter Berücksichtigung ihrer Exponenten - durch Multiplikation verknüpft werden. Das Produkt der Größen, in diesem Fall Δt^2 , kann als Parameter zum Aufstellen der Teil-Kennungen benutzt werden. Dadurch verringert sich die Anzahl der zur Zielkonfliktanalyse erforderlichen Kennzahlen.

Folgende Lösungsparameter (mit Potenzen) sind im konkreten Beispiel für das Aufstellen der Teil-Aufgabenkennungen zu berücksichtigen (siehe Gleichung 2):

- Parameter mit positiver Optimierungsrichtung: $U = \{ F_N, \mu, r \}$
- Parameter mit negativer Optimierungsrichtung: $V = \{ \Delta t^2, r^5, L, F_N, k, \rho \}$
- Aufgabeninvariante Parameter ohne Optimierungsrichtung: $W = \{ \theta_1, \theta_2, M_1, M_2, r_{\max}, L_{\max}, \Delta\omega, \rho_0 \}$

Aus dem berechneten Kennzahlen-Satz zur Analyse von Zielkonflikten (Bild 3) ist ableitbar, dass der Radius r und die Normalkraft F_N einen Zielkonflikt erzeugen. Während der Radius r für eine Kupplung invariant ist und eine geeignete Auslegung nur durch einen Kompromiss möglich ist, lässt sich der Konflikt bezüglich F_N durch Wahl eines anderen Wirkprinzips, das nicht durch Festkörperkontakt die Umfangskraft erzeugt, auflösen. Die prinzipiell besser geeigneten Wirkprinzipie zur Umfangskrafterzeugung lassen sich systematisch ermitteln, indem gezielt Teillösungen mit Kennungen verwendet werden, die kein μ enthalten. Zum Beispiel kann durch Verwendung des Induktionsprinzips ein Drehmoment nahezu ohne mechanischen Verschleiß übertragen werden.

Multipliziert man die einzelnen Kennwerte π_i , erhält man eine Gesamt-Aufgabenkennung π_{AK} (Bild 3), die nahezu lösungsneutral die Konstruktionsaufgabe beschreibt, die Sensitivitäten der optimierbaren aufgabeninvarianten Parameter, wie des Radius r , der Länge L und Werkstoffdichte ρ , erkennen lässt und systematisch Optimierungsrichtungen für die Größen aufzeigt. Mit einer Modifikation der kennzahlbasierten Methode lassen sich auch Unverträglichkeiten bei der Kombination von Teillösungen erkennen und kritische Parameterwertkombinationen ermitteln, bei denen Lösungen unverträglich sind.

Mit der kombinierten Aufgabenkennung von Franke [1] (siehe Gleichung 1) ist eine Zielkonfliktanalyse nicht durchführbar, da die Parameter dort zu einem die Gesamtaufgabe beschreibenden Quotienten aggregiert werden und nicht berücksichtigt wird, dass ein Parameter im Hinblick auf die Erfüllung von Teilzielen unterschiedliche Optimierungsrichtungen haben kann.

$$\pi_1 = \mu, \pi_2 = \frac{F_N \cdot r_{\max}}{\theta \cdot \Delta\omega^2}, \pi_3 = \frac{\theta \cdot \Delta\omega^2}{F_N \cdot r_{\max}}, \pi_4 = \frac{1}{\Delta\omega^2 \Delta t^2}, \pi_5 = \frac{\rho_0}{\rho}$$

$$\pi_6 = \frac{r_{\max}^5}{r^5}, \pi_7 = \frac{r}{r_{\max}}, \pi_8 = \frac{r_{\max}}{L}, \pi_9 = \frac{1}{k \cdot \rho_0 \cdot r_{\max}^2 \cdot \Delta\omega^2}$$

Zielkonflikte

$$\pi_{AK} = \prod_{i=1}^9 \pi_i = \frac{\mu \cdot r_{\max}^3}{\Delta\omega^4 \cdot \Delta t^2 \cdot \rho \cdot r^4 \cdot L \cdot k}$$

Aufgabenkennung

Bild 3: Vollständiger Satz von Teilaufgaben-Kennzahlen zur Zielkonfliktanalyse am Beispiel einer schaltbaren Reibungskupplung

5 Kennzahlen-Algebra auf Basis von Graphen und Ähnlichkeitskennzahlen zur Synthese von konstruktiven Lösungen

Komplexe Strukturen lassen sich systematisch durch eine Verknüpfung von Teillösungen erzeugen, die geforderte Teilaufgaben der Struktur erfüllen. Es wird gezeigt, dass mit Hilfe eines Kennzahlen-Topologie-Graphen eine algorithmische Verknüpfung von Teillösungen durchführbar ist. Der Graph enthält Ähnlichkeitskennzahlen zur quantifizierbaren Beschreibung der Lösungseigenschaften und stellt zusätzlich die Topologie von Baustrukturteilen, wie Einzelteile und Wirkflächen, und deren Verbindungen, z.B. kraft-, form- oder stoffschlüssige, formal dar. Der Kennzahlen-Topologie-Graph kann gezielt das Aufbauen symmetrischer Strukturen unterstützen, um z.B. redundante Systeme mit hoher Zuverlässigkeit zu entwickeln. Aus einem Graphen lassen sich Teilgraphen abspalten und auch Teilgraphen miteinander verknüpfen. Aufgrund dieser Eigenschaften eignet sich der Graph besonders für das Konzipieren von Baukästen. Außerdem lässt sich aus der Art und Anzahl der Baustrukturteile und Verbindungen auf die Komplexität der Lösungen schließen [1]. Bei Kenntnis der Komplexität ist i.d.R. eine grobe Kostenabschätzung von Lösungen durchführbar.

5.1 Beschreibung von Teillösungen mit Kennzahlen-Topologie-Graphen

Der Graph besteht aus gefärbten Knoten und Kanten. Die Knoten und Kanten müssen jeweils in drei Klassen unterteilt werden. Die unterschiedlichen Knoten- und Kantenarten können durch verschiedene Färbungen unterschieden werden. Die hellen Knoten (siehe Bild 4) entsprechen in diesem Fall dimensionslosen Kennzahlen oder Kennzahlen-Gleichungen. Die dunklen Knoten repräsentieren die Baustrukturelemente. Die kleinen Knoten (siehe Bild 4b) sind Summationsknoten, die für die additive Verknüpfung von Kennzahlen notwendig sind (siehe Kapitel 5.2).

Die dünnen und dicken Kanten kennzeichnen die algebraischen Operationen zur Kennzahl-Verknüpfung. Sind zwei Kennzahlen durch dünne Kanten verbunden, bedeutet dies, dass sie zur quantitativen Berechnung multipliziert werden müssen. Die Kopplung einer Kennzahl mit einem Baustrukturelement erfolgt ebenfalls über eine dünn dargestellte Kante und verdeutlicht, dass die Lösungsbeschreibung durch den Kennzahlen-Knoten eng an das Baustrukturelement gebunden ist. Zum Beispiel ist die Kennzahl π_{Fr} zur Beschreibung der Coulombschen Reibung mit den beiden zugehörigen Wirkflächen R_1 und R_2 verbunden (siehe Bild 7). Dick dargestellte Kanten zwischen Kennzahlen-Knoten drücken aus, dass die Kennzahlen addiert werden. Die strichlinierte Kante symbolisiert die Verbindung von zwei Baustrukturelementen. Die Pfeile der dünnen Kanten geben die Richtung des Energieflusses und die Pfeile der dicken Kanten das Vorzeichen der mit der Kante verbundenen Kennzahl an. Zeigt der Pfeil einer dick dargestellten Kante in Richtung eines Summationsknotens oder Baustrukturelement-Knotens, geht die Kennzahl positiv, ansonsten negativ in die Berechnung ein. Für die algebraische Auswertung der Kennzahlen-Topologie-Graphen gelten zwei wichtige Rechenregeln:

1. Bei additiven Verknüpfen werden die n beteiligten Kennzahlen - je nach Richtung mit dem entsprechenden Vorzeichen – addiert und die Summe gleich Null gesetzt:

$$\sum_{i=1}^n \pi_i = 0 .$$

2. Additive Verknüpfung sind vor den multiplikativen Verknüpfungen auszuwerten.

Bild 4 gibt jeweils ein Beispiel für die beiden Arten der algebraischen Verknüpfung von Kennzahlen im Graphen an. Die grau hinterlegten Bereiche kennzeichnen die verknüpften Graphenelemente.

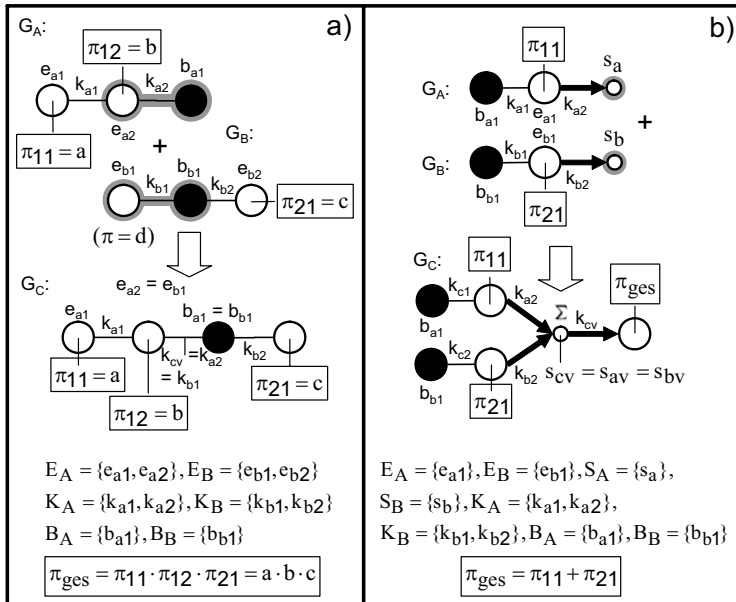
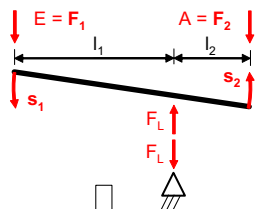


Bild 4: Heften von Graphen und algebraische Auswertung durch Multiplikation (a) und Addition (b) von Kennzahlen, E: Menge der Kennzahlen-Knoten, K: Menge der Kanten, B: Menge der Baustrukturalelemente, S: Menge der Summationsknoten

In Bild 5 wird anhand eines Beispiels das Aufstellen eines entsprechenden Graphen für einen gelagerten Hebel verdeutlicht. Das quasistatische Verhalten des Hebels lässt sich mit Hilfe von drei Kennwert-Gleichungen beschreiben: die Gleichungen 1 und 2 ergeben sich aus den Gleichgewichtsbedingungen der Statik. Gleichung 3 entspricht dem Festigkeitsnachweis für ein auf Flächenpressung belastetes Lager. Es lässt sich eine Kennwert-Gleichung herleiten, die sich sehr gut zur Auslegung eignet, da sie das Verhältnis von Ausgangsgröße zu Lagerlast (F_2/F_L) als Funktion der relevanten Konstruktionsgrößen ermittelt. Möchte man zusätzlich die zulässige Flächenpressung des Lagers berücksichtigen, sind die F_L enthaltenen Kennzahlen π_{F1} und π_{F2} mit $(\pi_p)^{-1}$ zu multiplizieren (siehe Graph und Gleichung in Bild 5b).

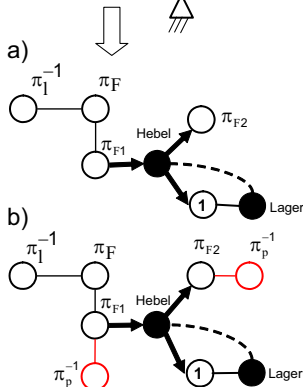
Hebel mit Lagerung (E: Eingangsgröße, A: Ausgangsgröße)



mechanische Gleichungen:

1. $\pi_{F1} + \pi_{F2} = 1$ $\pi_{F1} = \frac{F_1}{F_L}; \pi_{F2} = \frac{F_2}{F_L}$
2. $\pi_F = \pi_i$ $\pi_F = \frac{F_2}{F_1}; \pi_i = \frac{l_1}{l_2}$
3. $\pi_p < 1$ $\pi_p = \frac{F_L}{A \cdot p_{zul}}$

graphenbasierte Verknüpfung:



a) ohne Restriktion

$$\pi_{F1} \cdot \underbrace{\pi_F \cdot \pi_1^{-1}}_{=1} = 1 - \pi_{F2} \Rightarrow \frac{F_2}{F_L} = \frac{1}{1 + \frac{l_2}{l_1}}$$

b) mit Restriktion

$$\pi_{F1} \cdot \underbrace{\pi_F \cdot \pi_1^{-1} \cdot \pi_p^{-1}}_{=1} = 1 - \pi_{F2} \cdot \pi_p^{-1} \Rightarrow \frac{F_2}{A \cdot p_{zul}} = \frac{1}{1 + \frac{l_2}{l_1}}$$

Bild 5: Ableitung des Kennzahl-Graphen auf Basis der Baustruktur und der die Lösung beschreibenden algebraischen Beziehungen

5.2 Algorithmische Verknüpfung durch Heften der Kennzahlen-Topologie-Graphen

Konstruktive Lösungen werden i.d.R. aufgrund eines geforderten funktionellen Wirkzusammenhangs miteinander verknüpft. Grundsätzlich lassen sich als Schaltungstopologien Reihenschaltungen und Parallelschaltungen voneinander unterscheiden. Die nachfolgenden Ausführungen gelten für den Fall, dass das Lösungsverhalten durch den Energieumsatz bestimmt wird. Die genannten Graphenoperationen werden in Bild 4 veranschaulicht.

Eine algebraische Beziehung zur Beschreibung von n funktional in Reihe geschalteten Lösungen kann durch Multiplikation der die n Teillösungen beschreibenden Kennzahlen-Gleichungen π_{mj} erfolgen. Das Übertragungsverhalten der Gesamtlösung lässt sich beschreiben durch:

$$\pi_{\text{ges}} = \prod_{j=1}^n \pi_{mj} = \prod_{j=1}^n F(\pi_{1j}, \dots, \pi_{(m-1)j}) \quad (3)$$

Für die formale Verknüpfung von zwei beliebigen Teillösungen A und B zu einer Gesamtlösung C müssen die entsprechenden Graphen G_A , G_B und G_C folgende Bedingungen erfüllen:

1. Jedem Kennzahlen-Knoten e_{ij} lässt sich eine die jeweilige Teillösung beschreibende Kennzahlen-Gleichung $\pi_{mij} = F(\pi_{1j}, \dots, \pi_{(m-1)j})$ zuordnen. Jeder dünnen Kante k_{ij} entspricht eine die jeweilige Teillösung charakterisierende physikalische Größe x_i .

$$(\pi_{mij} = F(\pi_{1j}, \dots, \pi_{(m-1)j}) \mapsto e_{ij}) \wedge (x_j \mapsto k_{ij}), e_{ij} \subset E_i, k_{ij} \subset K_i \quad (4)$$

E_i, K_i : Menge der Kennzahl-Knoten und der inzidierenden Kanten der i-ten Teillösung

2. Teillösung A ist nur mit einer Teillösung B durch eine oder mehrere physikalische Größen v_i zu einer Lösung C seriell verknüpfbar. Die die Verknüpfungsgröße v_i repräsentierende Kante und eine v_i enthaltene Kennzahl (jeweils Index v) muss in beiden Teilgraphen auftreten. Die Verknüpfungen entsprechen graphentheoretisch einer Kanten- und Knotenheftung [1, 16]:

$$(G_A \cup G_B) \wedge (e_{cv} = e_{av} = e_{bv}) \wedge (k_{cv} = k_{av} = k_{bv}) \quad (5)$$

3. Die Verknüpfungsgrößen v_i müssen Funktionsgrößen [10, 12] sein, z.B. Kräfte, Wege, elektrische Ströme

4. Eine Verknüpfungsgröße v_i muss so in den zu verknüpfenden Kennzahlen π_{1i} und π_{2i} auftreten, dass sie betragsmäßig identische Exponenten mit unterschiedlichen Vorzeichen haben. v_i muss durch Multiplikation eliminiert werden.

$$\text{Mit } \pi_A = \prod_{k=1}^r x_k^{\alpha_k} \text{ und } \pi_B = \prod_{l=1}^s x_l^{\beta_l} \text{ muss gelten: } v_i = x_k^{\alpha_k} = x_l^{-\beta_l} \quad (6)$$

$i = \{1, \dots, r\}; l = \{1, \dots, s\}; i, l \in \mathbb{N}; \alpha_k, \beta_l \in \mathbb{R}$

5. Erfüllen die Teillösungen A und B zusammen eine objektabhängige Funktionen, wie das Übertragen von Kräften oder Drehmomenten auf andere Objekte, müssen die Baustrukturelemente b_{iv} , auf die sich die Funktionen beziehen, in beiden Baustruktur-Knotenmengen B_A und B_B enthalten sein. Bei der Verknüpfung von zwei Teillösungen muss in diesem Fall zusätzlich eine Heftung der Baustrukturknoten vorgenommen werden:

$$b_{c_v} = b_{a_v} = b_{b_v} \quad (7)$$

Eine algebraische Beschreibung von n funktional parallel geschalteten Lösungen kann durch Addition von n Teillösungen beschreibenden Kennzahlen π_{mj} erfolgen. Das Übertragungsverhalten der Gesamtlösung lässt sich beschreiben durch:

$$\pi_{ges} = \sum_{i=1}^n \pi_{mj} \quad (8)$$

Die Bedingungen 3 und 5 für die Graphenverknüpfung von seriell geschalteten Lösungen gelten unverändert auch für funktionale Parallelschaltungen. Die Bedingungen 1, 2 und 4 müssen in folgender Weise modifiziert werden:

1. Jedem Kennzahlen-Knoten e_{ij} lässt sich eine die jeweilige Teillösung beschreibende Kennzahl π_{mij} zuordnen. Jeder Kante k_{ij} entspricht eine die jeweilige Teillösung charakterisierende physikalische Größe x_j .

$$(\pi_{mij} \mapsto e_{ij}) \wedge (x_j \mapsto k_{ij}), \quad e_{ij} \subset E_i, k_{ij} \subset K_i \quad (9)$$

E_i, K_i : Menge der Kennzahl-Knoten und inzidierenden Kanten der i -ten Teillösung

2. Bei einer parallelen Verknüpfung oder Verzweigung werden gleichartige Funktionsgrößen v_i , z.B. elektrische Ströme oder Kräfte, miteinander addiert bzw. voneinander subtrahiert. Die den zu verknüpfenden Kennzahlen entsprechenden Knoten e_{1i} und e_{2j} müssen über die Verknüpfungsgröße v_i jeweils mit einem Summationsknoten s_i oder einem Baustrukturelement b_i gekoppelt sein. Die notwendigen Verknüpfungen sind Knotenheftungen [1,16]:

$$\begin{aligned}
 (v_i = (e_{1i}s_{ai} \wedge e_{2j}s_{bi}) \vee (e_{1i}b_{ai} \wedge e_{2j}b_{bi})) \wedge \\
 ((S_C = S_A \cup S_B) \vee (B_C = B_A \cup B_B)) \wedge \\
 ((s_{cv} = s_{av} = s_{bv}) \vee (b_{cv} = b_{av} = b_{bv}))
 \end{aligned} \tag{10}$$

4. Eine Verknüpfungsgröße v_i muss in den zu verknüpfenden Kennzahlen π_{Ai} und π_{Bi} mit dem Exponenten +1 auftreten. Das bedeutet, dass die Verknüpfungsgröße zur ersten Potenz im Zähler der Kennzahlen enthalten sein muss.

$$\begin{aligned}
 \pi_A = \prod_{k=1}^r x_k^{\alpha_k}, \quad \pi_B = \prod_{l=1}^s y_l^{\beta_l}; \quad i = \{1, \dots, r\}; \quad l = \{1, \dots, s\}; \quad i, l \in \mathbb{N}; \quad \alpha_k, \beta_l \in \mathbb{R} \\
 (v_i = x_k = y_l) \wedge (\alpha_k = \beta_l = 1)
 \end{aligned} \tag{11}$$

Es soll anhand eines Fallbeispiels gezeigt werden, wie auf Grundlage eines geforderten funktionellen Zusammenhangs mit Hilfe der Graphendarstellung Teillösungen zu einer Prinzipiellen Lösung verknüpft werden können. Außerdem wird dargestellt, wie der Graph der Gesamtlösung algebraisch ausgewertet und die ermittelte Kennwert-Gleichung für eine erste Auslegung und Optimierung genutzt werden kann. Als Beispiel dient die Konzipierung einer elektrisch zu betätigenden Kupplung. Bild 6 zeigt die Funktionsstruktur der zu entwickelnden Lösung. Das abstrakte, symbolische Schaltelement (1) kennzeichnet die Teilfunktion der elektromechanischen Energiewandlung, für die verschiedene Lösungsvarianten untersucht werden sollen. Für dieses Fallbeispiel soll davon ausgegangen werden, dass prinzipiell geeignete Lösungen zur Erfüllung der Teilfunktionen bereits bekannt sind und das Lösungswissen in Kennzahlenform bereitgestellt wird.

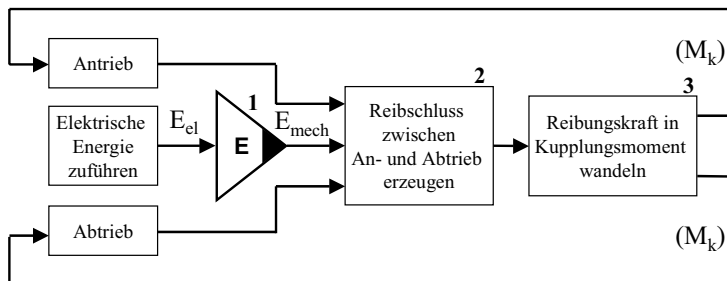


Bild 6: Funktionsstruktur für eine elektrisch zu betätigende Kupplung

Beispielhaft wird zunächst ein Elektromagnet zur Realisierung der elektromechanischen Energiewandlung ausgewählt. Zur Erzeugung der Reibungskraft ist das Coulombsche Reibungsgesetz und zur Umformung in ein Kupplungsmoment die Moment-Kraft-Beziehung der Mechanik prinzipbedingt vorgegeben. Um die Kupplung in Abhängigkeit der Parameter von An- und Abtriebsmaschine auslegen zu können, ist es wichtig, den Synchronisierungszeitpunkt t_s zu betrachten. Es gilt mit $M_i \neq M_i(\omega), \forall i = \{1,2\}, \Delta\omega = \omega_1(t = 0) - \omega_2(t = 0)$ und $\Delta t = t_0 - t_s$ für die entsprechende kennzahlbasierte Lösung der Differenzialgleichungen mit der Randbedingung $\omega_1 = \omega_2$:

$$\pi_{MA} - \pi_{MA1} - \pi_{MA2} = \pi_{\omega t}^2 \tag{12}$$

$$\pi_{MA} = \frac{M_k}{\Delta\omega^3 \Delta t \theta^*}, \pi_{MA1} = \frac{M_1}{\Delta\omega^3 \Delta t \theta_1}, \pi_{MA2} = \frac{M_2}{\Delta\omega^3 \Delta t \theta_2}, \pi_{\omega t} = \frac{1}{\Delta\omega \Delta t}, \theta^* = \frac{\theta_1 \cdot \theta_2}{\theta_1 + \theta_2}$$

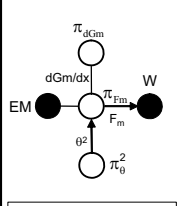
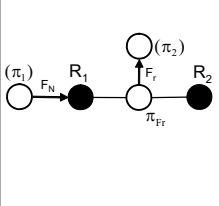
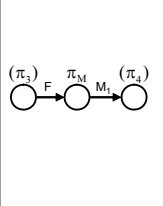
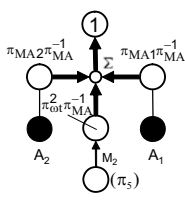
G ₁ : Elektromagnet	G ₂ : Coulomb-Reibung	G ₃ : Kraft-Momenten-Umsetzung	G ₄ : Synchronisierung
 <p>$\pi_{dGm} \cdot \pi_{\theta^2} \cdot \pi_{Fm} = -1/2$</p>	 <p>$\pi_{Fr} = i \cdot \mu$</p>	 <p>$\pi_M = 1/2$</p>	 <p>$\pi_{MA} - \pi_{MA1} - \pi_{MA2} = \pi_{\omega t}^2$</p>
$\pi_{dGm} = \frac{dGm/dx \cdot x^2}{\mu_0 \cdot A}, \pi_{\theta} = \frac{\theta}{l \cdot w}, \pi_{Fm} = \frac{Fm}{\theta^2 \cdot dGm/dx}, \pi_{Fr} = \frac{Fr}{FN}, \pi_M = \frac{M}{F \cdot d}, \pi_{MA} = \frac{M_k}{\Delta\omega^3 \Delta t \theta^*}, \pi_{MA1} = \frac{M_1}{\Delta\omega^3 \Delta t \theta_1}, \pi_{MA2} = \frac{M_2}{\Delta\omega^3 \Delta t \theta_2}, \pi_{\omega t} = \frac{1}{\Delta\omega \Delta t}$ <p>$\theta^* = \frac{\theta_1 \cdot \theta_2}{\theta_1 + \theta_2}$</p> <p>G₁: magnetischer Widerstand, x: Spaltweite, μ_0: magnetische Feldkonstante, A: vom Magnetfluss durchflutete Fläche, F_m: Magnetkraft, θ: magnetische Durchflutung, l: elektrischer Strom, w: Windungszahl, F_r: Reibungskraft, F_N: Normalkraft, M: Drehmoment, F: Kraft, M_k: Kupplungsmoment, M₁: Antriebsmoment, M₂: Beharrungsmoment, $\Delta\omega$: Winkelgeschwindigkeitsdifferenz zwischen An- und Abtrieb, $\theta_{1,2}$: Massenträgheitsmomente von An- und Abtrieb, d: Durchmesser, Δt: Synchronisierungszeit, i: Anzahl der Reibflächen, μ: Haftreibungskoeffizient</p>			

Bild 7: Graphen von Teillösungen für die Synthese einer Kupplungs-Variante, R_{1,2} = Reibflächen, A₁ = Antrieb, A₂ = Abtrieb, EM = Elektromagnet, W = Wirkfläche

Die Teilgraphen der Teillösungen und die daraus ermittelbaren Kennwert-Beziehungen sind in Bild 7 dargestellt. Um die Übersichtlichkeit in den Bildern 7, 8 und 9 zu erhöhen, sind die rechten Seiten der Kennwert-Gleichungen nicht dargestellt.

Die vier Lösungskomplexe sind gemäß der Funktionsstruktur in Bild 6 seriell zu einer Gesamtlösung zu verknüpfen. Mit den folgenden Graphenoperationen lassen sich entsprechend die vier Teilgraphen G_1 bis G_4 zum Gesamtgraph G_{K1} verknüpfen, der das Verhalten einer elektromagnetisch betätigten Reibkupplung beschreibt (siehe Bild 8). Die Graphenelemente werden einfach direkt mit den entsprechenden Kennwerten und physikalischen Größen beschrieben.

$$\begin{aligned}
 & (G_{K1} = G_1 \cup G_2 \cup G_3 \cup G_4) \wedge (\pi_{Fm}(G_{K1}) = \pi_{Fm}(G_1) = \pi_1(G_2)) \wedge \\
 & (R(G_{K1}) = W(G_1) = R_1(G_2)) \wedge (F_N(G_{K1}) = F_m(G_1) = F_N(G_2)) \wedge \\
 & (\pi_{Fr}(G_{K1}) = \pi_{Fr}(G_2) = \pi_3(G_3)) \wedge (\pi_M(G_{K1}) = \pi_2(G_2) = \pi_M(G_3)) \wedge \tag{13} \\
 & (\pi_{\omega t}^2 \pi_{MA}^{-1}(G_{K1}) = \pi_{\omega t}^2 \pi_{MA}^{-1}(G_3) = \pi_4(G_4)) \wedge (M(G_{K1}) = M_1(G_3) = M_2(G_4)) \wedge \\
 & (A_1(G_{K1}) = A_1(G_4) = R_2(G_2))
 \end{aligned}$$

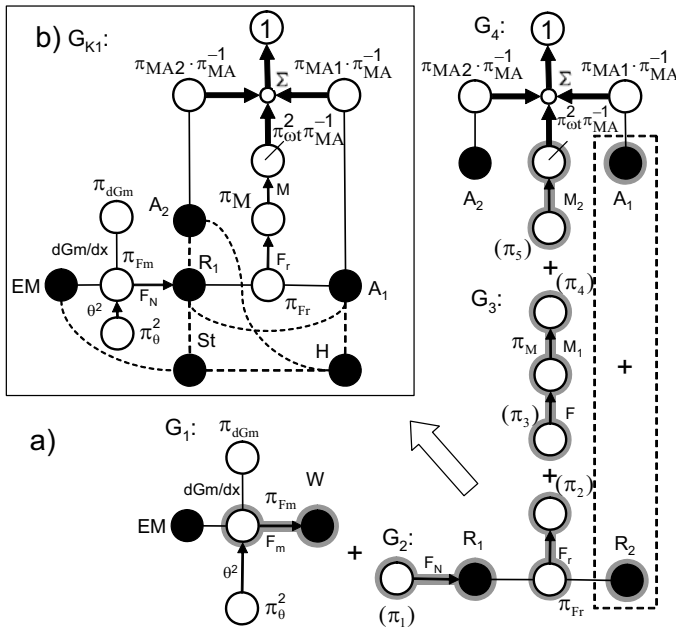


Bild 8: Aggregation von Teilgraphen zu einem Gesamt-Graphen, der die Topologie und Funktion einer elektromagnetisch betätigten Reibkupplung beschreibt

Die vier Teilgraphen enthalten die Baustrukturelemente, die zur Erfüllung der jeweiligen Teilfunktionen notwendig sind. Ausgehend von diesen Elementen lassen sich durch systematische Variationsoperationen neue Gestaltvarianten für die Gesamtlösung finden, indem z.B. zwei Elemente zu einem vereinigt oder ein Element durch zwei ersetzt wird. Ein Beispiel ist im Graphen G_{K1} in Bild 9b dargestellt: die Reibfläche R_2 wurde in den Antrieb A_1 integriert. Wertet man den aggregierten Graphen G_{K1} gemäß den geltenden Rechenregeln aus, so lässt sich eine Kennwert-Gleichung zur quantitativen Beurteilung der elektromagnetisch betätigten Kupplung (Bild 11, 1.Zeile) erzeugen:

$$\frac{\pi_{\theta}^2 \cdot \pi_{dGm} \cdot \pi_{Fm} \cdot \pi_{Fr} \cdot \pi_M}{\pi_{MA}} = \frac{i \cdot \mu}{4 \cdot (\pi_{\omega t}^2 + \pi_{MA1} + \pi_{MA2})} \quad (14)$$

Aus dem aggregierten Graphen G_{K1} können durch einfache Graphenoperationen Prinzipvarianten abgeleitet werden. Beispielhaft soll der Elektromagnet als Teillösung zur elektromechanischen Energiewandlung durch einen piezokeramischen Aktor ersetzt werden. Zur Krafterzeugung der Anpresskraft soll der üblicherweise eingesetzte d_{33} -Effekt genutzt werden. Aus dem Graphen G_{K1} werden die magnetspezifischen Kennzahlen- und Baustuktur-Knoten und alle mit diesen inzidierenden Kanten eliminiert. Es entsteht in einem ersten Schritt der Teilgraph G (siehe Bild 9):

$$G = G_M - EM - St - \pi_{Fm} - \pi_{dGm} - \pi_{\theta}^2 \quad (15)$$

Der den piezokeramischen Aktor repräsentierende Graph G_p wird mit dem Graphen G vereinigt und die Knoten W von G_p und R_1 von G geheftet:

$$(G_{K2} = G_p \cup G) \wedge (W(G_{K2}) = W(G_p) = R_1(G)) \quad (16)$$

Es resultiert ein Graph G_{K2} zur Beschreibung einer Piezo-Kupplungsvariante (Bild 11, 2.Zeile), aus dem folgende Kennwert-Gleichung zur quantitativen Beurteilung algorithmisch abgeleitet werden kann:

$$\frac{\pi_{Fp} \cdot \pi_{Fr} \cdot \pi_M}{\pi_{MA}} = \frac{i \cdot \mu \cdot (\pi_U - \pi_z)}{2 \cdot (\pi_{\omega t}^2 + \pi_{MA1} + \pi_{MA2})} \quad (17)$$

$$\pi_{Fp} = \frac{F \cdot s_{33}^E}{A}, \pi_U = \frac{U \cdot d_{33}}{z_p}, \pi_z = \frac{\Delta z}{z_p}$$

F: Kraft, s_{33}^E : Nachgiebigkeit der Piezokeramik, A: Fläche der Piezokeramik, U: Spannung, d_{33} : piezokeramische Ladungskonstante, z_p : Piezolänge, Δz : Spaltweite

Die Kennzahlen-Topologie-Graphen und deren Verknüpfungen lassen sich auch in Form von Matrizen bzw. Matrizenoperationen darstellen, wodurch sich die Lösungssynthese sehr einfach mit dem Rechner unterstützen lässt.

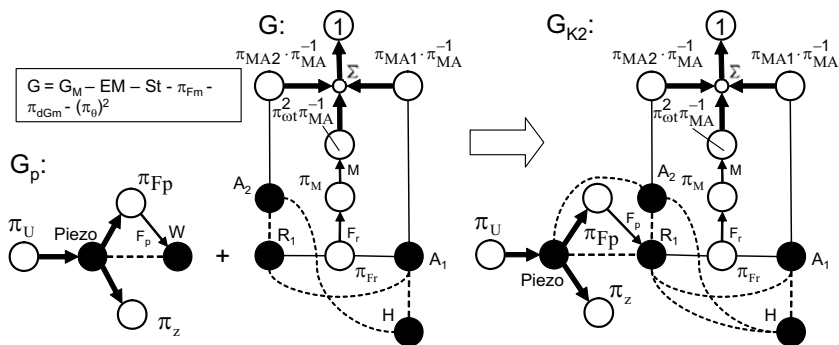


Bild 9: Erzeugen von Prinzipvarianten durch Ersetzen von Teilgraphen

6 Verwendung von Kennzahlen in Konstruktionskatalogen

Ein Konstruktionskatalog ist ein für die Konstruktion nutzbarer - heute i.Allg. rechnerunterstützter - Wissensspeicher, der innerhalb eines gegebenen Rahmens weitestgehend vollständig und systematisch gegliedert ist (z.B. [17, 18]).

Ein Konstruktionskatalog besteht i.d.R. aus einem Gliederungs-, Haupt- und Zugriffsteil. Die zur Gliederung verwendeten Merkmale sollen die wesentlichen funktionalen und strukturellen – d.h. anordnungs- und gestaltspezifischen – Eigenschaften der Lösungen charakterisieren. Die Merkmalausprägungen sind so festzulegen, dass durch den Gliederungsteil eine exhaustive (vollständige) und disjunkte (überschneidungsfreie) hierarchische Unterteilung der Katalogobjekte durchführbar ist.

Eine disjunkte Gliederung bedeutet, dass durch die logische Kombination der Merkmalausprägungen eine eindeutige Unterscheidung der Lösungen möglich ist. Um eine disjunkte Gliederung aufzubauen, sollte die Skalierung der verwendeten Merkmale endlich sein, d.h. die Merkmale sollten eine begrenzte Anzahl von Werten besitzen [18]. Dies ist der Fall, falls die Merkmale nominal oder absolut skaliert sind. Nominal skalierte Merkmale sind Merkmale mit qualitativen und i.d.R. verbal formulierten Ausprägungen, z.B. die „Art der Kraftübertragung“ mit den Ausprägungen „formschlüssig“, „stoffschlüssig“ und „kraftschlüssig“. Absolut skalierte Merkmale sind Merkmale mit einer endlichen Anzahl abzählbarer Werte, wie z.B. die Anzahl von Getriebe-Freiheitsgraden oder Verbindungselementen.

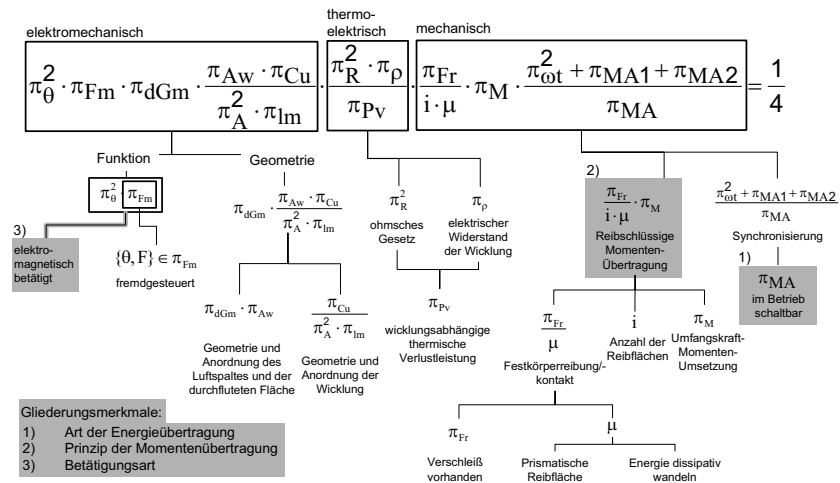


Bild 10: Aus einer dimensionslosen Kennwert-Gleichung abstrahierte Katalogmerkmale und deren Ausprägungen in Form von Kennzahlen

Zugriffsmerkmale müssen Lösungseigenschaften beschreiben, aufgrund derer eine Beurteilung der Lösungen durchführbar ist. Prinzipiell können Merkmale aller Skalentypen zur Beurteilung herangezogen werden. Zwecks einer Bewertung sind metrisch skalierte (kardinal und absolut skalierte) und damit quantifizierbare Merkmale notwendig. Es wird untersucht, inwieweit charakteristische dimensionslose Kennzahlen als Gliederungs- und Zugriffsmerkmale zur Auswahl und überschlägigen Auslegung von Lösungen verwendet werden können. Erste Ansätze zur kennzahlbasierten Beschreibung von kardinal skalierten Zugriffsmerkmalen sind bekannt, z.B. in [19].

Gliederungsteil		Hauptteil			Zugriffsteil
Art der Energieübertragung	Prinzip der Momentenübertragung	Betätigungsart	Ausführungsbeispiel	Kennzahlen-Topologie-Graph	Übertragbares dimensionsloses Moment
πMA (im Betrieb schaltbar)	$\frac{\pi_{FR}}{i \cdot \mu} \cdot \pi_M$ (reibschlüssig)	$\pi_\theta^2 \pi_{Fm}$ (durch elektromagnetische Kraft)	Magnetkupplung 		$\pi MA = \frac{\pi}{4} i \cdot \mu \cdot \pi_{em} \cdot \pi_{tm}$ $\pi_{em} = \frac{\mu_0 k_{Cu}}{\rho_{el} \Delta t} \cdot \frac{B^3 b}{\Delta z^2}$ $\pi_{tm} = \frac{d_m^2 \Delta \theta \alpha_K}{\Delta \omega^3 \theta^*}$ $\pi MA = \frac{M_k}{\Delta \omega^3 \Delta \theta^*}$
			$\pi U \wedge \pi Fp$ (durch piezoelektrisch induzierte Kraft)	Piezokupplung 	
$-\pi MA$ (nicht im Betrieb schaltbar)	$\pi_3 = \frac{X_1}{X_2}$ $\wedge \pi MB$ (formschlüssig und drehstarr)	$\pi_\theta^2 \pi_{Fm}$ (durch elektromagnetische Kraft)	Elektromagnetisch geschaltete Zahnk. 		$(\pi_s = \pi_{em} \cdot \pi_{tm}) \wedge$ $(\pi MB = \frac{z}{12} \cdot \pi_3)$ $\pi_{tm} = \frac{d_m \Delta \theta \alpha_K}{\Delta \omega \cdot L_{max} \cdot c} \cdot \pi_3 = \frac{L}{b}$ $\pi_s = \frac{s}{\Delta t \cdot \Delta \omega \cdot L_{max}}$
$-\pi MA$ (nicht im Betrieb schaltbar)	$\pi_2 = \mu$ $\wedge \pi MB$ (reibschlüssig und drehstarr)	-	Scheibenkupplung 		$\pi MB = \frac{z}{2} \cdot \pi_2$ $\pi MB = \frac{M_k}{\sigma_z \cdot A_s} \cdot \frac{1}{d_m}$ $\pi_2 = \mu$
			Zahnkupplung 	$\pi MB = \frac{z}{12} \cdot \pi_3$ $\pi MB = \frac{M_k}{\sigma_b \cdot d^2 \cdot r}$ $\pi_3 = \frac{L}{b}$	
Anforderungen, Restriktionen (Auszug)		Kennzahlen zur Auswahl			
Nicht im Betrieb schaltbar		$-\pi MA$			
Reibschlüssige Momentenübertragung		$\pi_2 = \mu$			
Maximaler Durchmesser		$\pi_d = \frac{d}{d_{max}} < 1$			
		$-\pi MA \wedge \pi_2$			

Bild 11: Lösungskatalog für die Aufgabe „Übertragen von Drehmomenten“ mit Merkmalausprägungen in Kennzahlenform (Auszug)

Der Kennzahlen-Ansatz ist weitergehend nutzbar, falls sich nominal oder ordinal skalierte Werte von Zugriffsmerkmalen durch Konkretisierung auf metrische Skalenniveaus bringen lassen und durch Kennzahlen dargestellt werden können.

Mit Kennzahlen sind Zusammenhänge direkt durch Zahlenwerte angebbbar, woraus eine höhere Invarianz bei der Beschreibung von Lösungen resultiert. Zum Beispiel lässt sich das Merkmal „Höhe der erzeugbaren Kraft“ mit den relativ unbefriedigenden Werten „klein“, „mittel“, „groß“ in [17] bei Kenntnis der algebraischen Beziehung relativ einfach quantifizieren. Bei dem Merkmal „Höhe des Montageaufwands“ ist dies weitaus schwieriger, da das Aufstellen einer algebraischen Beziehung aufgrund der vielen Einflussfaktoren nicht möglich oder sehr aufwendig wäre. Die Ausprägung ist diesem Fall häufig - besonders in frühen Phasen - nur grob abschätzbar und nur in Form eines relativen Wertes, z.B. bezogen auf eine Ideallösung, als Kennzahl verfügbar.

Ein weiterer Vorteil der Kennzahldarstellung liegt darin, dass sich durch Aggregation von Kennzahlen komplexere Merkmale darstellen und quantifizieren lassen, wie z.B. das übertragbare Drehmoment pro Bauvolumen oder der Energieverbrauch pro Masse. Nominal skalierte Merkmale – die sich besonders zum Gliedern von Lösungen eignen – lassen sich durch eine endliche Anzahl von Potenzprodukten darstellen. Der Vorteil des Einsatzes von Kennzahlen im Gliederungsteil ist, dass im Vergleich zur üblichen verbalen Darstellung sehr einfach die geforderte Disjunktivität und Vollständigkeit der Merkmalausprägungen überprüft werden können. Die für Lösungen charakteristischen Kennzahlen-Komplexe lassen sich direkt aus Kennwert-Gleichungen herleiten und eindeutig nominalen Merkmalen zuordnen.

Bild 10 verdeutlicht anhand der in ersten Zeile des Katalogs (Bild 11) aufgeführten Magnetkupplung die stufenweise Merkmalextraktion und die Ermittlung der korrespondierenden Kennzahlen. Die nummerierten Felder zeigen die aus der Lösung abgeleiteten Ausprägungen der Gliederungsmerkmale. Das graue Feld (in Bild 10 links unten) enthält die zugehörigen Merkmale. Die anderen in Bild 10 dargestellten Merkmale können z.B. als Zugriffsmerkmale genutzt werden. Bild 11 zeigt einen Ausschnitt eines Kupplungskatalogs, der im Hauptteil für jede Lösung eine Prinzipskizze und den die Momentenübertragung beschreibenden Kennzahlen-Topologie-Graphen enthält.

Die Disjunktivität der Gliederungsmerkmale ist gegeben, falls eine Kennzahl die Ausprägung nur eines Gliederungsmerkmals charakterisiert. Dies lässt sich in Anlehnung an [20] in folgender Weise mathematisch formalisieren: Sind alle n Kennzahlen π_i , die Ausprägungen von Gliederungsmerkmalen beschreiben, in einer nicht leeren, endlichen Menge Π_G zusammengefasst und lässt sich die Menge Π_G durch eine Vereinigung von m Teilmengen T_r darstellen, die jeweils ein Gliederungsmerkmal G_r repräsentieren, dann ist eine disjunkte Gliederung gegeben, falls die Teilmengen T_r elementfremd sind:

$$\left(\Pi_G = \bigcup_{r=1}^m T_r \right) \wedge (T_r \cap T_s = \emptyset); \Pi_G = \{\pi_1, \dots, \pi_n\}, r, s = \{1, \dots, m\}; r \neq s; T_r \neq \emptyset \quad (18)$$

Diese Bedingung ist bei allen im Katalog (Bild 11) aufgeführten Lösungen erfüllt. Zum Beispiel werden für die Piezolösung die Kennzahlen $T_1 = \{\pi_{MA}\}$, $T_2 = \{i, \mu, \pi_{Fr}, \pi_M\}$ und $T_3 = \{\pi_U, \pi_{Fp}\}$ im Gliederungsteil verwendet und es gilt – wie gefordert – $(T_1 \cap T_2 = \emptyset) \wedge (T_1 \cap T_3 = \emptyset) \wedge (T_2 \cap T_3 = \emptyset)$.

Auf Basis von bestehenden Lösungen lassen sich durch Variation „weiße Felder“ erzeugen und die entsprechenden Merkmalausprägungen der Varianten, Graphen und Berechnungsgleichungen algorithmisch generieren. Als Ausgangslösung wird beispielhaft die formschlüssige Zahnkupplung (letzte Zeile des Katalogs in Bild 11) benutzt. Die Lösung soll variiert werden, damit eine Betätigung durch Magnetkraft und damit ein Schalten im Stillstand möglich ist.

Die Momentenübertragung erfolgt – wie bei der Ausgangslösung – durch Formschluss. Es kann für das Prinzip der Momentenübertragung die Ausprägung der formschlüssigen Zahnkupplung übernommen werden. Aufgrund des Formschlusses ist die erzeugte Lösung nicht im Betrieb schaltbar und deshalb π_{MA} nicht in der Lösungsbeschreibung enthalten ($\neg\pi_{MA}$). Die Betätigung erfolgt elektromagnetisch, so dass das entsprechende Kennzahl-Produkt der reibschlüssigen Magnetkupplung (erste Katalog-Zeile in Bild 11) verwendet werden kann.

Der Kennzahlen-Topologie-Graph für die neue Prinzipslösung lässt sich aus den Teilgraphen der reibschlüssigen Magnetkupplung, der Zahnkupplung und zusätzlich einem Graphen, der die Feder zur Ankerrückstellung beschreibt, gewinnen. Verknüpft man die drei Teilgraphen –

wie in Kapitel 5.2 beschrieben – , resultiert der Graph der erzeugten Variante (grau hinterlegte Zeile in Bild 11). Durch algorithmische Auswertung des Graphen entstehen zwei Kennwert-Gleichungen, mit denen die Magnetabmessungen als Funktion des Einrückweges (π_s) und das übertragbare Drehmoment (π_{MB}) berechnet werden können.

Die Auswahl von Lösungen aus dem Konstruktionskatalog kann anhand von Anforderungen und Restriktionen erfolgen (Bild 11). Soll eine Kupplung z.B. permanent, d.h. nicht schaltbar, und reibschlüssig ein Drehmoment übertragen, lässt sich auf Grundlage der konjunkativen Verknüpfung der durch die Festforderungen vorgegebenen Kennzahlen ($\neg\pi_{MB} \wedge \mu$) ein Vergleich mit den Kennzahlen des Gliederungsteils vornehmen. In diesem Fall ist die Scheibenkupplung die einzige geeignete Lösung. Mit Hilfe der Kennwert-Gleichung im Zugriffsteil kann - unter Berücksichtigung von Restriktionen, wie ($d/d_{max} < 1$), - direkt eine Auslegung der Kupplung vorgenommen werden. Zum Beispiel lässt sich mit vorgegebenen Werten für σ_{zul} und μ direkt der notwendige Spannungsquerschnitt $z-A_s$ der zur Vorspannung notwendigen Schrauben festlegen.

Literaturverzeichnis

- [1] Franke, H.-J.: Untersuchungen zur Algorithmisierbarkeit des Konstruktionsprozesses. Dissertation Technische Universität Braunschweig. 1976
- [2] Franke, H.-J.: Konstruktive Ähnlichkeit – ein komplexer aber nützlicher Begriff. In: Prof. Dr.-Ing. E.h. Wolfgang Beitz zum Gedenken – sein Wirken und Schaffen. Berlin: Springer-Verlag, 1999
- [3] Buckingham, E.: On Physically Similar Systems: Illustration of the Use of Dimensional Equations. In: Phys. Review, Vol. IV, No. 4, 1914, S. 346-376
- [4] Weber, M.: Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik und sein Zusammenhang mit der Dimensionslehre und der Modellwissenschaft. Jahrbuch Schiffbautechnische Gesellschaft 31, 1930, S. 274-354.
- [5] Pawlowski, J.: Die Ähnlichkeitstheorie in der physikalisch-technischen Forschung. Grundlagen und Anwendung. Berlin: Springer-Verlag, 1972
- [6] Taylor, E. S.: Dimensional analysis for engineers. Oxford: Clarendon Press, 1974
- [7] Bridgman, P.: Dimensional analysis. New Haven: Yale University Press, 1922
- [8] Franke, H.-J., Deimel, M.: Zusammenhänge zwischen Funktion und topologischer Struktur. Proceedings 50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, Technische Universität Ilmenau, 19-23. September 2005

- [9] Ashby, M. F.: *Materials Selection In Mechanical Design*. Second Edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1999
- [10] Simonek, R.: *Ein Beitrag zur Ermittlung der Speziellen Funktionsstruktur in der Konstruktion*. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 1974
- [11] Birkhofer, H.: *Analyse und Synthese der Funktionen technischer Produkte*. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 1, Nr. 70. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1980
- [12] Franke, H.-J., Deimel, M.: *Using similarity ratios for finding, evaluating and optimizing of principle solutions*. In: *Proceedings of the 9th International Design Conference - DESIGN 2006*, Dubrovnik, S. 9-20
- [13] Franke, H.-J. et al.: *Die Allgemeine Funktionsstruktur – ein wesentliches Hilfsmittel zum methodischen Konstruieren*. In: *Konstruktion* 24, 1972, S. 277-282
- [14] MacFarlane, A. G. J.: *Engineering Systems Analysis*. London: George G. Harrap Co. Ltd., 1964
- [15] Drebing, U.: *Zur Metrik der Merkmalbeschreibung für Produktdarstellende Modelle beim Konstruieren*. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 1990
- [16] Kopp, F. O.: *Ein Beitrag zur Struktursynthese von Mechanismen*. Dissertation Technische Hochschule Hannover, 1973
- [17] Franke, H.-J. et al.: *Aufbau und Verwendung von Katalogen für das methodische Konstruieren*. In: *Konstruktion* 24, 1972, S.449-458
- [18] Roth, K.: *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen*. Band 2: *Konstruktionskataloge*. 2. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 1994
- [19] Schneider, J.: *Konstruktionskataloge in der Antriebstechnik*. Dissertation Technische Hochschule Darmstadt. Darmstadt: Hoppenstedt & Co., 1985
- [20] Derhake, T.: *Methodik für das rechnerunterstützte Erstellen und Anwenden flexibler Konstruktionskataloge*. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 1990

Entwicklung und Konstruktion eines Wellenenergieumwandlungssystems

Entwicklung, Konstruktion und Erprobung eines Versuchsstandes zur Umwandlung von Meereswellenenergie in elektrische Energie nach dem Prinzip Point Absorber in Verbindung mit einem Lineargenerator

Dipl.-Ing. **Jürgen Siegl**, Prof. Dr.-Ing. **Pentscho Pentschew**, Rostock

Kurzfassung

Der Bericht befasst sich mit der Entwicklung und der Konstruktion eines Systems zur Meereswellenenergieumwandlung nach dem Prinzip Point Absorber mit einem Freiheitsgrad in Kombination mit einem Lineargenerator.

Zu Beginn werden zunächst einige wichtige Verfahren und Wirkprinzipien zur Umwandlung von Meereswellenenergie in nutzbare Energieformen dargestellt. Danach wird das Umwandlungsprinzip Point Absorber in Kopplung mit einem linearen Generator als Variante mit einem Freiheitsgrad vorgestellt. Es wird auf die Erstellung der Konstruktion eines Versuchsstandes für Freilandexperimente an der Seebrücke in Boltenhagen mit einer speziell an die dort vorherrschenden Seegangsbedingungen angepassten Point-Absorber-Umwandlungseinheit eingegangen.

Zum Abschluss des Vortrages werden die Forschungsergebnisse der Freilandversuche in Boltenhagen kurz umrissen und es wird ein Ausblick gegeben.

1 Verfahren zur Umwandlung der Meereswellenenergie in nutzbare Energieformen

Aufgrund der großen Anzahl verschiedener Wellenenergieumwandlungssysteme, die in der geschichtlichen Entwicklung entstanden sind, wurden von [1,2 und 3] einige Möglichkeiten ihrer Klassifizierung und Strukturierung vorgeschlagen. Zwei dieser Möglichkeiten werden nachfolgend erläutert.

I. Klassifizierung nach dem Charakter der Umwandlungseinheit [2]:

passive Konverter und

aktive Konverter.

Diese Zweiteilung beruht auf der Betrachtungsweise, ob Bestandteile oder Baugruppen eines Konverters direkt durch die Welle in Bewegung gesetzt werden und somit die

Bewegungsenergie dieser Teile genutzt wird (aktiv) oder ob die gesamte Struktur in Bezug zur Ruhewasserlinie unbeweglich bleibt (passiv).

Da durch diese Unterteilung die Wellenenergiewandler in zwei große Gruppen gegliedert werden, eignet sie sich sehr gut für eine erste, grobe Klassifizierung.

Die zweite hier als Beispiel aufgeführte Gruppierungsmöglichkeit der Wellenenergiewandler eignet sich auf Grundlage der vorangegangenen Klassifizierungsmöglichkeit sehr gut für eine tiefere oder feinere Strukturierung.

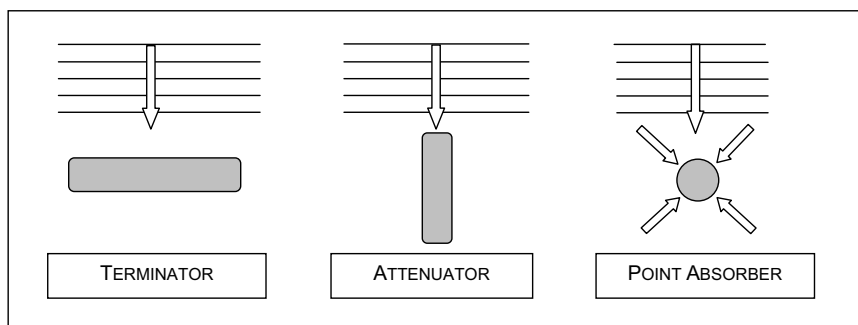


Bild 1: Unterscheidung der Wellenenergiewandler nach ihrer Lage zur Wellenfront

II. Es wird nach der Lage des Konverters zur Wellenfront unterschieden (Bild 1):

Die Anordnung des Absorbers ist parallel zur Wellenfront oder senkrecht zur dominierenden Wellenanlaufichtung. Diese Systeme werden auch als TERMINATOR bezeichnet.

Die Lage der Umwandlungseinheit ist senkrecht zur Wellenfront oder in einer Linie mit der vorherrschenden Wellenfortschrittsrichtung. Systeme dieser Gruppe werden oft ATTENUATOR genannt.

Die Energiewandlung durch den Konverter ist unabhängig von der Richtung der einfallenden Welle. Da die Abmessungen der Absorber solcher Systeme im Vergleich zur Wellenlänge meist klein sind – sie also punktförmig wirken – werden diese Konverter auch als POINT ABSORBER bezeichnet.

Aus dieser Unterteilung der Wellenenergieumwandlungsprinzipien sollen hier zwei wichtige Verfahren genannt und veranschaulicht werden:

Das erste Verfahren ist das OWC-PRINZIP wie es in Bild 2 dargestellt ist. Da bei diesem Prinzip eine schwingende (oszillierende) Wassersäule am Energieumwandlungsprozess beteiligt ist, wird dieses Umwandlungsverfahren als OWC-PRINZIP (oscillating water column) bezeichnet.

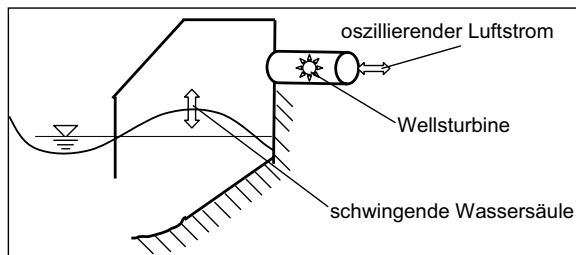


Bild 2: Veranschaulichung des OWC-PRINZIPS

Das zweit hier genannte Wellenenergieumwandlungsverfahren ist das OVERTOPPING-PRINZIP. Hier wird die Eigenschaft von Wellen ausgenutzt, dass diese in Wellenfortschrittsrichtung an Rampen, die über die Ruhewasserlinie hinausgehenden, aufzusteigen und somit Wasservolumen auf ein gegenüber dem Ruhewasserspiegel höheres Niveau zu heben.

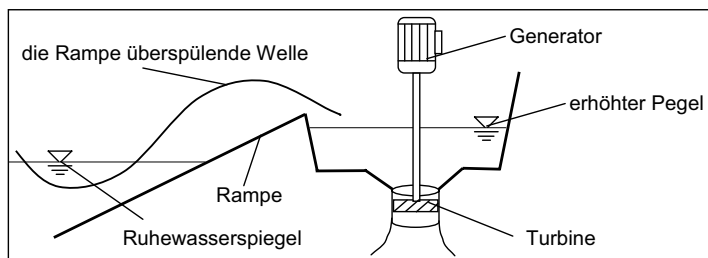


Bild 3: Veranschaulichung des OVERTOPPING-PRINZIPS

Damit hat dieses erhöhte Wasservolumen eine zusätzliche potentielle Energie, die nach Sammlung einer notwendigen Menge über die Kopplung von Turbinen mit Generatoren in Elektroenergie umgewandelt werden kann. Da sich das durch die Rampe aufgestiegene Wasser über das obere Ende der Rampe hinweg in geeignete Becken ergießt oder dieses befüllt, wird das Verfahren der Wellenenergienutzung auch als OVERSPILLING- oder OVERTOPPING-PRINZIP bezeichnet (s. Bild 3).

Beide Prinzipien gehören zu den passiven Umwandlungssystemen und sind in den meisten Fällen in die hier genannte Unterkategorie Terminator einzuordnen.

Auf einen wichtigen Vertreter des aktiven Wellenenergieumwandler wird im nächsten Abschnitt näher eingegangen.

2 Entwicklung eines Umwandlungssystems nach dem Prinzip Point Absorber

Für weitere Untersuchungen wurde sich ausgehend von einer umfangreichen Literatur-, Patent- und Internetrecherche für ein aktives Wellenenergieumwandlungssystem nach dem Prinzip Point Absorber entschieden.

Das Wirkprinzip beruht auf einem zylindrischen Point Absorber, der durch die Meereswellen in vertikale Bewegungen versetzt wird. Die Bewegungsenergie des Point Absorbers kann auf verschiedenem Wege in nutzbare Energieformen umgewandelt werden. Eine Möglichkeit diese Bewegungsenergie direkt – also ohne weitere Energieumwandlungsstufen – in elektrische Energie zu transformieren, ergibt sich durch den Einsatz eines Lineargenerators. Einige wichtige Entwicklungsvarianten, die dieses Prinzip ausnutzen, sind in Bild 4 dargestellt.

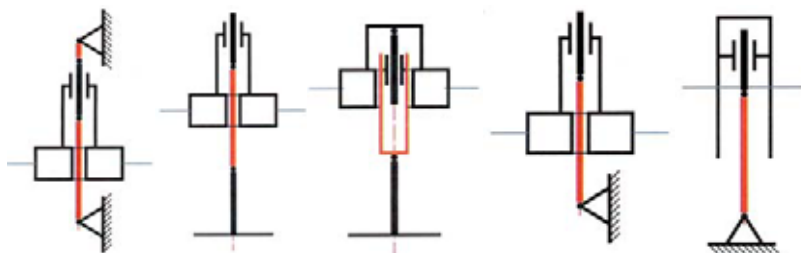


Bild 4: Entwicklungsvarianten, entworfen durch das Ingenieurbüro Kölpin GmbH

Aufbauend auf diesen Varianten von Point Absorbern wurde sich für ein einfaches Wellenenergieumwandlungssystem mit einem Freiheitsgrad entschieden, wie es in Bild 5 zu sehen ist.

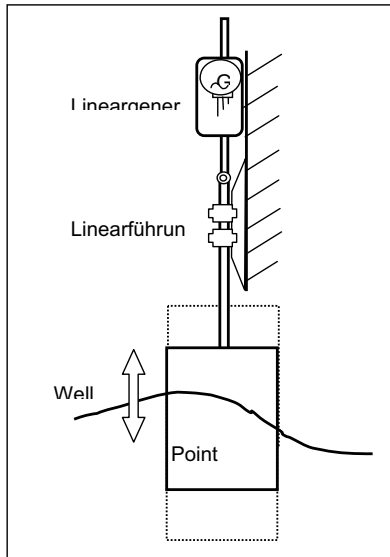


Bild 5: Schematische Darstellung des gewählten Umwandlungssystems: Pointabsorber mit einem Freiheitsgrad in Verbindung mit einem Lineargenerator



Bild 6: In den experimentellen Untersuchungen eingesetzter Lineargenerator, hier mit einem 950 mm langen Sekundärteil

Dabei ist der Point Absorber mit einer Linearführung verbunden, die nur eine Bewegung in vertikaler Richtung zulässt. Das Führungssystem bildet gleichzeitig das Koppelglied des Point Absorbers mit dem Lineargenerator.

Die Umwandlung der Bewegungsenergie des Pointabsorbers in elektrische Energie erfolgt mit einem dreiphasigen, permanentmagneterregten Lineargenerator. Bei dem Lineargenerator handelt es sich ursprünglich um einen Linearmotor, der als Öffnungs- und Schließmotor für Fahrstuhlüren bestimmt war und für die Untersuchungen im Generatorbetrieb eingesetzt wird – siehe Bild 6.

Bei experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der Kennwerte des Lineargenerators stellte sich heraus, dass sein Wirkungsgrad maximal 14% beträgt. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass der als Lineargenerator eingesetzte Linearmotor eigentlich nicht für einen Generatorbetrieb bestimmt ist.

3 Konstruktion und Bau eines Energiewandlers für Freilandversuche

Im Anschluss an die Entscheidung für das Wellenenergieumwandlungssystem Point Absorber mit einem Freiheitsgrad in Verbindung mit einem Lineargenerator wurden Laborversuche im Wellentank der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der Universität Rostock durchgeführt. Die Experimente dienten unter anderem der Überprüfung der Funktionsweise des Systems unter definierten Bedingungen, der Ermittlung des Gesamtumwandlungsgrades des Umwandlungssystems unter Laborbedingungen sowie der Verifizierung eines zuvor entwickelten mathematischen Modells zur Bestimmung des Energieabsorptionsgrades des zylindrischen Schwimmers für reguläre Wellen.

Ein weiteres wichtiges Ziel der Laborversuche war die Gewinnung von Erkenntnissen für eine Anwendung des Systems unter natürlichen Bedingungen. Die Erfahrungen aus den Experimenten im Wellentank konnten somit direkt in die Entwicklung eines Versuchsstandes zur Erprobung des Energieumwandlungssystems in der Ostsee angewendet werden.

Für Versuche unter natürlichen Seegangsbedingungen wurde der Standort Boltenhagen gewählt. Gründe hierfür sind zum einen die vorhandene Messstation der Firma MesSen Nord GmbH zur Erfassung von Seegangs und Wetterdaten und zum anderen die Seebrücke, an der mit vertretbarem Aufwand ein Wellenenergieumwandlungssystem angebracht werden kann.

Bei der Dimensionierung und Konstruktion des Wellenenergiekonverters und seiner Trägerstruktur wurden die Seegangsdaten des Versuchsstandortes berücksichtigt. Unter Beachtung der Auftretenden Wellenkräfte wurde die in Bild 9 dargestellte Versuchsanordnung konstruiert.

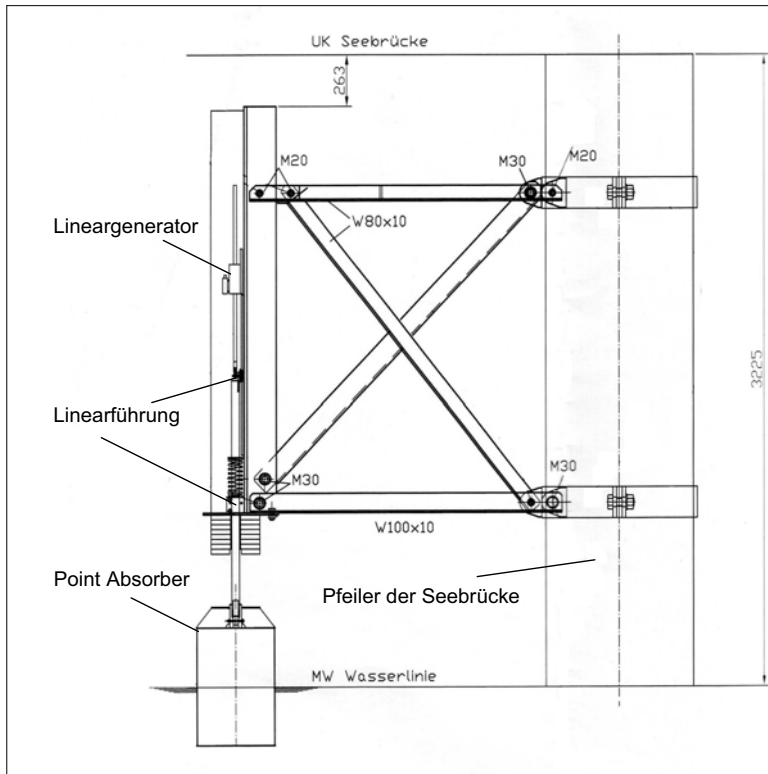


Bild 7: Befestigungskonstruktion zur Montage der Umwandlungseinheit an der Seebrücke Boltenhagen

Das Wellenenergieumwandlungssystem wurde so angepasst, dass bei den vorherrschenden Seegangsbedingungen ein möglichst hoher Gesamtumwandlungsgrad erzielt werden kann.

Die Wellenenergieumwandlungseinheit und die Trägerstruktur wurden von der Firma REAN GmbH in Sassnitz gefertigt. Die Messtechnik zur Ermittlung der in elektrische Energie umgewandelten Seegangsenergie wurde von der Firma MeSen Nord GmbH aus Stäbelow entwickelt. Alle Bauteile und Baugruppen wurden am 13.07.2006 an den letzten Brückenpfeiler vor dem Brückenkopf der Seebrücke in Boltenhagen montiert. Die betriebsbereite Versuchsanordnung ist in Bild 8 zu sehen.

Die Parameter des eingesetzten Point Absorbers sind in Tabelle 1 enthalten. Sie wurden so festgelegt, dass der Schwimmer möglichst viel Energie aus dem Seegang absorbiert.

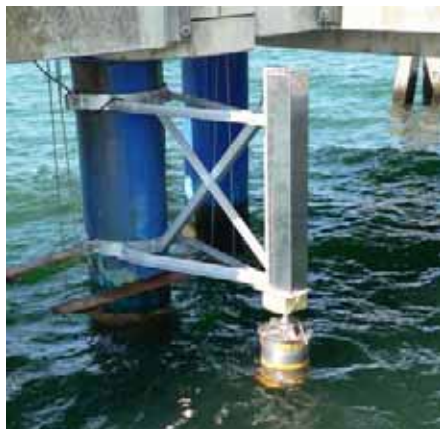


Bild 8: Wellenenergieumwandlungseinheit an der Seebrücke Boltenhagen

Tabelle 1: Parameter des in den Freilandversuchen verwendeten Point Absorbers

Höhe	H_s	0,60 m
Durchmesser	D_s	0,40 m
Masse (leer)	m_{leer}	13,10 kg
Ballastmasse	m_{Ballast}	13,40 kg
Führungsstange	m_F	8,11 kg
Gesamtmasse	m	34,61 kg
Gesamtvolumen	V_s	75,40 dm ³
Tauchtiefe	T_s	0,27 m

Zur Bestimmung der Parameter des Schwimmers wurde unter anderem das im Zusammenhang mit den Versuchen entwickelte mathematische Modell verwendet.

4 Ergebnisse der Freilandversuche

Die experimentellen Untersuchungen unter natürlichen Seegangsbedingungen fanden im Zeitraum zwischen dem 13.07. und dem 26.09.2006. In dieser Zeit wurden drei Messreihen mit unterschiedlichen Messintervallen durchgeführt. Die Eckdaten der Messreihen sind in Tabelle 2 aufgelistet.

In Abhängigkeit des Messintervalls wurden in Abständen von fünf Minuten, zwei Minuten und zwanzig Sekunden die Werte für die Spannung des Lineargenerators U_{LG} auf einem Datenlogger gespeichert. Je Messreihe wurden etwa 30.000 Messwerte erfasst.

Tabelle 2: Messreihen der Experimente an der Seebrücke in Boltenhagen

	Messreihe 1	Messreihe 2	Messreihe 3
Datum	13.7. – 29.8.05	29.8. – 20.9.05	22.9. – 26.9.05
Zeitintervall der Messwerterfassung	5 min	2 min	20 s

Über die Gleichung

$$P_{LG} = U_{LG}^2/R_L \quad [W] \quad (1)$$

mit

U_{LG} gemessene Spannung am Lineargenerator [V] und

R_L Lastwiderstand des Lineargenerators, $R_L = 6,8 \Omega$

kann die erzeugte Leistung des Lineargenerators P_{LG} ermittelt werden. Aufgrund des großen Umfangs der Messergebnisse soll hier ein Auszug der gewonnenen Daten gezeigt werden.

In den Bildern 9 und 10 ist sowohl die gemessene Generatorspannung U_{LG} als auch die über Gleichung (1) berechnete Leistung des Lineargenerators dargestellt.

Ein primäres Ziel der Experimente ist die Bestimmung des Gesamtumwandlungsgrades η_{ges} des Systems.

Dieser kann mit

$$\eta_{ges} = \frac{P_{LG}}{P_{Welle}} \quad (2)$$

bestimmt werden. Dabei ist

$$P_{Welle} = 0,49 \cdot H_{1/3}^2 \cdot T \cdot D_S \quad [W] \quad (3)$$

mit $H_{1/3}$ als signifikante Wellenhöhe in Metern im untersuchten Zeitraum [1]. T ist die vorherrschende Periodendauer der Wellen und D_S der Durchmesser des Schwimmers.

Während der Freilandversuche konnte ein Gesamtumwandlungsgrad η_{ges} von maximal 1,3% erreicht werden. Dieser geringe Umwandlungsgrad wird vor allem auf folgende Gründe zurückgeführt:

Die unzureichende Ausrichtung des Umwandlungssystems auf den Ruhewasserspiegel. Aufgrund des unvorhersehbar stark schwankenden Ruhepegels der Ostsee am Versuchsstandort war eine exakte vertikale Positionierung des Umwandlungssystems nicht möglich. Folglich befand sich der Point Absorber oft in der Nähe der oberen Schwingwegbegrenzung und eine harmonische Bewegung des Schwimmers war nicht möglich.

Die speziell für die Versuche entwickelte Linearführung war zu schwergängig, sodass ein Großteil der Wellenenergie im Führungssystem verbraucht wurde.

Der verwendete Lineargenerator war nicht für die Umwandlung von Bewegungsenergie in elektrische Energie optimiert. Sein Wirkungsgrad wurde mit maximal 14% bestimmt.

In den zuvor durchgeführten Experimenten unter Laborbedingungen im Schlepptank der Universität Rostock konnten unter Verwendung des gleichen Generators Gesamtumwandlungsgrade von bis zu 20% erreicht werden.

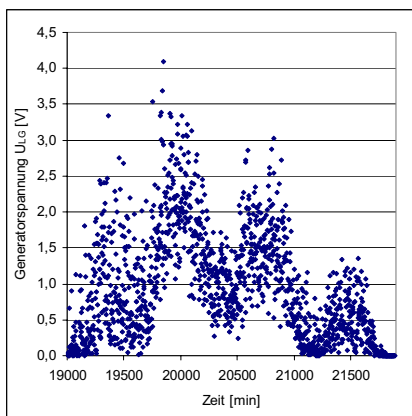


Bild 9: Generatorspannung 11. bis 13.9.05

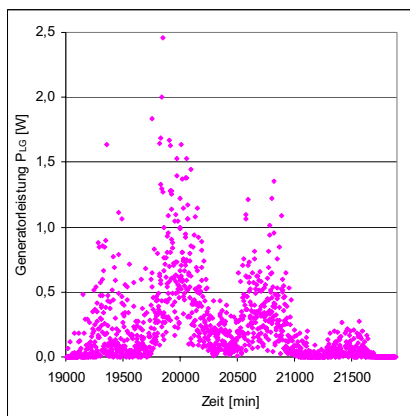


Bild 10: Generatorleistung von 11. bis 13.9.05

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die experimentellen Untersuchungen zur Umwandlung von Meereswellenenergie in elektrische Energie haben gezeigt, dass das ausgewählte Energieumwandlungsprinzip unter natürlichen Bedingungen funktionstüchtig ist.

Bei einer Weiterentwicklung des Systems muss allerdings auf folgende Dinge geachtet werden:

Optimierung des Lineargenerators für den Einsatz unter den gegebenen Bedingungen.

effizientere Gestaltung der Linearführung.

optimale Ausrichtung des Systems auf den Ruhewasserspiegel.

Die Ergebnisse dieses Beitrags basieren auf dem Abschlussbericht zum Forschungsprojekt „Grundlagen und Verfahren zur umweltgerechten und effektiven Umwandlung von

Meereswellenenergie in elektrische Energie“ [4]. Das Forschungsprojekt wurde vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) gefördert.

Weitere Untersuchungsergebnisse können ebenfalls [5] entnommen werden.

Literatur

- [1] Thorpe, T. W.: A Brief Review of Wave Energy, A report produced for The UK Department of Trade and Industry, Oxfordshire, 1999
- [2] Dursthoff, W.: Nutzung der Seegangsenergie, Universität Hannover, Hannover, 1992
- [3] Graw, K.-U.: Wellenenergie – eine hydromechanische Analyse, Institut für Grundbau, Abfall- und Wasserwesen, Bergische Universität – Gesamthochschule Wuppertal, Herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. H. Kaldenhoff, Wuppertal, 1995
- [4] Abschlussbericht des Forschungsprojektes: Grundlagen und Verfahren zur umweltgerechten und effektiven Umwandlung von Meereswellenenergie in elektrische Energie, gefördert vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF), Förderkennzeichen: 03i 0719, Universität Rostock, 2006
- [5] Pentschew, P.; Siegl, J.; Luderer, B.: New Results for Transformation of Sea Waves Energy in Electrical Energy by Linear Generator, International Conference on Marine Science and Technology, Black Sea 2004 Proceedings, Volume I, Varna, 2004

Entwicklung eines virtuellen Bedienkonzepts für Maschinen

Prof. Dr.-Ing. habil. **R. Stelzer**, Dr.-Ing. **W. Steger**, Dipl.-Ing. **T. N. Doan**
Technische Universität Dresden

Kurzfassung

Im Produktentwicklungsprozess wird zunehmend mit virtuellen Modellen gearbeitet. Neben der Visualisierung gewinnen beispielsweise die Simulation des Produktverhaltens oder die virtuelle Erprobung der Bedienung und Nutzung des Produkts an Bedeutung. Zur realitätsnahen Einwirkung auf Simulationen und zur effizienten Modellierung der virtuellen Produkte sind entsprechende virtuelle Bedienelemente erforderlich. Der Beitrag beschreibt ein Konzept zur systematischen Spezifikation und Anwendung derartiger Elemente in VR-Szenen.

1. Virtuelle Realität in der Produktentwicklung

Im Engineeringprozess werden mit einer Vielzahl von Softwarewerkzeugen Informationsbestände generiert, die das künftige Produkt und seine Eigenschaften in allen Facetten beschreiben. Ergebnisse von Entwicklungsschritten müssen permanent validiert werden; dies aber zu einem Zeitpunkt, an dem das Produkt zunächst überwiegend immateriell ist. Die Nutzung von materiellen Mustern oder Prototypen ist hier bewährt, jedoch kosten- und zeitintensiv sowie auf ausgewählte Produktmerkmale begrenzt (z.B. Designmuster ohne Funktion). Softwaregestützte Verifikationsmethoden sind häufig eingeschränkt durch ungenügende Verfügbarkeit, realitätsfernes „look and feel“ oder mangelhafte Interaktionsmöglichkeiten.

In den letzten Jahren haben Entwicklungen vor allem im hardwaretechnischen Bereich (HMDs, Tracking- Systeme, Stereodisplays/-projektionen, haptische und akustische Geräte) neue Wahrnehmungshorizonte eröffnet. Diese Komponenten sind auf Grund einer neuen Qualität der Wirklichkeitsabbildung zusammenfassend mit dem Begriff virtual reality- (VR-) Technik bezeichnet worden. Bezug nehmend auf virtuelle Prototypen eröffnen sich mit VR-Technik erweiterte Möglichkeiten bei deren Erstellung und Nutzung, insbesondere unter dem funktionalen Aspekt der Interaktion mit dem Prototyp.

2. Virtuelles Bedienkonzept für Maschinen

2.1 Anwendungsszenario

Alle Maschinen und Anlagen besitzen mehr oder weniger komplexe Bedienelemente, über die Schaltvorgänge ausgelöst oder Steuerinformationen eingegeben werden. Darunter fallen beispielsweise Drucktaster, Dreh- und Kippschalter, Handräder, Kurbeln, Joysticks etc. Über diese Elemente führt der Maschinenbediener im Betrieb die Maschine oder Anlage (Bild 1).



Bild 1: Bedienelemente an einer elektrischen Schalteinrichtung

In der Produktentwicklungsphase ist es notwendig, die Bedienung der Maschine einschließlich der dafür erforderlichen Elemente zu konzipieren und auszuarbeiten. Für die Verifikation des Bedienkonzeptes werden üblicherweise gegenständliche Prototypen gebaut. An ihnen können beispielsweise die Erreichbarkeit und Anordnung von Bedienelementen oder erforderliche Steuerbewegungen erprobt und beurteilt werden.

Überträgt man die Erprobung von Maschinen in eine VR- Umgebung, verändert sich die Situation. Die komplette Maschine, einschließlich der Bedienelemente, ist als Geometriemodell beschrieben, alle Funktionen und Bewegungen sind in einem Simulationsmodell hinterlegt.

Wie in der Realität sollte der Bediener seine Hände, um die Maschine mittels der Bedienelemente anzusteuern. Aktivitäten des realen Bedieners müssen zunächst als Bedienhandlung identifiziert und in Bewegungen der immateriellen Bedienelemente überführt werden. Diese wiederum sind mit dem Simulationsmodell der virtuellen Maschine verknüpft und aktivieren bestimmte Funktionen oder steuern solche.

Mit der beschriebenen Vorgehensweise bietet sich die Möglichkeit, insbesondere Varianten in Anordnung und Art der Bedienelemente sehr schnell und kostensparend zu erproben. Demgegenüber stehen natürlich auch Nachteile durch das zumindest gegenwärtig nicht der Realität entsprechende „look and feel“ der virtuellen Bedienelemente.

2.2. Das Konzept

In der Mehrzahl der Fälle verfügen VR-Simulationen über Interaktionsschnittstellen zur Bedienung, die überwiegend Tool-basierte Interaktionsmethoden verwenden. Diese übernehmen die Konzepte der WIMP- (Windows-Icons-Menu-Pointer) Paradigmen vom 2D-Desktop in die Virtuelle Realität. Kennzeichnend ist die Zuordnung von bestimmten Werkzeugen zu Anwendungsfunktionen. Die Interaktion mit der VR- Simulation erfolgt quasi indirekt über diese Werkzeuge bzw. über Änderungen von Werkzeugeigenschaften [1].

Mit den erweiterten Möglichkeiten von VR- Technik bieten sich indes auch realitätsnähere Methoden der Interaktion an. Diese werden als direkte Interaktion bezeichnet. Der Benutzer führt Objektmanipulationen direkt aus, was etwa das manuelle Ergreifen und Führen von Objekten beinhaltet (Bild 2), die idealerweise eine taktile Rückwirkung vermitteln. Die Verfügbarkeit und Entwicklung dieser direkten Interaktionsmethoden ist Inhalt der Arbeit am virtuellen Bedienkonzept.

Die wesentlichen Komponenten eines virtuellen Bedienkonzepts, das zunächst auf die Hände beschränkt sein soll, sind unter diesen Aspekten:

- Datenhandschuhe (bzw. andere Hardwareprodukte) zur Erfassung von Handbewegungen und Gesten eines Bedieners. Für ähnliche Anwendungsfälle s. z.B. [2], [3].
- Virtuelle Bedienelemente, mit denen per Datenhandschuh interagiert wird und die mit der VR- Simulation gekoppelt sind.
- Weiterhin ist ein Modell der Hände notwendig, das der Bediener in der VR- Szene während der Manipulation beobachten kann und an Hand dessen die notwendigen Veränderungen der Simulation berechnet werden. Arbeitet der Benutzer in einer CAVE ist die Visualisierung des Handmodells nicht erforderlich, da sich die Hände des Bedieners dann exakt an der Interaktionsposition befinden (Bild 2) [4], [5].



Bild 2: Nutzung eines virtuellen Bedienelements

Da die Planung und Implementierung der Interaktionskomponenten einer VR- Szene durchaus aufwändig sein kann, ist die möglichst weitgehende Wiederverwendbarkeit der Systemkomponenten anzustreben.

3. Definition und Verwaltung virtueller Bedienelemente

Es existieren eine Vielzahl unterschiedlicher Bedienelementtypen wie z.B. Schalter, Regler, Hebel, Taster, Kurbeln, Handräder. Charakteristisch für jedes Element sind die Bewegungsfreiheit, der Bewegungsbereich und die Art der erzeugten Ausgangsgröße (kontinuierlich oder diskret). Die Bild 3 zeigt beispielhaft den Hauptschalter einer Elektroanlage, der gleichzeitig als Türverriegelung dient.



Bild 3: Hauptschalter einer Elektroanlage als reales Objekt und virtuelles Bedienelement

Für die Bedienung relevant sind zwei diskrete Zustände der Ausgangsgröße und ein Bewegungsbereich von 90° (Bild 4).



Bild 4: Virtuelles Bedienelement in den Endlagen des Bewegungsbereichs

Für die Verwaltung der Bedienelemente steht eine Datenbank zur Verfügung. In dieser werden Bedienelementtypen (Schalter, Umschalter, Drehschalter...) und ihre Parameter erfasst (Bild 5).

Es wird davon ausgegangen, dass die Form und Position der Bedienelemente durch Geometrieknoten in der VR- Szene festgelegt sind. Mit der konkreten geometrischen Ausprägung dieser Objekte muss die Typdefinition des virtuellen Bedienelements verknüpft werden. Das lokale Koordinatensystem muss zur Geometrie ausgerichtet werden. Aus den Abmessungen und den Relationen des Bedienelementes zur Umgebung ergeben sich die konkreten Minimal- und Maximalpositionen des Bewegungsbereiches. Schließlich müssen bei Bedienelementen, die eine kontinuierliche Ausgangsgröße liefern, die Werte dieser Ausgangsgröße mit Minimal- und Maximalposition verknüpft werden. Alle Parameter des instanziierten Elementes werden abschließend in der Datenbank gespeichert.

ID	Steuerelementart	Min	Max	Lokal	Bewegungsfreiheit
Element 1	Drehschalter	0	180	-10, 2, 5, 15, 30, 0	X
Element 2	Taster	0	1	5, 0, -1, 10, 0, 20	Y
Element 3	Hebel	0	60	0,0,0, 10,0,0	Z
Element 4	Umschalter	0	180	-1,0,-1, 0,0 ,30	Y
Element 5	Knopfdruck	0	1	-1,0,-10, 0,0 ,-30	Z
Element 6	Schalter	0	1	-10,0,-1, 0,0 ,0	Z

Bild 5: Datenbank für die Speicherung und Verwaltung der virtuellen Bedienelemente

4. Vorgehen zur Implementierung, Hard- und Software

Für die prototypische Implementierung des Konzeptes entstanden bisher eine VR-Simulation mit der Software EON- Studio von der Firma EON- Reality (www.eonreality.com). Handhaltung und Position werden von Datenhandschuhen der Firma 5DT (www.5dt.com) abgenommen. Innerhalb der Szene ist ein 3D-Handmodell implementiert. Dieses bildet die Position, Bewegung und Gestik der Hände eines Benutzers ab. Das 3D-Handmodell wurde zunächst in seiner Topologie an die verwendeten Datenhandschuhe angepasst, um eine möglichst einfache Transformation der Sensorsignale der Handschuhe in die Position und Fingerstellung des Handmodells zu erreichen.

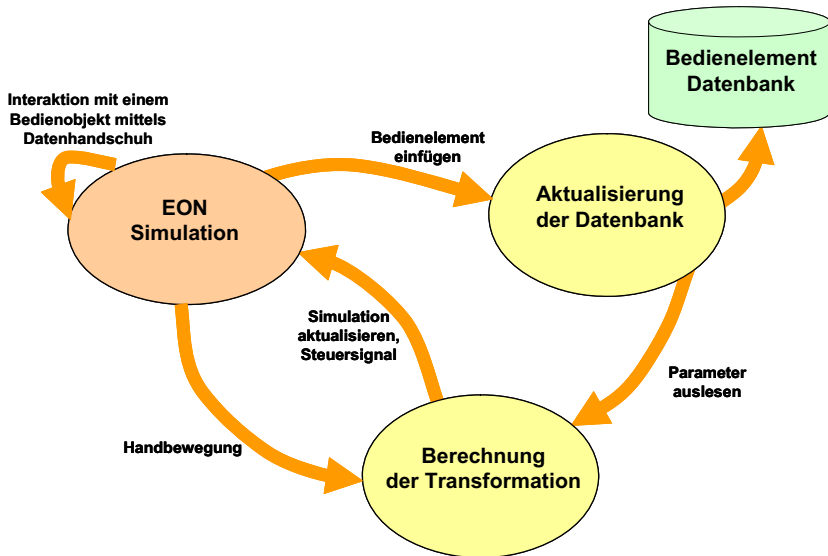


Bild 6: Systemüberblick

Parallel zur VR- Simulation werden zwei unabhängige Prozesse (engl. threads) implementiert. Einer sorgt für die Aktualisierung der Datenbank während der Simulation (Speichern, Auslesen der Definitionsdaten von Bedienelementen). Die Datenbank kann man aus der Simulation heraus oder offline editieren. Innerhalb der Simulation muss ein Geometrieobjekt als Bedienelement selektiert werden. Danach muss die Typdefinition des Objektes in der Datenbank gesucht oder neu erzeugt werden. Anschließend sind die aktuellen Parameter des Elements festzulegen.

Der zweite thread ist für die Berechnung des Steuersignals der virtuellen Bedienelemente und die Aktualisierung der geometrischen Parameter der Bedienelemente zuständig. Der Prozess startet im Hintergrund und wartet auf eine Kollision zwischen Handmodell und Bedienelement in der Simulation. Sobald dies eintritt, sendet die Simulation Ausgangswert und Identität des Bedienelement, das dieses Signal auslöst. Aus den Bewegungsdaten der Hände werden Geometrietransformationen und Steuersignal berechnet und an die Simulation zurückgegeben.

5. VR- Simulation mit virtuellen Bedienelementen

Nach dem Start einer Simulation, die ein virtuelles Bedienelement und das Handmodell enthält, laufen folgende Vorgänge ab:

Feststellung von Beginn und Ende einer Bedienung

Dafür kann die Kollisionsprüfung des VR- Systems genutzt werden. Solange ein Kontakt zwischen dem Bedienelement und dem Handmodell besteht, wird die Bewegung der Hand des Bedieners als Bedienung interpretiert.

Erzeugung des Steuersignals aus der Bewegung der Handschuhe während der Bedienung

Aus der Bewegung der Handschuhe (Position und Fingerkrümmung) müssen diejenigen Bewegungsanteile analysiert werden, die entsprechend der Definition des Bedienelements relevant für die Veränderung der Position/Orientierung des Bedienelements sind. Ist dies getan, kann der zugehörige Wert des erzeugten Steuersignals berechnet werden.

Veränderung der VR- Simulation durch die Bedienung

Entsprechend der Handschuh- bzw. Handbewegung ist das virtuelle Handmodell in der VR- Szene nachzuführen. Weiterhin müssen das Bedienelement in die neue Position gebracht werden und die Steuergröße an die Simulation weitergegeben werden. Die Verarbeitung der Steuergröße kann dann in der VR- Szene direkt oder in einem angeschlossenen Simulationsmodell erfolgen.

Es sei angemerkt, dass die vorausgehende Aufzählung nicht im Sinn einer Reihenfolge zu verstehen ist. Vielmehr werden alle Vorgänge durch entsprechende Events ausgelöst, die von den Objekten in der VR- Szene gesendet oder empfangen werden. Die Vorgänge verlaufen also nur bei entsprechenden Veränderungen der Szene und werden solange wiederholt, wie die Bedienung andauert.

6. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird ein Konzept vorgestellt, mit dem man die Steuerung einer virtuellen Maschine mittels ihrer gleichfalls virtuellen Bedienelemente durchführen kann. Es wird eine Datenbank verwendet, die eine allgemeine Definition von unterschiedlichen Bedienelementtypen enthält, sowie eine wachsende Sammlung eingesetzter Bedienelemente mit konkreten Eigenschaften bereitstellt. Der Nutzer kann bei der Erstellung von VR-Simulationen auf diese zurückgreifen. Damit können die Interaktionskomponenten von VR- Szenen effizienter erstellt werden.

Neben der systematischen Beschreibung von Bedienelementen werden Basistechniken entwickelt, mit denen die Bedienelemente in VR- Szenen benutzt werden können, um Steuersignale für die Simulation zu generieren. Die Rückwirkung der Bedienelemente beschränkt sich zur Zeit auf die visuelle Nachführung. Zusätzliche haptische Reaktionen können die Immersion verbessern.

Die Nutzung von typisierten virtuellen Bedienelementen in VR-Simulationen bietet dem Nutzer die Möglichkeit, realitätsnah und effizient eine Maschine zu bedienen. Es ist vorgesehen, das Konzept für Maschinensimulationen in verschiedenen VR-Umgebungen (CAVE, Powerwall, Autostereoskopisches Display) zu implementieren.

Literatur:

- [1] B.Jung, S. Kopp, E. Latoschik, T. Sowa, I. Wachsmuth. Virtuelles Konstruieren mit Gestik und Sprache. in: Künstliche Intelligenz. Heft 2/2000 ISSN 0933-1875
- [2] C.Borst, A. Indugula. Realistic Virtual Grasping. in: Proceedings of the IEEE Virtual Reality; 2005
- [3] W. Huagen, G. Shuming, P. Qunsheng. Virtual Grasping for Virtual Assembly Tasks. in: Proceedings of the IEEE ICIG'04; 2004
- [4] R. Boulic, S. Rezzonico, D. Thalmann. Multi-finger Manipulation of Virtuals Objekts. in: Proceeding of ACM Symposium on Virtual Reality Software and Technology VRST96. 1996.
- [5] M. Haller, M. Bohensky, S. Enziger, M. Gerhard, H. Milchrahm. VR Instrument - Das virtuelle Piano. in: Informatik 2001, Tagungsband der GI/OCG Jahrestagung, 2001

Entwurf heterogener Systeme in frühen Phasen der Produktentwicklung

Modeling of heterogeneous systems in early design phases

Dr.-Ing. **T. Brix**, Ilmenau; Dipl.-Inf. **U. Döring**, Ilmenau; Dipl.-Inf. **M. Reeßing**, Ilmenau

Kurzfassung

In der Vergangenheit genügte es oft, getrennt entwickelte und optimierte Baugruppen zu einem Gesamtsystem zusammenzufügen. Mit der Entwicklung der Elektronik/Mikroelektronik in den letzten Jahrzehnten wurden jedoch Tendenzen der Integration von mechanischen, optischen, elektrischen, elektronischen und Softwarekomponenten im Maschinenbau sichtbar, die eine neue Qualität der interdisziplinären Zusammenarbeit erfordern. Vor diesem Hintergrund werden neue, rechnergestützte, phasen- und domänenübergreifende Werkzeuge für die Modellierung, Analyse, Simulation und Optimierung komplexer Konstruktionsobjekte vor allem für die frühen Phasen der Produktentwicklung unter Ausnutzung moderner CAD-Technologien entwickelt.

Das Fachgebiet Konstruktionstechnik der TU Ilmenau beschäftigt sich in einem aktuellen Forschungsprojekt mit dem Entwurf technischer Prinzipie sowie der Gestaltfindung heterogener Systeme. Dabei soll eine rechnergestützte Konstruktions- und Berechnungsumgebung geschaffen werden, die das Ermitteln der Erstgestalt von mechanischen, optischen und antriebstechnischen Komponenten eines technischen Systems in ihrem Wirkzusammenhang auf der Grundlage technischer Prinzipie unterstützt.

Der Artikel umfasst die ersten Zwischenergebnisse der laufenden Forschungsarbeiten zur Gestaltfindung auf der Basis technischer Prinzipie. Dazu gehören die Vorstellung des Konzeptes und der prototypischen Umsetzung eines phasenübergreifenden Entwurfssystems für heterogene Systeme, das auf dem Entwurfssystem MASP (Modeling and Analysis of Solution Principles) aufbaut und das einen integrierten Übergang vom technischen Prinzip zur Gestaltbeschreibung erlaubt.

Abstract

In the past it often was adequate to assemble an overall system from separately developed and optimized parts. However, recent developments in engineering show the need to integrate mechanical, optical, electrical, electronical and software components. This new

quality of interdisciplinary collaboration requires new computer-aided, phase- and domain-spanning tools for modeling, analysis, simulation and optimization of complex (design) objects particularly for the early phases of product development.

An obvious shortcoming is the insufficient support of embodiment design based on the solution principle. A current research project of the Engineering Design Group at the Technische Universität Ilmenau deals with embodiment design and dimensioning of heterogeneous systems. Its objective is the development of a computer-aided design system that supports the determination of a preliminary embodiment of mechanical, optical and driving components of a technical system based on its solution principle with consideration of the interrelations between these components.

Starting point for the implementation of the design system is a constraint-based modeling approach for parametric design with consideration of knowledge representation. This approach allows the generation of solution principles as generalized structural descriptions that present possible solutions and helps to identify the functional properties of a technical system. Based on these descriptions it is possible to perform analyses, evaluations and corrections to obtain an adequate estimation of the behavior regarding different function-related aspects and to support the determination of a preliminary embodiment.

The article covers the first intermediate results of the ongoing research about embodiment design based on solution principles. It presents the concept and prototype of the phase-overlapping design system for heterogeneous systems that supports the transition from the solution principle to embodiment design.

1. Einführung

Für die rechnerunterstützte Modellierung und Berechnung heterogener Systeme existieren eine ganze Reihe unterschiedlicher Herangehensweisen, die zum Teil auch schon eine ganzheitliche Betrachtung meist mechatronischer Komponenten und Produkte erlauben. Diese können wie folgt eingeteilt werden:

- allgemeine Simulationssysteme,
- spezielle Simulationssysteme,
- parallele Anwendung unterschiedener Software-Programme,
- Leit- bzw. Assistenzsysteme und
- integrierte Lösungen.

So können für den Entwurf und insbesondere für die Simulation vor allem in frühen Phasen **allgemeine Simulationssysteme** zum Einsatz kommen, die sich sehr flexibel an jeweilige Problemstellungen anpassen lassen. In der Regel erfolgt die Modellierung hierbei durch die

direkte Eingabe von Gleichungen, durch das Aneinandersetzen von Sinnbildern oder durch das Schreiben von Skripten bzw. Quelltexten, die bestimmte interessierende Verhaltensbereiche beschreiben. Mit der alleinigen Nutzung von Simulationssystemen ist schon eine domänenübergreifende Beschreibung und Simulation heterogener System auf funktionaler Ebene möglich. Dies ist verbunden mit signifikanten Problemen und Nachteilen, die sich nicht nur auf die häufig fehlende anschauliche Modellrepräsentation beziehen.

Zu den Nachteilen gehören:

- die Schwierigkeit des Ableitens von Gleichungen heterogener Modellbeschreibungen zum Abbilden funktionaler Eigenschaften,
- das Fehlen einer dem jeweiligen Problemfeld nahestehenden Fachsprache bzw. von domänenspezifischen Modellsichten und -repräsentationsformen,
- die Schwierigkeit der Berücksichtigung struktureller Eigenschaften, wie z.B. Anordnungsrelationen mechanischer und optischer Komponenten, die wiederum die Funktionsfähigkeit beeinflussen,
- die meist fehlende Unterstützung beim Übergang von der funktionalen zur geometrisch-stofflichen Beschreibung und
- die Probleme, die mit unterschiedlichen Denkweisen und Erfahrungen von Nutzern aus unterschiedlichen Wissenschaftsdisziplinen zusammenhängen.

Spezielle Simulationssysteme eignen sich nur bedingt für die ganzheitliche Modellierung und Simulation heterogener Systeme. So lassen sich z.B. im System SPICE, das zur Beschreibung umfangreicher analoger Schaltungen konzipiert ist, im beschränkten Umfang auch nichtelektrische Komponenten, die in äquivalente elektrische Schaltungen überführt werden müssen, berücksichtigen, wobei regelungstechnische Ein- und Ausgabeblocke nicht modellierbar sind [4]. Größere Einschränkungen bei der Überführung heterogener Systeme in eine einheitliche, äquivalente Modellbeschreibung weisen z.B. Systeme für die Dynamiksimulation (z.B. ADAMS, ALASKA, SIMPACK, ITI-Sim) auf, die erst in der Gestaltphase eingesetzt werden können, regelungstechnische Software (FSIMUL, SIMULINK u.a.) oder geometrische und wellenoptische Simulationssysteme aus der Optik (OSLO, ZEMAX, DIFFRACT u.a.). Keines der aufgeführten Systeme schließt die vorhandene Lücke mit Fokus auf den Gestaltentwurf beim Übergang vom technischem Prinzip zur Erstgestalt.

Parallele Anwendungen unterschiedlicher Software-Programme berücksichtigen die notwendige Interdisziplinarität heterogener Systeme beim Entwurf, indem der Anwender eine Vielzahl unterschiedlicher, domänenspezifischer Software nutzt, die die Aufgabenbereiche Modellierung, Analyse/Simulation und Bewertung/Optimierung unterstützen. Dies setzt ein

hohes Maß an Entwicklungserfahrung und die Beherrschung vieler Software-Produkte voraus. Allerdings sind Redundanzen und Informationsverluste während des Entwicklungsprozesses kaum vermeidbar. Dies führt letztendlich zu einem erheblichen Mehraufwand beim Entwurf. Daher ist es ein Ziel, die vielen unterschiedlichen Programme, die nur einem bestimmten, eng gefassten Zweck im Bereich der Berechnung, Optimierung, Simulation, Darstellung usw. genügen, zusammenzuführen.

Für diese Aufgabe eignen sich **Leit- bzw. Assistenzsysteme** [1]. Sie bieten eine methodische Führung mit sinnvollen Vorgaben zur Verknüpfung von Daten eines Konstruktionsobjektes und nutzen eine einheitliche Datenbasis. Den Kern solcher Systeme bilden meist CAD-Systeme, die für bestimmte Produkte und Produktgruppen mit anderen Softwaresystemen gekoppelt sind.

Ferner sind moderne CAD-Systeme durchaus in der Lage, **integrierte Lösungen** für einzelne Problemstellungen beim Entwurf heterogener Produkte anzubieten. Dies geschieht meist durch Kopplung speziell an das jeweilige CAD-System angepasster Zusatzmodule, die von verschiedenen Herstellern für die unterschiedlichsten Aufgabenbereiche mittlerweile angeboten werden. Solche Zusatzmodule erlauben u.a. Mehrkörpersimulation (z.B. Autodesk Inventor und ALASKA), die Nutzung der Finite-Elemente-Methode (z.B. SolidWorks und COSMOS) oder auch eine Antriebs- und Reglerauslegung. CAD-Systeme, die dem Spektrum der Anforderungen an den Entwurf heterogener Systeme genügen, sind nicht bekannt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die genannten Arbeiten und Ergebnisse zur Entwurfsmethodik und zum Rechneinsatz Defizite in der domänenübergreifenden Beschreibung heterogener Systeme, in der phasenübergreifenden Modellierung von der Funktionsbeschreibung bis zur Gestaltermittlung einschließlich der Nutzung einer rechnerunterstützten integrierten Entwicklungsumgebung aufzeigen.

2. Constraint-basierte Modellierung

Modelle heterogener Systeme lassen sich allgemein als eine Menge von Einzelelementen auffassen, zwischen denen Abhängigkeitsbeziehungen bestehen. Diese Beziehungen (Abhängigkeiten, Relationen, Zwänge, usw.) sollen im Folgenden als Constraints bezeichnet werden.

Constraints werden typischerweise zwischen den einzelnen Parametern definiert, die die Eigenschaften der Elemente beschreiben (Form, Lage, Material, ggf. auch physikalische und elektrische Eigenschaften, usw.). Weisen alle Parameter solche Werte auf, dass die

Constraints erfüllt sind, so ist das Modell konsistent. Nach Änderungen einzelner Parameter (z. B. während der Optimierung) oder oftmals aber auch schon im Initialzustand sind Constraints verletzt, d. h. einige der abhängigen Parameter sind neu zu berechnen (Bild 1). Ein Beispiel für Constraints, die sich nicht auf Parameter (bzw. deren Werte) beziehen sind solche, die die Existenz von Elementen (und damit auch die Existenz der entsprechenden Parameter sowie der jeweiligen Constraints) festlegen.

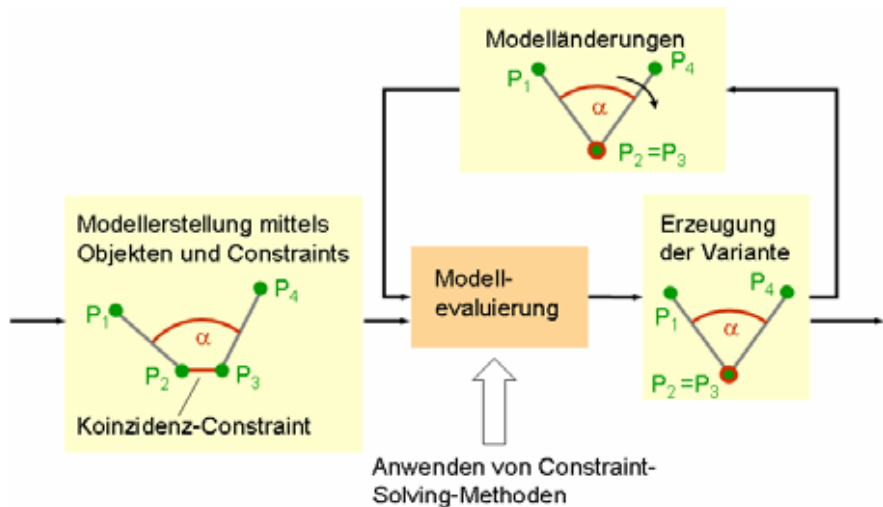


Bild 1: Berechnungszyklus. Nach der Definition des Modells aus Objekten/Elementen und Constraints erfolgt eine Evaluierung durch den Constraint-Solver. Das Ergebnis ist ein konsistenter Zustand des Modells. Nachfolgende Modelländerungen können ebenfalls durch den Constraint-Solver ausgewertet werden. Sollten nicht alle Bedingungen eingehalten werden können, sind unterschiedliche Strategien möglich. Neben der Rückkehr zum letzten konsistenten Zustand könnten die Inkonsistenzen minimiert werden (Optimierung) oder einzelne Zwänge unberücksichtigt bleiben (Beispiel: Zerbrechen eines Mechanismus).

Constraints können durch die Entwickler grundsätzlich auf sehr unterschiedliche Art und Weise formuliert werden [6]. Denkbar sind u. a.:

- Gleichungen und Ungleichungen (sehr allgemeine Art der Formulierung),

- prädikatenlogische Aussagen (gut geeignet für die Formulierung von Existenzbeziehungen),
- unscharfe Relationen (Fuzzy Logik, zur Abbildung unscharfen Wissens) und
- domänenspezifische Aussagen (oft bezüglich ganzer Wertemengen wie den Lageparametern, z. B. in Zusammenbaubedingungen).

Domänenspezifische Aussagen, wie z. B. über den Zusammenbau von Teilen, könnten oft auch direkt als Gleichungen bzw. Ungleichungen formuliert werden. Bei dieser Verallgemeinerung geht jedoch domänenspezifisches Wissen verloren, das während der Berechnungen oft von großem Nutzen ist. Zum einen ist es bei Nutzung dieses Wissens möglich, aus den speziellen Formulierungen auf Berechnungsmodulen zu schließen, die besonders effizient mit den entsprechenden Aussagen umgehen können. Zum anderen lassen sich in derartigen Berechnungsmodulen Spezialfälle wesentlich besser, d. h. entsprechend den Erwartungen der Nutzer, lösen. Für interaktives Arbeiten sind jedoch beide Aspekte sehr wichtig. Der Ingenieur muss schnell die Auswirkungen seiner Entwurfsentscheidungen (Parameterwahl und die sich daraus ergebenden abhängigen Eigenschaften) erkennen und darf hierbei (im Allgemeinen) nicht durch die Darbietung unerwarteter Lösungen irritiert werden. Ein sehr einfaches Beispiel hierfür zeigt Bild 2.

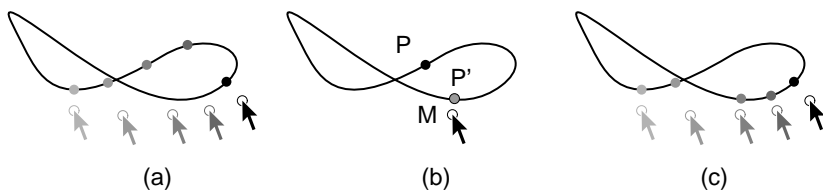


Bild 2: Die Abbildung zeigt einen Punkt, der auf einem bestimmten Bewegungspfad verschoben werden kann. Der Pfad könnte z.B. durch eine Gelenkkette erzwungen werden. In (a) ist eine plausible Bewegung gezeigt. Der Berechnungen erfolgen so, dass der bewegte Punkt auf dem Bewegungspfad möglichst nahe an der Mauszeigerpositionen M zu liegen kommt. (b) verdeutlicht, dass es grundsätzlich mehrere plausible Positionen geben kann. Die Position P wird auf Grund der bisherigen Bewegung vom Nutzer erwartet, P3' irritiert hingegen, obwohl sie noch dichter am Mauszeiger liegt als P. Die entsprechende falsche Bewegungsfolge ist in (c) gezeigt.

Eine heterogene Formulierung der heterogenen Systeme ist also aus Berechnungseffizienz wie auch aus Lösungsplausibilitätsgründen sinnvoll.

Die Auswahl der Art und Weise, wie Abhängigkeiten auszudrücken sind, sollte dem modellierenden Ingenieur überlassen werden. Intern sollten wiederum aber auch Möglichkeiten bestehen, Transformationen vorzunehmen. Relativ leicht ist z. B. die Beschreibung geometrischer Constraints als Gleichungen. Als schwieriger erweist sich hingegen die umgekehrte Transformation. So müssen zum Erkennen eines Abstands-Constraints zwischen zwei Punkten die entsprechenden Variablen als Punktkoordinaten und eine weitere als Abstand identifiziert werden. Die quadratische Gleichung zur Beschreibung des Abstands deutet zwar auf eine solche Semantik hin, sicher ist dies im Allgemeinen jedoch nicht.

3. Integration von Berechnungsmodulen

Ein zentrales Problem bei den Berechnungen zur Herstellung der Modellkonsistenz ist die Auswahl bzw. Koordinierung der einzelnen Berechnungsmodule durch die Ablaufsteuerung (Bild 3). Grundsätzliche Möglichkeiten sind:

- eine Transformation sämtlicher Abhängigkeiten in Gleichungen und Ungleichungen (ggf. auch Differentialgleichungen) sowie die algebraische (meist nur für sehr kleine Gleichungssysteme sinnvoll) oder numerische (Startwertproblem!) Lösung.
- Ggf. sind alle Abhängigkeiten kompatibel zu einem Spezialberechnungsmodul, d. h. sie lassen sich direkt oder nach Transformation in einem solchen Modul behandeln. Dann könnte allein dieses Modul zur Berechnung des konsistenten Modells herangezogen werden.
- Es werden einzelne Modellteile identifiziert, die von Spezialberechnungsmodulen behandelt werden können. Der Rest wird von allgemeineren Modulen gelöst.

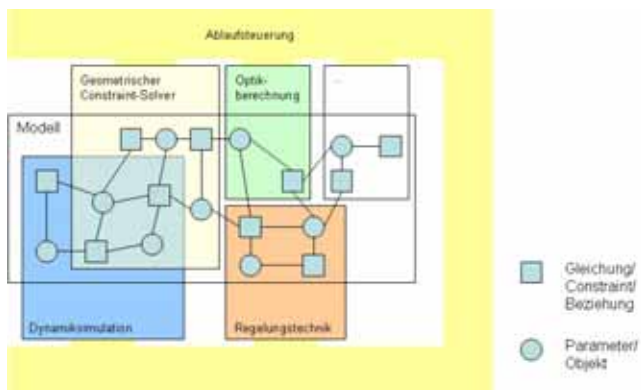


Bild 3: Unterschiedliche Berechnungsmodule/Solver können Berechnungen für bestimmte Teilmodelle ausführen. Für manche Teilmodelle können mehrere Berechnungsmodulare zur Anwendung kommen. Aufgabe der Ablaufsteuerung ist die Auswahl und Koordination der Berechnungsabläufe.

Die letzte Herangehensweise dürfte die allgemeinste, effizienteste und zugleich auch am schwersten zu implementierende Herangehensweise sein. Zu lösende Probleme sind hierbei insbesondere:

- Abgrenzung der zu lösenden Teilmodelle
Zum einen sollen die Abhängigkeiten möglichst auf hohem Abstraktionsniveau gelöst werden, um die Vorteile der domainspezifischen Lösungsfindung nutzen zu können. Zum anderen müssen zur Begrenzung des Abstimmungsaufwandes zwischen den Lösungsmodulen die Teilmodelle hinreichend groß sein. Hierfür lohnt es sich z. B. auch in Spezialberechnungssoftware einfache Gleichungen zu unterstützen. Neben der Abgrenzung der Teilmodelle bezüglich der Fähigkeiten der vorzugsweise zu verwendenden Berechnungssoftware sind auch die Aspekte der Lösbarkeit sowie der Komplexität der Teilmodelle wesentlich [2,3]. Wichtig für die Lösbarkeit des Teilmodells ist die Vermeidung von Überbestimmtheit.
- Koordinierung der Arbeit der Berechnungsmodulare
Die Berechnungsmodulare haben jeweils bezüglich ihrer Berechnungen vorgegebene Parameter und zu berechnende Parameter. Die vorgegebenen Parameter könnten fixierte Parameter sein, aber auch solche, die durch andere Berechnungsmodulare berechnet worden sind, zudem könnten diese Parameter aus Nutzereingaben stammen. Bei der Koordinierung muss eine übergeordnete Instanz dafür sorgen, dass global gesehen ein Lösungsfortschritt gesichert ist, also bestenfalls die berechneten Parameter des einen Teilmodells in einem anderen Teilmodell als vorgegebene Parameter auftreten (sequentielle Vorgehensweise). Dies wird jedoch nicht immer möglich sein. Auch die alternative (quasi-parallele) Arbeitsweise ist denkbar. So hängt der Erfolg mancher Berechnungen von den jeweiligen Parameterwerten ab (z. B. Startwertproblem). Beim Fehlschlagen der Berechnungen in einem Teilmodell könnte also eine alternative Berechnung des Teilmodells mit einem anderen Berechnungsmodular erfolgen. Auch wechselseitige Berechnungsaufrufe im Sinne einer iterativen Lösungsfindung sind denkbar. Besonders hier muss jedoch eine Überwachung zur Sicherung der Lösungskonvergenz stattfinden.

Ein Beispiel für alternative Anwendung von Berechnungsmodulen ist in Bild 4 veranschaulicht. Die im oberen Teil des Bildes gezeigte symbolische Darstellung des Modells (Schubkurbel) ist eine sehr abstrakte, domänenspezifische Beschreibung (Zusammenbau mechanischer Elemente). Für die Ausführung von Berechnungen muss sie in eine dem jeweiligen Berechnungsmodul angepasste Beschreibung transformiert werden. Im linken Teil des Bildes ist die Aufbereitung des Modells für einen geometrischen Constraint-Solver mittels geometrischer Grundelemente und Constraints dargestellt. Die rechte Abbildung beschreibt die Umsetzung der abstrakten Beschreibung in die Begriffswelt einer Mehrkörpersimulation (starre Körper und kinematische Paare). In Abhängigkeit vom zu lösenden Problem wird die geeignete Darstellung ausgewählt. Während die geometrische Variante beispielsweise große Vorteile bei der interaktiven Modellierung besitzt, können mit dem Mehrkörpersystem Berechnungen zur Dynamik des Modells durchgeführt werden.

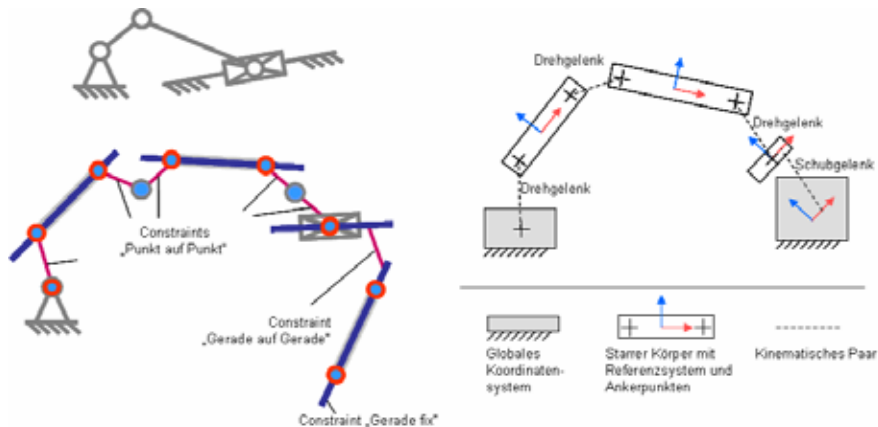


Bild 4: Transformation der abstrakten Modellbeschreibung (links oben) einer Schubkurbel in spezialisierte Darstellungen für geometrische Constraint-Solver (links) und Mehrkörpersimulation (rechts)

Die hier vorgestellte constraint-basierte Modellierung erlaubt auch eine phasenübergreifende Beschreibung heterogener Systeme, da unter anderem auch eine Trennung zwischen rechnerinterner Modellbeschreibung und Visualisierung existiert [5].

4. Anwendungsbeispiel

Im Folgenden wird als Anwendungsbeispiel die Ermittlung eines technischen Prinzips für ein Planplattenmikrometer vorgestellt. Für die Beschreibung des technischen Prinzips kommt der im Abschnitt 2 beschriebene constraint-basierte Ansatz zur Anwendung. Dabei beschränkt sich die Modellierung und Berechnung des Modells auf die Nutzung des geometrischen Constraint-Solvers, der auch Gleichungen behandeln kann.

Planplattenmikrometer werden z.B. als Aufsatz für Messfernrohre eingesetzt. Sie erlauben durch eine feinfühligke Verkipfung einer Planparallelplatte eine optische Parallelverschiebung des Hauptstrahls (Bild 5). Mit Hilfe dieses Versatzes können Abweichungen eines Zielpunktes gegenüber der optischen Achse des Messfernrohrs z.B. durch Nutzung einer Messtrommel bestimmt werden.

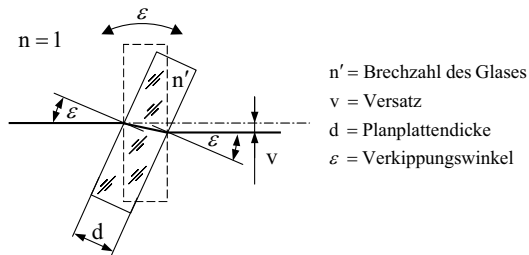


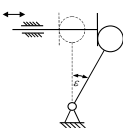
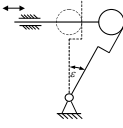
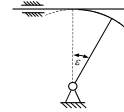
Bild 5: Strahlenversetzung an einer planparallelen Platte

Ausgangspunkt für die Konstruktion eines Planplattenmikrometers ist die Ermittlung des funktionellen Zusammenhangs zwischen der Verkipfung ε der Planparallelplatte und des Versatzes v unter Nutzung des Brechungsgesetzes. Daraus ergibt sich folgende Gleichung:

$$v = d \sin \varepsilon \left(1 - \frac{\cos \varepsilon}{\sqrt{n'^2 - \sin^2 \varepsilon}} \right) \quad (1)$$

Im nächsten Schritt ist ein geeigneter Funktionsträger in Form eines Verstellgetriebes zu ermitteln. Dazu ist eine Vereinfachung der Übertragungsfunktion zweckmäßig, um den konstruktiven Aufwand bei der Verwendung einer linearen Teilung der Skale der Messtrommel zu minimieren. Als Vereinfachungen sind z.B. die Gleichungen in der Tabelle 1 geeignet, die aus der Annahme kleiner Verkipfungen ε hervorgegangen sind.

Tabelle 1: Näherungsgleichungen für den optischen Versatz bei der Verkipfung einer Planparallelplatte

Näherungsgleichung	Prinzipiskizze
$v \approx d \sin \varepsilon \left(\frac{n' - 1}{n'} \right)$	 <p>Sinusgetriebe</p>
$v \approx d \tan \varepsilon \left(\frac{n' - 1}{n'} \right)$	 <p>Tangensgetriebe</p>
$v \approx d \varepsilon \left(\frac{n' - 1}{n'} \right)$	 <p>ε-Getriebe</p>

Für diese Näherungsgleichungen lassen sich einfache Getriebe finden (Tabelle 1), die als technisches Prinzip im Entwurfssystem MASP parametrisch modelliert werden können, um funktionsrelevante Eigenschaften zu ermitteln und zu überprüfen. Dazu gehört auch ein Vergleich der unterschiedlichen Näherungslösungen aus der Tabelle 1 für den Versatz v für unterschiedliche Verkipnungen ε mit der exakten Gleichung für v nach (1). Die hierfür notwendigen Berechnungsergebnisse können für die Näherungslösungen automatisch auf durch Bewegungssimulation auf Basis der geometrischen Abhängigkeiten ermittelt werden (Bild 6).

Um den Spielraum für fertigungsbedingte und einsatzbedingte Fehler zu vergrößern wird das Getriebe mit der geringsten Abweichung Δv ausgewählt, das weiteren konstruktiven Randbedingungen (z.B. Einbaulage, geforderte Feinfühligkeit) angepasst werden muss (Bild 7). Hierfür müssen eine Reihe von Parametern spezifiziert werden, die zudem in Wechselwirkung miteinander stehen.

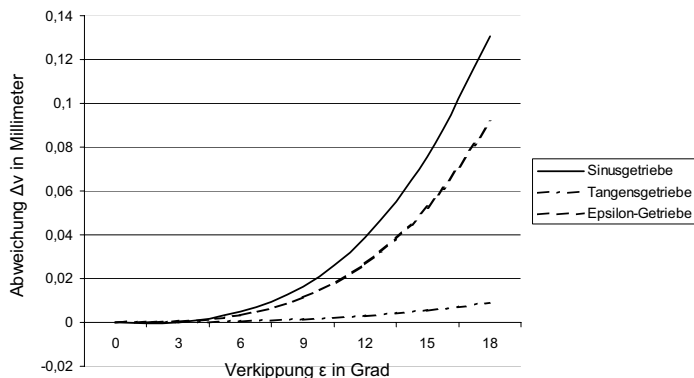


Bild 6: Abweichung Δv der Näherungsgleichungen aus Tabelle 1 gegenüber der exakten Gleichung aus (1) für unterschiedliche Verkippungen (Annahme: Brechzahl $n=1,519$; Plattendicke 22,44mm).

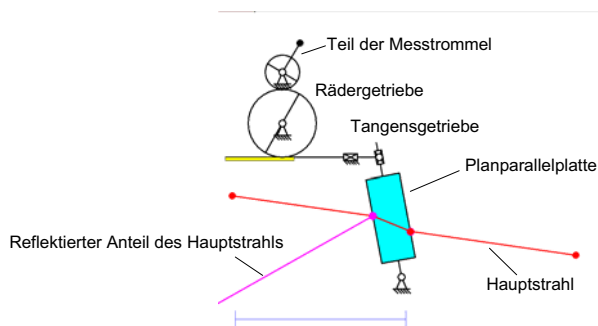


Bild 7: In MASP modelliertes technisches Prinzip eines Planplattenmikrometers

Selbst dieses einfache Modell erlaubt eine Vielzahl von Modifikationsmöglichkeiten, die sich aus der parametrischen Beschreibung ergeben. Beim Aufbau des Modells aus vordefinierten Symbolen werden automatisch die Wechselwirkungen aller Parameter berücksichtigt. Einige Beispiele zur Ausnutzung dieser Eigenschaft, die zur Optimierung des technischen Prinzips genutzt werden können, sind in Bild 8 dargestellt.

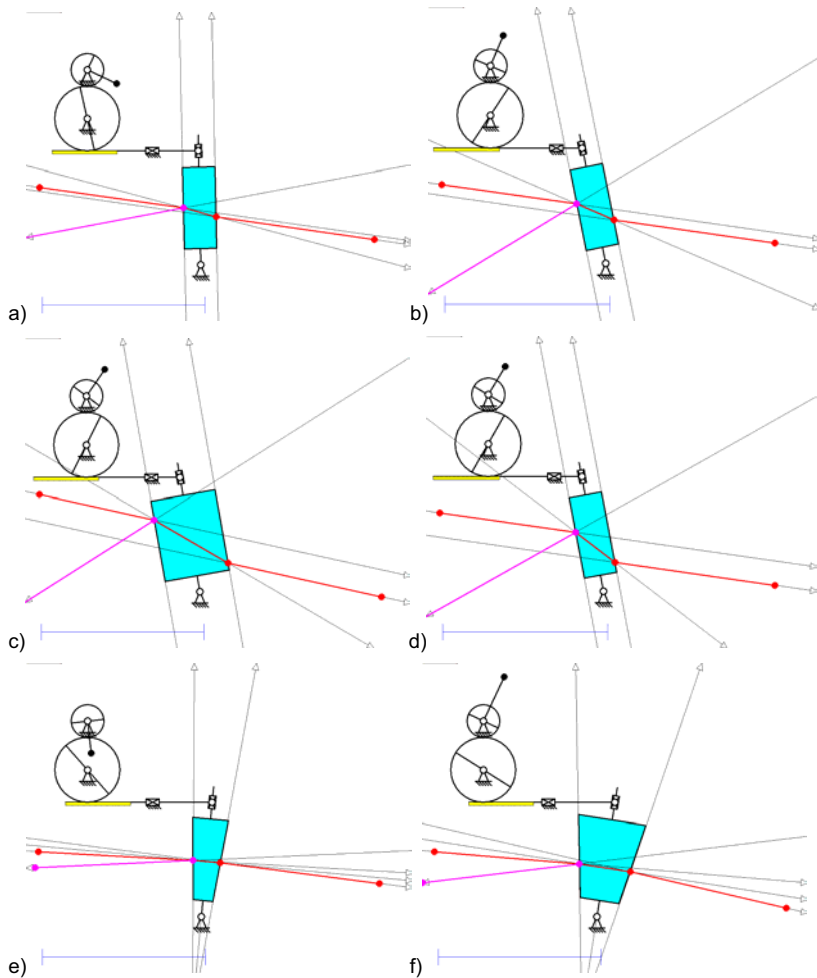


Bild 8:Modifikationsmöglichkeiten an einem mit MASP modellierten Planplattenmikrometer

Die Anzeige geometrischer Subelemente dient der Veranschaulichung geometrischer Eigenschaften.

- a) und b) Berechnung verschiedener Stellungen des Planplattenmikrometers durch interaktive Bewegungssimulation mittels Verdrehen des Teiles der Messtrommel;
- c) Änderung des Versatzes führt bei unveränderbarem Verstellgetriebe und

- konstanter Brechzahl zur Änderung der Dicke der Planparallelplatte;
- d) Änderung des Versatzes führt bei unveränderbarem Verstellgetriebe zur Änderung der Brechzahl der Planparallelplatte, wenn deren Dicke konstant bleiben soll;
 - e) Aus der Planparallelplatte wird ein optischer Keil, wenn die optisch wirksamen Flächen der Planparallelplatte nicht parallel sein müssen;
 - f) Änderung des Versatzes führt bei unveränderbarem Verstellgetriebe zur Änderung der Dicke des optischen Keils, wenn die Brechzahl konstant bleiben soll.

Auf diese Weise kann ein technisches Prinzip den geforderten Bedingungen angepasst und als Gestaltforderungsplan zum Ermitteln der Erstgestalt genutzt werden.

Das an die geforderte Funktion angepasste technische Prinzip des Planplattenmikrometers dient im nachfolgenden Entwicklungsschritt als Gestaltforderungsplan und ist damit die Grundlage für das nachfolgende Entwerfen der Erstgestalt. Hierfür wird in MASP ein katalogbasiertes Assistenzsystem genutzt [5], das die Erstellung von abstraktionenebeneübergreifenden Referenzen durch Constraints unterstützt, um eine bidirektionale Kopplung zwischen Prinzip- und Gestaltbeschreibung durch die gemeinsame Informationsmenge (z.B. Dreh- und Verschiebeachsen, Winkel, Abstände) sicherzustellen.

Zusammenfassung

Der Aufsatz beschreibt ein Konzept sowie erste Ergebnisse zur Effektivierung der Gestaltfindung und der Dimensionierung beim Konstruieren heterogener Produkte durch einen rechnerunterstützten, phasen- und domänenübergreifenden Entwurf. Dabei steht die Integration von domänenübergreifenden Modellier- und Berechnungsoperationen zur ganzheitlichen Systembeschreibung von Konstruktionsobjekten in den frühen Entwurfsphasen im Vordergrund. Ausgangspunkt der vorgestellten Arbeiten bilden technische Prinzipie, die hinsichtlich unterschiedlicher Verhaltensbereiche analysiert, simuliert und optimiert werden können und damit eine anforderungsorientierte, quantitative Beschreibung der funktionsrelevanten Eigenschaften repräsentieren. Für die Modellbildung wird ein constraint-basierter Ansatz verwendet, der in der Lage ist, die Gestalteigenschaften heterogener Modelle zu erfassen und als Ganzes zu behandeln. Die optimierten technischen Prinzipie sollen als Grundlage zur Bestimmung einer

zweckmäßigen Erstgestalt der funktionsrelevanten mechanischen, optischen und antriebstechnischen Komponenten des Systems dienen.

- [1] G. Pahl and W. Beitz: Konstruktionslehre, Berlin: Springer Verlag, 2003 .
- [2] Christoph M. Hoffmann, Andrew Lomonosov und Meera Sitharam: Decomposition Plans for Geometric Constraint Problems, Part I: Performance Measures for CAD, Journal of Symbolic Computation, 31(4): Seiten 367-408, 2001.
- [3] Christoph M. Hoffmann, Andrew Lomonosov und Meera Sitharam: Decomposition Plans for Geometric Constraint Problems, Part II: New Algorithms, Journal of Symbolic Computation, 31(4): Seiten 409-428, 2001.
- [4] Roddeck, W.: Einführung in die Mechatronik. Stuttgart: B.G. Teubner, 1997.
- [5] Brix, T.; Döring, U.; Reeßing, M.: „Multi-Stage Modeling in the Early Design Phases“. 14th International Conference on Engineering Design – ICED03, Stockholm.
- [6] Brix, T.: Feature- und constraint-basierter Entwurf technischer Prinzipie. Dissertation. TU Ilmenau. Ilmenau: Verlag ISLE, 2001.

VR-basierte Technologieentwicklung und Maschinenkonfiguration

VR-based technology development and machine configuration

Dr.-Ing. **T. Nestorović Trajkov**^{1,2}, Magdeburg;
Dr.-Ing. **S. Straßburger**¹, Magdeburg;
Dipl.-Ing. **R. Franke**¹, Magdeburg.

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Entwicklung eines auf virtueller Realität (VR) basierenden Werkzeugs zur Unterstützung von Maschinenherstellern bei der Erstellung eines kundenindividuellen Produktionssystems durch Methoden des virtuellen Engineerings, insbesondere in der Phase der Technologieerstellung und Konfiguration des Maschinensystems. Hierfür werden entsprechende Methoden zur Entwicklung des Konfigurationswerkzeugs dargestellt und schließlich in eine prototypische Lösung überführt. Das Werkzeug dient in erster Linie zur Unterstützung von Marketingexperten und Technologen. In der vorliegenden Arbeit werden konkrete Anwendungsbeispiele für die beschriebene Entwicklung aufgezeigt.

Abstract

This paper presents the development of a virtual reality (VR) based tool, which will serve as a support for machine producers in order to establish individual customer oriented production systems using virtual engineering methods, especially in the technology development and machine configuration phases. For this purpose appropriate methods for the configuration tool development will be presented, resulting in the end in a prototype solution. The tool is primarily aimed at marketing experts and technologists. Some concrete examples for the implementation of the described developing tool will also be presented in this paper.

¹ Fraunhofer Institute for Factory Operation and Automation IFF Magdeburg, directed by Prof. Dr.-Ing. habil. Michael Schenk

² Institute for Mechanics, Otto-von-Guericke University Magdeburg, directed by Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Ulrich Gabbert

1. Introduction

Varying market and customer requirements impose the need for a quick response and therefore an appropriate accommodation of the producers and their products to emerging changes and new conditions. Speaking about the field of mechanical engineering, a great potential for strengthening the production oriented companies in the branches of mechanical engineering can be seen in application of virtual reality (VR) methods. The present paper is aimed at introducing and showing the potentials of a VR-based tool, as a support for machine producers in order to establish individual customer oriented production systems using methods of virtual engineering, especially in the technology development and machine configuration phases. For this purpose appropriate methods for the configuration tool development will be presented, resulting in the end in a prototype solution.

The development of the machine configurator tool is a part of an ongoing project at the Fraunhofer Institute for Factory Operation and Automation (IFF) Magdeburg, named VITECMA – Virtual reality based **technology** development and **machine** configuration (VR-basierte Technologieentwicklung und Maschinenkonfiguration). The underlying concept for the development of a configuration tool is to support the application of the virtual engineering approaches to technology development and configuration of the machine systems based on emerging individual customer oriented products. The development of the tool is accompanied by appropriate approaches, methods and models, which enable an overall consideration of the production process. The tool is primarily aimed at two distinct user groups: marketing experts and technologists. The general underlying concept of the configurator is shown in Figure 1.

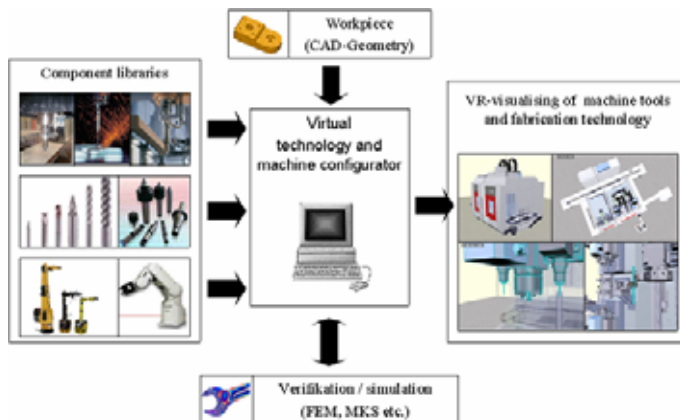


Figure 1: Virtual reality based technology development and machine configuration – concept

Although aimed at supporting the technology development and design processes, the tool is not meant to substitute the standard CAD tools in the design process. Rather, the input information for this configuration tool is the CAD geometry data for parts to be manufactured and modules of the possible machine components. With that the tool is primarily targeted at customers with modular machine concepts. They are provided with the possibility of using modular component libraries to configure a machine system meeting a specific customer demand.

As a result, the customer can be presented a completely planned manufacturing technology for his product, including information about the production time and investments for the required machines.

Marketing experts, as another aimed group of users, have at their disposal for this purpose specially created functions, which enable the configuration of the planned machine for presentation purposes. Without the deep knowledge that a technologist possesses, and without extensive preliminary work, marketing experts are in this way enabled not only to present and explain the important features and functionalities of the machine and to point out the important phases of its design, production and operation, but also to respond to customer needs answering adequately their questions and adapting the configuration in situ to desired changes. This paper presents some examples, which show implementation potentials of the developing tool.

2. Interactive visualization system – basis of the machine configurator

The concept of the machine configurator is built upon the interactive visualization system for VR applications of the Fraunhofer IFF [3]. It is the so-called virtual development and training (VDT) platform, which enables realistic interaction with represented 3D objects, showing in this way possible scenarios in response to different predicted environmental influences. Representing the machine configuration and operation in such an interactive virtual environment enables a deeper insight into complex machine design and functionalities in the earliest stages of the machine development.

The mentioned approach to development of the machine configurator takes the VDT platform as a basis and extends it with several new functionalities. This is possible due to the modular extendibility of this platform. Since the platform represents the basis in this VR-based approach to the machine configurator and technology development, it will be described in some more detail in the following.

The structure of the platform is determined by three key components: a run-time system, an authoring system and a scenario concept (**Figure 2**). The run-time system

represents a software package, which enables the user to represent, navigate and interact with the objects in a computer environment in real time. Since a 3D geometry model is usually created using an appropriate CAD software, defined interfaces provide geometry data import in a form suitable for the application in the platform. The authoring system is a component of the platform which enables the assignment of functionalities to appropriate geometry objects. The graphical user interface (GUI) of the authoring system enables relatively simple and intuitive navigation through available platform features.

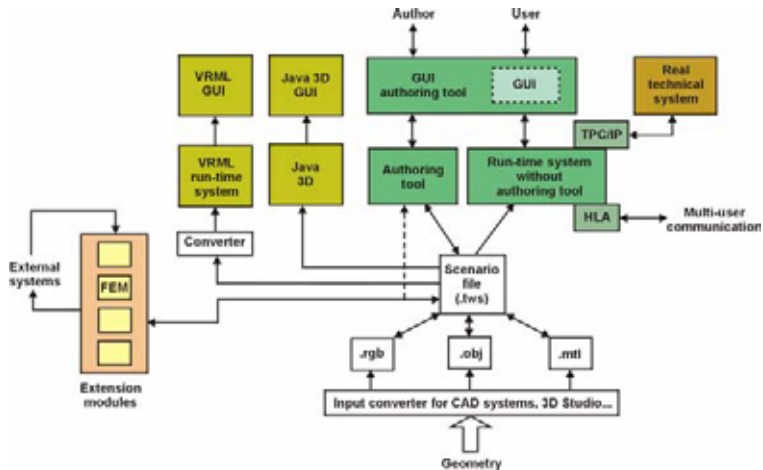


Figure 2: VDT platform architecture from the developer concept point of view

The scenario represents the output of the authoring system. It contains additional information on the input geometry, created through the authoring system. Defined behaviour of the contained 3D models in response to possible interactions with the virtual environment as well as with the user, which can interactively create different operating conditions, is also included as a part of scenario. In accordance with the classification presented in [1] the following possibilities for modelling additional information on geometry are possible.

In the lowest (structural) level the geometry and its material properties are defined, together with the transformation hierarchy and animations. The subsequent (functional) levels define the objects with their properties, criteria which initialise responses and different causal relations between appropriate objects. For training purposes an additional level can be introduced to model procedures, assignments and potential user mistakes when using a training scenario. In the context of the machine configuration tool discussed here, this level

could be used to provide a user training for operating the newly configured machine as an added value service to the customer.

For the development of the machine and technology configuration on top of the existing VDT platform some aspects of both the *user* and *developer concepts* of the platform have to be considered.

User concept

From the application concept point of view, the platform offers two basic operation modes: *author* and *user mode*. The *author mode* (the so-called *authoring system*) is aimed at creating scenarios for different purposes, including the possibility for interactive use of many available functions and features of the platform, through appropriate menus in the GUI. The creation of the scenario-specific-menus is also possible in the authoring system. In the frame of technology and machine configuration, this mode is aimed at the user group of technologists and designers. They will prepare and customize the modular component libraries for a certain machine type.

On the other hand, the *user mode* or the *user system* is limited only to those functions of the platform, which have been specified in the authoring mode. In this way the users have at their disposal scenario-specific-menus and platform functionalities, which enable a straightforward and intuitive scenario manipulation. This mode is especially convenient for marketing purposes and it is therefore aimed at the user group of marketing experts. They will use the ready-configured libraries for a certain machine class and additional functions provided to them by scenario authors.

Developer concept

From the developer concept point of view, a scenario represents the basis of the system architecture, which can be combined with the authoring system and the run-time system.

An important feature of the VDT platform is its extensibility, which means that it can be supplemented by different modular tools, which can be developed separately using some stand-alone tools and afterwards integrated in the platform. For this purpose the input-output interface must be accordingly provided. This approach enables the extension of the VDT visualization functions for different purposes. An example for such an extension is the module for the visualization of the finite element (FE) analysis results or of the material removal during the machining processes.

Data exchange between the VDT platform and other software tools and systems is possible through appropriately adapted and defined interfaces. For example, it is possible to show the visualization results obtained in the VDT platform not only with its standard built-in

scenario player, but also through an appropriate output interface in other run-time systems, like VRML player. Using the periphery hardware in combination with the VDT visualization platform offers powerful presentation possibilities (CAVE, head-mounted display etc.).

3. Concept of the technology and machine configuration in the visualization platform

The overall concept of the technology and machine configurator covers several stages of the development of a machine system. The configurator uses a modular and composable set of tools, which support specific tasks in the fields of technology and machine configuration.

On one side, tools are provided for defining the production steps and the corresponding technology based on a desired end product or group of products. These tools provide extensive libraries which can contain different technologies, techniques, tools, machine parts, assemblies etc. with the possibility of combining them. One typical outcome of this stage is the definition of a numerical control (NC) programme for a machine tool.

On the other side the machine(s) to be used for the production according to the planned technology must be planned and configured. For this purpose, the VDT platform is extended with a library concept, which allows the creation of catalogues and component classes. Such catalogues for machine parts and assemblies are available in a form convenient for the combination with other compatible parts or assemblies. Some predefined features of the classes within the catalogues determine the compatibility of the elements contributing in this way to a logically guided design. The functions aimed at the group of technologists are available in the authoring system.

The combination of both sides (technology development and machine configuration) allows the creation of an interactive visualisation of the targeted machine system and the customer specific production technology. The visualization of the production process is accompanied by a structured documentation of the required machines and tool components and corresponding data (e.g. lists of the machining steps, times, costs, needed energy etc.).

Regarding the different target user groups, the machine and technology configuration tools for the marketing experts provide presentation and configuration functions, which can easily be used to demonstrate the potentials of suggested technological solutions. The concept is also based on the modules, which can be easily built-in and substituted when necessary. For this purpose the user system with an appropriate GUI is employed. Different approaches to the user system arrangement for the marketing experts can be used. Depending on the task complexity some functions of the authoring system can also be provided in the configuration tool for marketing experts in order to increase the flexibility of the demonstrative tool features.

4. Application example

The ongoing development of the technology and machine configurator assumes implementation and testing in concrete applications. In order to consider practical aspects of the technology development and machine configuration problems, an inductive approach to application was adopted. The intention was, namely, to perform the procedure for a concrete complex machine configuration and to generalize and extend the problem to arbitrary cases afterwards, including different component modules, which can cover a wide range of applications. Owing to the courtesy of the SCHIESS GmbH [6] in Aschersleben (Germany) a horizontal portal milling machine will be briefly presented as an example for the machine configuration.

Following the general approach to the modular configuration of machines, a component library within the VDT platform has been created with the aim to provide a range of the machine part classes, which can be combined to configure the machine (**Figure 3**).

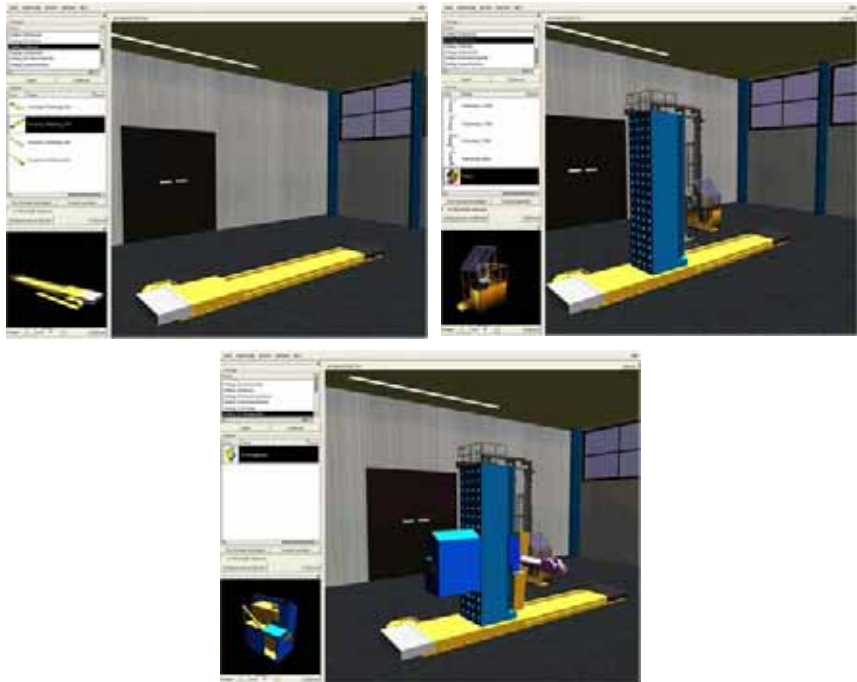


Figure 3: Different stages of the configuration of the sample machine

From the platform point of view, a class represents a certain component of the machine. Catalogues are formed as sets of classes. A set of catalogues represents a library. In the concrete applications the catalogues are formed based on common properties of the contained classes, regarding e.g. pertaining to an assembly or a group. Some of the catalogues used in the concrete machine configuration are: machine support, main drive, spindle, tool holders, tool and attachment changer, rotary tables with linear axis, coolant system, numeric control unit, etc.

The modular approach allows to place instances of each classes into a new configuration scenario. Appropriately adapted GUI elements enable the class manipulation within the configuration scenario.

As a result of the configuration the final virtual model of the suggested machine configuration is obtained in the form of a scenario. This scenario can at the same time represent the most important functions of the machine in an obvious way through visualization and can visualize the planned production technology. An example of such scenario is shown in **Figure 4**. It represents the completed horizontal portal milling machine from the SCHIESS GmbH with additional tool holders.



Figure 4: Snapshot of the scenario representing the completed machine

In addition to the visualisation of the ready-configured machine, the property of the modular extensibility of the VDT platform can be used for visualizing additional information in

the scenario. In the example application, FE simulations were performed for some selected machine parts with a standard FEM tool. The result visualisation can be integrated into the virtual scenario of the machine by using a platform extension. This extension provides an interface between external FE simulation software and the VDT platform. Input data containing the FE simulation results together with the created mesh are imported in the so-called input table in the form of a universal file and visualized afterwards within the platform (Figure 5).

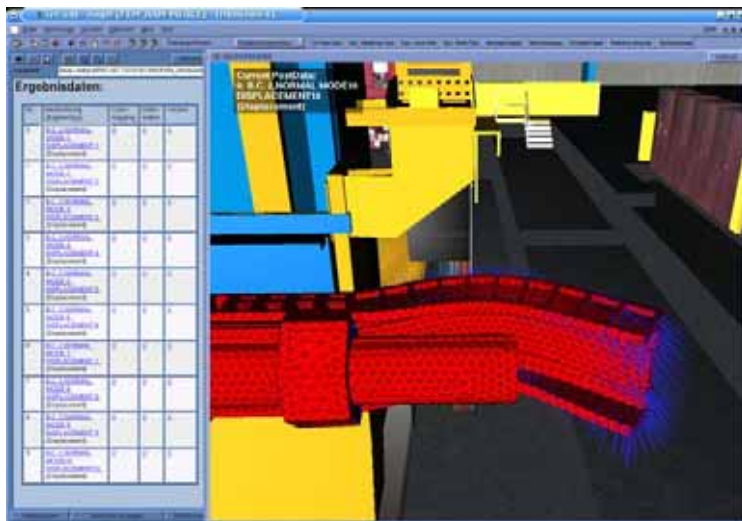


Figure 5: Visualization of FE simulation results: deformation of the selected eigenmode with vector representation

Deformations corresponding to selected eigenforms, displacements, stresses, or temperature distribution are some of the results which can be interactively visualized. Vector representation of the results is also possible. Using additional extension functions defined through the interactive menu it is possible to represent the FE results only for selected parts and to hide/unhide or overlap them with the existing geometry.

4. Conclusions

The main aspects of the technology and machine configurator, which is being developed supported by the VDT visualization platform, are presented in this paper. The intention of the development is to support the technologists and marketing experts in preliminary phases of

the product development and its presentation in order to increase the comprehensibility of the suggested solutions through appropriate visualizations. The work includes also the development of the extensions, which offer additional visualization functions, like integration of the FE simulation results or development of the extensions for a straightforward modular configuration. Development of new extensions requires definition and adaptation of the interfaces to external modules and supporting IT systems. In this way the platform can integrate many additional functions for the overall VR simulation. The aim of the development is not replacement of the existing IT systems, specialized for specific functions (like for example CAD systems, which provide input data for the platform). The intention is rather to join different functions under the same roof in order to provide a better interactive handling and better understanding of the development problems, offering at the same time the basis for the solution in the early design stages.

References

- [1] Blümel, E.; Straßburger, S.; Sturek, R.; Kimura, I.: *Pragmatic Approach to Apply Virtual Reality Technology in Accelerating a Product Life Cycle*. In: Proceedings of the International Conference Innovations 2004, June 11-12, 2004, Slany, Czech Republic, pp. 199-207.
- [2] Schenk, M.; Hintze, A.; Schumann, M.; Stüring, S.: *Erweiterte Digital Mockups zur Modellierung und Simulation technischer Systeme im integrierten Entwicklungsprozess*. In: Proceedings 4. Magdeburger Maschinenbau-Tage, Sep. 22-23, 1999.
- [3] Schenk, M.; Blümel, E.; Straßburger, S.; Hintze, A.; Sturek, R.: *Produktivitätssteigerung durch Virtual Reality-basierte Dienstleistungen*. In: Proceedings des 4. Chemnitzer Produktionstechnischen Kolloquiums (CPK 2004), ed. R. Neugebauer, 21.-22. September 2004, Chemnitz, pp. 381-394.
- [4] Schenk, M.; Straßburger, S.; Kissner, H.: *Combining Virtual Reality and Assembly Simulation for Production Planning and Worker Qualification*. In: CD-Proceedings International Conference on Changeable, Agile, Reconfigurable and Virtual Production CARV 05, Technical University of Munich, Germany, September 22-23, 2005.
- [5] Richnow, N.: *Interaktive FEM-Postvisualisierung als Komponente eines VR-Systems Konzept und prototypische Realisierung*, Diplomarbeit, Fraunhofer Institut für Fabrikbetrieb und -automatisierung IFF, Magdeburg, 2004;
- [6] Schiess GmbH SMTCL, <http://www.schiess.de/>

Bestimmung der Steifigkeit elastischer ringförmiger Kupplungen mit nichtmetallischen elastischen Elementen unter Berücksichtigung von konstruktiven und Betriebsparametern

Dr.-Ing. Wilhelm Hadjiiski, UFT–Plovdiv; Doz. Dr.–Ing. Tswjatko Atanassov, TU- Varna

1. Einleitung

Die Haupteigenschaften der elastischen Kupplungen sind, ihre Fähigkeit einen relativ großen Drehwinkel bei Übertragung eines Drehmoments aufzuweisen und die Fähigkeit die verschiedenen Verschiebungen der durch die Kupplung verbundenen Wellen zu kompensieren.

In Abhängigkeit von der konstruktiven Ausführung und dem Werkstoff des elastischen Elements haben die elastischen Kupplungen verschiedene Kompensationsvermögen bei Verschiebung der Achsen der verbundenen Wellen.

Die komplizierte Konstruktion der Kupplungen erfordert in einer Reihe von Fällen die Einbeziehung der Elastizitätstheorie zur Bestimmung des Spannungs- und Deformationszustandes des elastischen Elements.

Die erzielten Ergebnisse erfordern in diesem Fall auch eine numerische Bestimmung der reaktiven Kräfte und Momente, die bei der Kompensation der Verschiebung der verbundenen Wellen entstehen.

2. Aufgabenstellung

Folgende Zielstellung wurde gestellt:

- Numerische Bestimmung der Steifigkeit der elastischen Kupplung mit nichtmetallischem elastischem Element.
- Berücksichtigung der Ergebnisse aus der Ermittlung des Spannungszustandes des elastischen Elements, ermittelt nach der FE-Methode.
- Bestimmung der Reaktionskräfte und -momente.

Darstellung der Ergebnisse aus der Bestimmung des Temperaturfeldes der elastischen Schiene einer Kupplung mit elastischem ringförmigem Element, ermittelt nach der FE-Methode [1, 2, 3, 4]

Die Hauptcharakteristik der elastischen Kupplungen ist ihre Torsionssteifigkeit bei Axial-, Radial- und Winkelverschiebung.

3. Bestimmung der Torsionssteifigkeit einer Kupplung mit elastischem Gummielement

Die Torsionssteifigkeit wird nach dem Ausdruck

$$C_\varphi = \frac{dT}{d\varphi} \quad (1)$$

bestimmt,

wobei: T - das von der Kupplung zu übertragende Drehmoment,

φ - Winkel der relativen Drehung der beiden Kupplungshälften.

Der Wert des Drehmoments wird mit Hilfe numerischer Integration des Produktes von der tangentialen Spannung und dem laufenden Radius $-r$ bestimmt, wobei $\tau = \sqrt{\tau_{r\theta}^2 + \tau_{z\theta}^2}$ die Spannung entlang der Schienendicke ist, z.B. für den äquatorialen Querschnitt, im Bild 1:

$$T = \int_0^{2\pi r_2} \int_{r_1} r \cdot r \cdot dr d\theta \quad (2)$$

Im Bild 1 sind die Schemata der elastischen Schiene einer Kupplung mit elastischem ringförmigem Element zur Bestimmung des zu übertragenden Drehmoments bei relativem Torsionswinkel φ dargestellt.

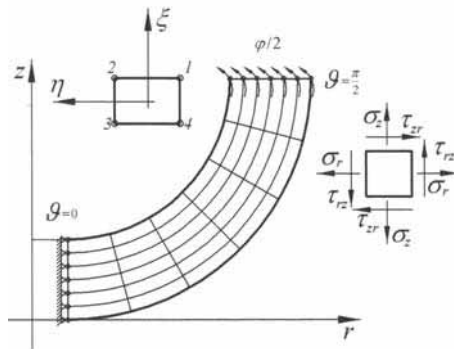


Bild. 1

Für Seite 1-2 des ringförmigen rechteckigen Elements im Bild 1 ist die lokale Koordinate $\xi = 1$ und daher ergibt sich für die Formfunktionen:

$$L_1 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 - \eta) = \frac{1}{2}(1 - \eta), \quad \frac{\partial L_1}{\partial \xi} = 0, \quad \frac{\partial L_1}{\partial \eta} = -\frac{1}{2} \quad (3)$$

$$L_2 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 + \eta) = \frac{1}{2}(1 + \eta), \quad \frac{\partial L_2}{\partial \xi} = 0, \quad \frac{\partial L_2}{\partial \eta} = \frac{1}{2}$$

$$L_1 = \frac{1}{4}(1-\xi)(1+\eta) = 0, \quad \frac{\partial L_3}{\partial \xi} = 0, \quad \frac{\partial L_3}{\partial \eta} = 0, \quad L_4 = \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta) = 0, \quad \frac{\partial L_4}{\partial \xi} = 0, \quad \frac{\partial L_4}{\partial \eta} = -\frac{1}{2}$$

Die Approximation der tangentialen Spannung τ für Seite 1-2 des finiten Elements bei bekannten Knotenpunktwerten der τ für Knotenpunkte 1 und 2 erfolgt nach der Formel:

$$\tau = L_1 \tau_1 + L_2 \tau_2 = [L_1 L_2] \begin{Bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Nach Einsetzen von (3) und (4) in (2)

$$\begin{aligned} T &= \int_0^{2\pi r_2} \int_0^{r_2} \tau r dr d\theta = \int_0^{2\pi r_2} \int_0^{r_2} [L_1 L_2] \begin{Bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{Bmatrix} \left(\sum_1^4 L_u R_k \right) \left(\sum_1^4 L_u R_k \right) dr d\theta = \\ &= \int_S [L_1 L_2] \begin{Bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{Bmatrix} \left(\sum_1^4 L_u R_k \right) \left(\sum_1^4 L_u R_k \right) dS \end{aligned} \quad (5)$$

unter Anwendung der Beziehung

$$dS = \frac{Z_{12}}{2} d\eta$$

(6)

wobei Z_{12} die Länge der Seite 1-2 ist und nach Integration ergibt sich:

$$T = \frac{\pi Z_{12}}{6} \left[(3R_1^2 + R_2^2 + 2R_1 R_2) \tau_1 + (R_1^2 + 3R_2^2 + 2R_1 R_2) \tau_2 \right]$$

(7)

Im Bild 2 ist die Änderung der Torsionssteifigkeit $C_f, Nm/rad$ einer Kupplung mit elastischem ringförmigem Element für verschiedene Durchmesser der elastischen Schiene bei den geometrischen Beziehungen $\alpha = B/D = 0,25$ und $\beta = h/D = 0,05$ dargestellt.

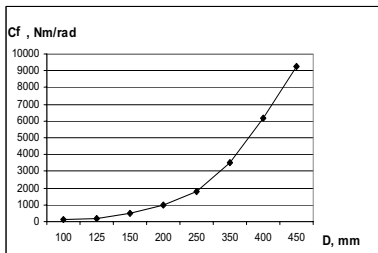


Bild. 2

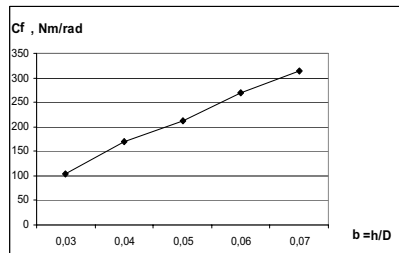
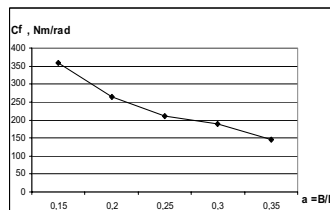


Bild. 3

Bild. 4



Die Bilder 3 und 4 zeigen die Änderung der Torsionssteifigkeit $C_\varphi, Nm/rad$ einer Kupplung mit elastischem ringförmigem Element bei entsprechender Änderung der Dicke der elastischen Schiene, dargestellt durch den geometrischen Parameter $\beta = h/D$ sowie der Breite der elastischen Schiene, dargestellt durch die geometrische Beziehung $\alpha = B/D$ einer elastischen Schiene mit Durchmesser $D = 125\text{ mm}$.

Die elastische Schiene hat folgende Abmessungen:

D - Durchmesser der elastischen Schiene – Änderung im Wertebereich von 0,1; 0,125; 0,15; 0,2; 0,25; 0,35; 0,4 und 0,45 m,

$\alpha = B/D$ - relative Breite der elastischen Schiene, die sich im Intervall von 0,15 bis 0,35 ändert,

$\beta = h/D$ - relative Dicke, die sich im Intervall von 0,03 bis 0,07 ändert.

Die Größe des Drehmoments, auf dessen Basis die Torsionssteifigkeiten berechnet sind, wird durch Integrieren der im Bild 1 dargestellten tangentialen Spannung τ [5] nach dem Nullquerschnitt $\vartheta = 0$ des Profils der elastischen Schiene ermittelt.

4. Bestimmung der Axialsteifigkeit einer Kupplung mit elastischem Gummielement

Die Axialsteifigkeit der elastischen Kupplung gibt die Einschätzung ihrer Kompensationseigenschaften bei axialer Verschiebung der durch die Kupplung verbundenen Wellen. Die Bestimmung der Axialsteifigkeit erfolgt nach dem Ausdruck:

$$C_\alpha = \frac{dP_z}{da} \quad (8)$$

wobei: P_z - axiale elastische (reaktive) Kraft, verursacht durch die Verschiebung Δa in axialer Richtung.

Die axiale Rückstoßkraft P_z , hervorgerufen bei der Kompensation der axialen Verschiebung der verbundenen Wellen, wird durch Integration entweder der tangentialen Spannung τ_{rz} im Nullquerschnitt bei $\vartheta = 0$ oder der Normalspannung σ_z im äquatorialen Querschnitt $\vartheta = \pi/2$ bestimmt:

$$P_z = \int_0^{2\pi r_2} \int_{r_1} \sigma_z r \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \quad (9)$$

Im Bild 5 sind die Schemata der elastischen Schiene einer Kupplung mit elastischem ringförmigem Element zur Bestimmung der axialen Reaktionskraft bei einer axialen Verschiebung Δa dargestellt.

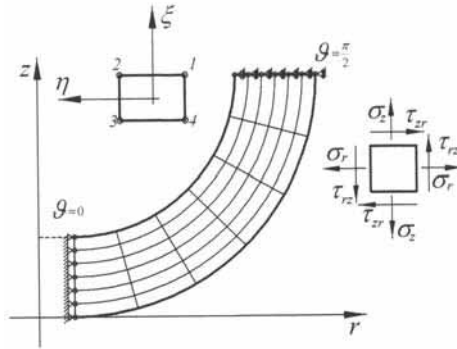


Bild. 5

Die Seite 1-2 des ringförmigen rechteckigen Elements im Bild 5 bestimmt die Projektion des äquatorialen Querschnitts, entlang dessen die Normalspannung σ_z wirkt, wobei für Seite 1-2 die lokale Koordinate $\xi = 1$ ist.

Daher werden die Formfunktionen nach Formeln (4) ermittelt.

Die Approximation der Normalspannung σ_z für Seite 1-2 des finiten Elements bei bekannten Knotenpunktwerten der σ_z für Punkte 1 und 2 erfolgt nach der Formel:

$$\sigma_z = [N]\{\sigma_z\} = [L_1 L_2] \begin{Bmatrix} \sigma_{z_1} \\ \sigma_{z_2} \end{Bmatrix} = L_1 \sigma_{z_1} + L_2 \sigma_{z_2} \quad (10)$$

Nach Einsetzen von (3) und (10) in (9) ergibt sich:

$$P_z = \int_0^{2\pi r_2} \int_0^{r_1} \sigma_z r \cdot r dr d\theta = \int_0^{2\pi r_2} [L_1 L_2] \begin{Bmatrix} \sigma_{z_1} \\ \sigma_{z_2} \end{Bmatrix} \left(\sum_1^4 L_u R_k \right) dr d\theta = \int_S [L_1 L_2] \begin{Bmatrix} \sigma_{z_1} \\ \sigma_{z_2} \end{Bmatrix} \left(\sum_1^4 L_u R_k \right) dS \quad (11)$$

Unter Anwendung der Beziehung (...) für Z_{12} und nach Integration ergibt sich:

$$P_z = \frac{\pi Z_{12}}{6} [(4R_1 + 3R_2) \sigma_{z_1} + (3R_1 + 4R_2) \sigma_{z_2}] \quad (12)$$

Die Axialkraft kann auch durch Integrieren der tangentialen Spannung τ_{rz} für den Nullquerschnitt bei $\vartheta = 0$ bestimmt werden. Die lokale Koordinate für Seite 3-4 des ringförmigen rechteckigen Elements ist in diesem Fall $\xi = -1$ und die Formfunktionen werden nach den Formeln (16) bestimmt.

Daher wird für die Axialkraft ermittelt:

$$P_{z_n} = \pi r Z_{34} (\tau_{rz_3} + \tau_{rz_4}) \quad (13)$$

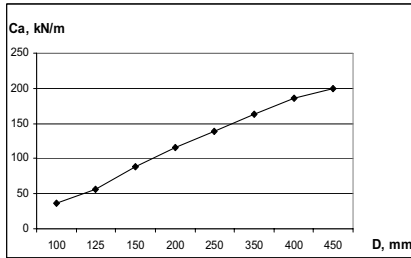


Bild. 6

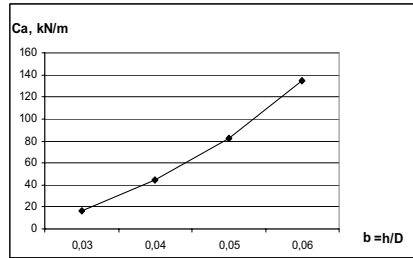


Bild. 7

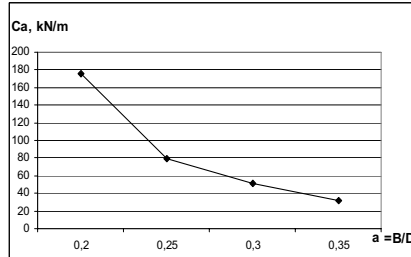


Bild. 8

Die Bilder 6, 7 und 8 zeigen die Diagramme der Axialsteifigkeit $C_a, kN/m$ einer Kupplung mit elastischem ringförmigem Element entsprechend für verschiedene Durchmesser und Dicken der elastischen Schiene, dargestellt durch die geometrischen Beziehungen $\beta = h/D$ der elastischen Schiene bei Durchmesser $D = 125\text{ mm}$ und $\alpha = B/D = 0,25$ sowie für verschiedene Breiten der elastischen Schiene, dargestellt durch die geometrischen Beziehungen $\alpha = B/D$ der elastischen Schiene bei Durchmesser $D = 125\text{ mm}$ und $\beta = h/D = 0,05$.

Die Größe der Axialkraft ist durch Integrieren der im Bild 5 dargestellten tangentialen Spannung τ [5] nach dem Nullquerschnitt $\varrho = 0$ des Profils der elastischen Schiene ermittelt.

5. Bestimmung der Radialsteifigkeit einer Kupplung mit elastischem Gummielement

Die Einschätzung der Kompensationseigenschaften der elastischen Kupplung bei radialer Verschiebung der durch die Kupplung verbundenen Wellen wird durch die Radialsteifigkeit gegeben:

$$C_r = \frac{dP_r}{dr} \quad (14)$$

wobei: P_r - radiale elastische (reaktive) Kraft, verursacht durch die Verschiebung Δr in radialer Richtung.

Die radiale Reaktionskraft P_r , bedingt durch die radiale Fluchtabweichung der verbundenen Wellen, wird durch Integration der Spannung σ_r nach dem Nullquerschnitt $\vartheta = 0$ bestimmt:

$$P_r = \int_0^{2\pi} \int_{z_1}^{z_2} \sigma_r r_r dz d\theta \quad (15)$$

Im Bild 9 sind die Schemata der elastischen Schiene einer Kupplung mit elastischem ringförmigem Element zur Bestimmung der radialen Rückstoßkraft bei radialer Verschiebung Δr dargestellt.

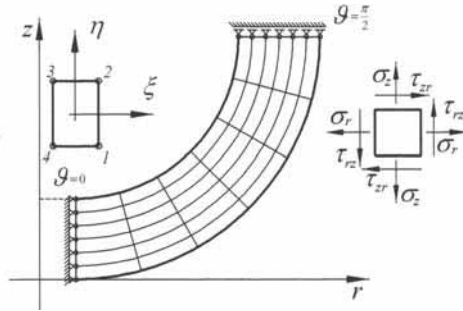


Bild. 9

Die durch die Punkte 3 und 4 bestimmte Seite des im Bild 9 dargestellten ringförmigen rechteckigen Elements bestimmt die Projektion des Querschnitts $\vartheta = 0$ wobei für die Seite 3-4 die lokale Koordinate $\xi = -1$ ist.

Für die Formfunktionen gilt daher:

$$\begin{aligned} L_1 &= \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 - \eta) = 0, \quad \frac{\partial L_1}{\partial \xi} = 0, \quad \frac{\partial L_1}{\partial \eta} = 0, \quad L_2 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 + \eta) = 0, \quad \frac{\partial L_2}{\partial \xi} = 0, \quad \frac{\partial L_2}{\partial \eta} = 0 \\ L_3 &= \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 + \eta) = \frac{1}{2}(1 + \eta), \quad \frac{\partial L_3}{\partial \xi} = 0, \quad \frac{\partial L_3}{\partial \eta} = \frac{1}{2} \\ L_4 &= \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 - \eta) = \frac{1}{2}(1 - \eta), \quad \frac{\partial L_4}{\partial \xi} = 0, \quad \frac{\partial L_4}{\partial \eta} = -\frac{1}{2} \end{aligned} \quad (16)$$

Die Approximation der Normalspannung σ_z für Seite 3-4 des finiten Elements bei bekannten Knotenpunktwerten der σ_r für Punkte 3 und 4 erfolgt nach der Formel:

$$\sigma_r = [N] \{ \sigma_r \} = [L_3 L_4] \begin{Bmatrix} \sigma_{r_3} \\ \sigma_{r_4} \end{Bmatrix} = L_3 \sigma_{r_3} + L_4 \sigma_{r_4} \quad (17)$$

Nach Einsetzen von (16) und (17) in (15)

$$P_r = \int_0^{2\pi z_4} \int_0^{2\pi z_4} \sigma_r r dz d\theta = \int_0^{2\pi z_4} \int_{L_3}^{L_4} \left\{ \begin{matrix} \sigma_{r_3} \\ \sigma_{r_4} \end{matrix} \right\} r dz d\theta = 2\pi r \int_S \left\{ \begin{matrix} \sigma_{r_3} \\ \sigma_{r_4} \end{matrix} \right\} dS, \quad (18)$$

unter Anwendung der Beziehung

$$dS = \frac{Z_{34}}{2} d\eta, \quad (19)$$

wobei Z_{34} die Länge der Seite 3-4 ist und nach Integration ergibt sich:

$$P_r = \pi r Z_{12} (\sigma_{r_3} + \sigma_{r_4}) \quad (20)$$

Die Bilder 10, 11 und 12 zeigen die Diagramme der Radialsteifigkeit $C_r, kN/m$ einer Kupplung mit elastischem ringförmigen Element für verschiedene Durchmesser und Dicken der elastischen Schiene, dargestellt durch die geometrischen Beziehungen $\beta = h/D$ der elastischen Schiene bei Durchmesser $D = 125\text{ mm}$ und $\alpha = B/D = 0,25$ sowie für verschiedene Breiten der elastischen Schiene, dargestellt durch die geometrischen Beziehungen $\alpha = B/D$ der elastischen Schiene bei Durchmesser $D = 125\text{ mm}$.

Die Größe der radialen Rückstoßkraft ist durch Integrieren der im Bild 9 dargestellten radialen Spannung σ_r [5] nach dem Nullquerschnitt $\vartheta = 0$ des Profils der elastischen Schiene ermittelt.

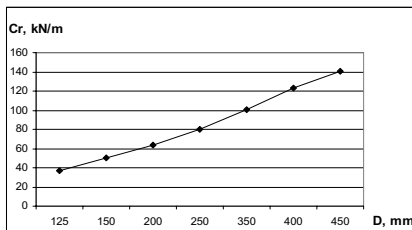


Bild. 10

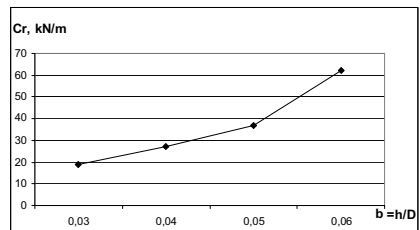


Bild. 11

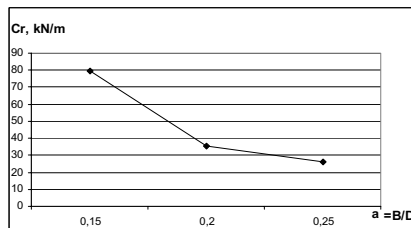


Bild. 12

6. Bestimmung der Winkelsteifigkeit einer Kupplung mit elastischem Gummielement

Die Einschätzung der Kompensationseigenschaften der elastischen Kupplung bei Winkelverschiebung der durch die Kupplung verbundenen Wellen wird durch die Winkelsteifigkeit gegeben:

$$C_\gamma = \frac{dM_\gamma}{d\gamma} \quad (21)$$

wobei: M_γ - elastisches (reaktives) Moment, verursacht durch die Winkelverschiebung $\Delta\gamma$.

Das auf die Welle einwirkende Rückstellmoment beim Kompensieren der Winkelverschiebung wird durch Integration des Produktes $\tau_{rz}r$ nach dem Nullquerschnitt bei $\vartheta = 0$ bestimmt:

$$M_\gamma = \int_0^{2\pi z_2} \int_{z_1} \tau_{rz} r^2 dz d\theta \quad (22)$$

Im Bild 13 sind die Schemata der elastischen Schiene einer Kupplung mit elastischem ringförmigem Element zur Bestimmung des reaktiven Biegemoments bei Winkelverschiebung $\Delta\gamma$ dargestellt.

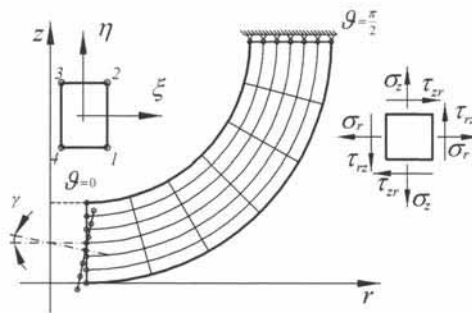


Bild. 13

Die durch die Punkte 3 und 4 bestimmte Seite des im Bild 13 dargestellten ringförmigen rechteckigen Elements bestimmt die Projektion des Querschnitts $\vartheta = 0$ wobei für die Seite 3-4 die lokale Koordinate $\xi = -1$ ist.

Daher werden die Formfunktionen nach Formeln (16) ermittelt.

Die Approximation der Tangentialspannung τ_{rz} für Seite 3-4 des finiten Elements bei bekannten Knotenpunktwerten der τ_{rz} für Punkte 3 und 4 erfolgt nach der Formel:

$$\tau_{rz} = [N] \{ \tau_{rz} \} = [L_3 L_4] \begin{Bmatrix} \tau_{rz_3} \\ \tau_{rz_4} \end{Bmatrix} = L_3 \tau_{rz_3} + L_4 \tau_{rz_4} \quad (23)$$

Nach Einsetzen von (16) und (23) in (22)

$$M_\gamma = \int_0^{2\pi\pi_3} \int_0^{2\pi\pi_4} \tau_{rz} r_1^2 dz d\theta = \int_0^{2\pi\pi_4} \int_0^{2\pi\pi_3} [L_3 L_4] \left\{ \begin{matrix} \tau_{rz_3} \\ \tau_{rz_4} \end{matrix} \right\} dz d\theta = 2\pi r^2 \int_S [L_3 L_4] \left\{ \begin{matrix} \tau_{rz_3} \\ \tau_{rz_4} \end{matrix} \right\} dS$$

(24)

unter Anwendung der Beziehung für Z_{34} und nach Integration ergibt sich:

$$M_\gamma = \int_{-1}^1 \pi r^2 Z_{34} [L_3 L_4] \left\{ \begin{matrix} \tau_{rz_3} \\ \tau_{rz_4} \end{matrix} \right\} d\eta M_\gamma = \pi r^2 Z_{12} (\tau_{rz_3} + \tau_{rz_4})$$

(25)

Die Bilder 14, 15 und 16 zeigen die Diagramme der Winkelsteifigkeit $C_\gamma, Nm/rad$ einer Kupplung mit elastischem ringförmigem Element für verschiedene Durchmesser der elastischen Schiene bei den folgenden geometrischen Beziehungen: $\alpha = B/D = 0,25$ und $\beta = h/D = 0,05$, für verschiedene Dicken der elastischen Schiene, dargestellt durch die geometrischen Beziehungen $\beta = h/D$ der elastischen Schiene bei Durchmesser $D = 125\text{ mm}$ und $\alpha = B/D = 0,25$ sowie für verschiedene Breiten der elastischen Schiene, dargestellt durch die geometrischen Beziehungen $\alpha = B/D$ der elastischen Schiene bei Durchmesser $D = 125\text{ mm}$.

Die Größe des Biegemoments ist durch Integrieren der im Bild 13 dargestellten tangentialen Spannung τ_{rz} [5] nach dem Nullquerschnitt $\varrho = 0$ des Profils der elastischen Schiene ermittelt.

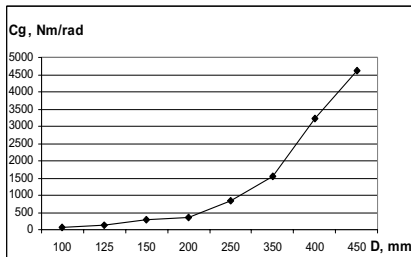


Bild. 14

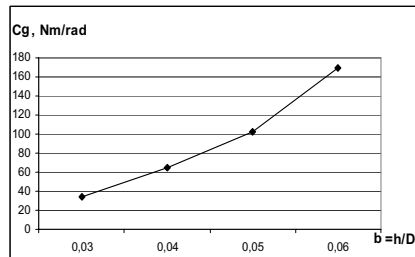


Bild. 15

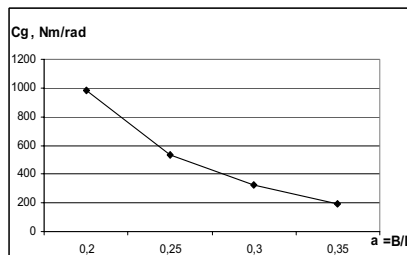


Bild. 16

7. Schlussfolgerungen

Auf der Grundlage der vorgestellten Schemata und aus den auf deren Basis erzielten Ergebnissen für die Steifigkeit einer elastischen Kupplung mit elastischem ringförmigem Element können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

1. Die für die Bestimmung der Steifigkeit des elastischen Elements vorgestellten Schemata lassen die Durchführung einer numerischen Lösung der Aufgabenstellung zur Bestimmung der in der elastischen Schiene bei Torsion entstehenden reaktiven Kräfte, der Axial-, Radial- und Winkelverschiebung der durch die Kupplung verbundenen Wellen zu.
2. Bei Vergrößerung des Durchmessers der elastischen Schiene ist eine wesentliche Steigerung der Steifigkeit der elastischen Kupplung zu verzeichnen.
3. Die Vergrößerung der Dicke der elastischen Schiene führt zur Steigerung der Steifigkeit der Kupplung und diese der Breite zur Steifigkeitsminderung. Im Wertebereich der konstruktiven Ausführung der Verhältnisse der relativen Dicke und relativen Breite der elastischen Schiene ist der wesentlichere Einfluß der Schienendicke festzustellen.
4. Die Änderung der Konstruktionsparameter Dicke und Breite beeinflusst am wesentlichsten die axiale Steifigkeit der Kupplung.
5. Die erzielten Ergebnisse können beim Konstruieren von Kupplungen mit definierten Charakteristiken Anwendung finden.

Literaturverzeichnis

[1] Zentkevic, O.: Finite Elemente Methode in der Technik (russisch) Verlag Mir, Moskau 1975

[2] Michailov, J. ; Ivanov, B.: Kupplungen mit nichtmetallischen elastischen Elementen, Verlag Maschinostroenie, Leningrad 1987

[3] Russev, D.; Yossifov, R.: Mathematische Methoden in den Ingenieuruntersuchungen, Varna 1988

[4] Segerlind, L. : Anwendung der Finite Elemente Methoden, Verlag Mir, Moskau 1979[5]

Wilhelm M. Hadhiiski, Tswyatko S. Atanasov, Angel V. Baltadjiev.: Determination of the temperature field of elastic coupling type Periflex by finite elements method as a result of mechanical loading. Proceedings of second international congress of mechanical and electrical engineering and marine industry, MEEMI 2005, volume II, p. 211-216, 07-09.X.2005, Varna, Bulgaria.

Wie sinnvoll ist virtuelle Produktentwicklung bei neuartigen Kunststoffen?

Simulation mittels ICROS und Prototypentests

Dipl.-Ing. **B. Alber**, Prof. Dr.-Ing. **F. Rieg**,
Dipl.-Wirtsch.-Ing. **R. Hackenschmidt**,
Lehrstuhl Konstruktionslehre und CAD, Universität Bayreuth

Kurzfassung

Mit der Entwicklung neuartiger Kunststoffe werden ständig weitere Einsatzbereiche erschlossen. Eine Herausforderung im Ablauf des Entwicklungsprozesses ist die Fülle von Simulationsprogrammen die bereitgestellt wird, aus denen der Konstrukteur auswählen und den Nutzen der einzelnen Programme abschätzen muss.

Es wird ein Konzept für den computergestützten Entwicklungsprozess mit Hochleistungspolymeren vorgestellt, welches aufgrund des komplexen Materialverhaltens der Polymere mehrere Simulationsmethoden kombiniert, um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten. Dies geschieht mit der Methode **ICROS** (engineering by Intelligent **CRO**ss-linked **SIM**ulations). Die Frage bleibt, wie verlässlich die Simulationen sind und inwieweit die Ergebnisse mit der Realität übereinstimmen.

Um dies exemplarisch zu verdeutlichen wurde eine Fallstudie am Beispiel einer neuartigen Klauenkupplung aus Langglasfaser verstärktem Kunststoff durchgeführt, in der die Simulation mit dem Experiment verglichen wird. Dank des gezielten Einsatzes von Simulationswerkzeugen wurde ein Bauteil entwickelt, dessen Eigenschaften sogar über denen einer herkömmlichen Klauenkupplung aus Aluminium liegen und das bei reduziertem Gewicht und geringeren Herstellkosten. Es zeigt sich, dass mit der Methode **ICROS** und der Verifizierung im Versuch bereits das erste entwickelte Design alle Anforderungen erfüllt.

1. Motivation

Kunststoffe sind mittlerweile als Konstruktionswerkstoffe etabliert. Besonders thermoplastisch verarbeitbare Kunststoffe substituieren in vielen Bereichen metallische Werkstoffe. Durch die völlig andere molekulare Struktur der Kunststoffe im Vergleich zu den Metallen ergeben sich jedoch gänzlich verschiedene Materialeigenschaften. Diese Besonderheiten im Materialverhalten, die relevant sind bei der Auslegung von Bauteilen, der Vorhersage der Betriebsfestigkeit und der Simulation, gilt es zu berücksichtigen [5]. Vier Haupteinflussfakto-

ren bestimmen die Leistungsfähigkeit eines Kunststoffbauteils: das Material, die Verarbeitung, das Design und der Einsatz.

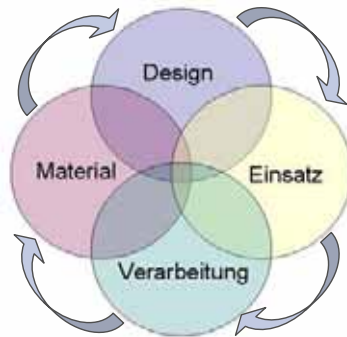


Bild 1: Haupteinflussfaktoren auf eine Kunststoffkonstruktion

In der letzten Zeit hat sich eine neue Gruppe der thermoplastischen Polymere im Gebrauch etabliert: faserverstärkte Kunststoffe mit einer Glasfaservlänge von mehr als 7 Millimetern.

Diese Kunststoffe werden als Langglasfaser verstärkt bezeichnet. Mit ihren außergewöhnlichen Eigenschaften, wie verbesserte Steifigkeit und Schlagzähigkeit, sowie geringere Kriechneigung, ist diese Werkstoffgruppe besonders viel versprechend für den Einsatz bei Maschinenelementen. Durch die spezielle Struktur der neuartigen Kunststoffe müssen die vielfältigen Problemgrößen in der computergestützten Konstruktion mit Kunststoffen diskutiert werden.

2. Simulation von Kunststoffen – Stand der Technik?

Kunststoffe werden seit längerem mit Computerunterstützung konstruiert. Die Finite-Elemente-Analyse (FEA) ist Stand der Technik in der Konstruktion. Welche Analyse mit welchem Aufwand durchgeführt werden kann oder muss, ist vielfach aber schwer abzuschätzen. Zusätzlich bereitet die Interpretation der Ergebnisse bei Kunststoffbauteilen durch das ausgeprägte nichtlineare Materialverhalten erhebliche Schwierigkeiten [8]. Verschiedenste Materialmodelle und unterschiedliche Berechnungssolver versprechen dieses Materialverhalten hinreichend zu charakterisieren, allerdings werden dabei eine Fülle von Materialkennwerten und die Kenntnis der Finiten-Elemente-Methoden vorausgesetzt. Letztlich bestimmt daher der Aufwand zur Beschaffung der notwendigen Informationen den Einsatz der FEA. Oftmals wird wegen dieses Aufwands auf eine Simulation verzichtet, obwohl selbst eine einfach stati-

sche Analyse des Bauteils schon erhebliche Kenntnis der Vorgänge im Bauteil bringen kann. Die Entwicklung von Bauteilen aus Hochleistungskunststoffen mittels **ICROS** (Intelligent **CRO**ss-linked **S**imulations) hat sich aus dieser Problematik heraus entwickelt und wird in einer Bauteilfallstudie verdeutlicht. Die Methode besteht darin, die vorhandenen Simulationsprogramme gezielt zu verwenden, die notwendigen Simulationsparameter bereitzustellen und den Ablauf der einzelnen Programme zielgerichtet vorzugeben. Bei der Konstruktion mit Kunststoffen funktioniert dies wie folgt: das Füllverhalten von Thermoplasten lässt sich mit Spritzguss Simulationsprogrammen gut vorhersagen. Hierdurch können Form- und Werkzeuggestaltung, Einspritzpunkte oder Prozessparameter vorab optimiert werden. Die Aussagen zur Festigkeit werden durch Finite-Elemente-Programme getroffen. Ob und wie die optimale Spritzgussform gefertigt werden kann, wird durch eine Fertigungssimulation der notwendigen Fräs- und Erodiervorgänge entschieden. Im Bild 2 wird die optimale Vorgehensweise bei der Verwendung von unverstärkten Polyamiden mit der von faserverstärktem Material verglichen.

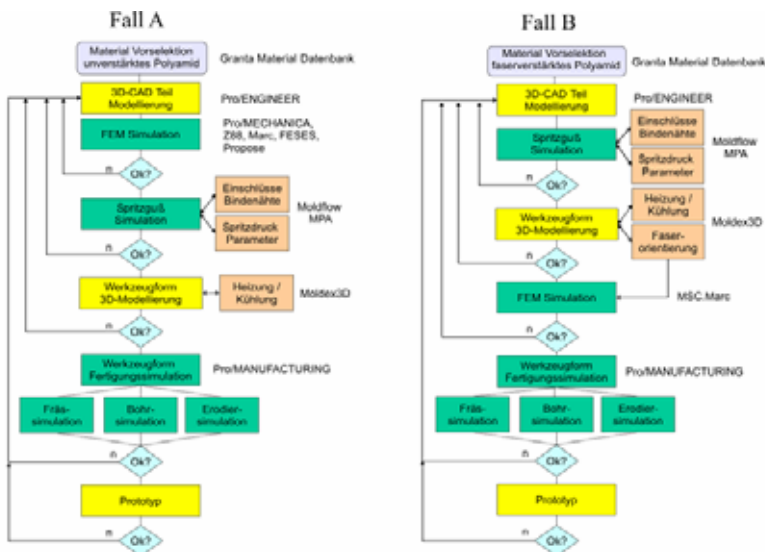


Bild 2: Vorgehensweise bei der Verwendung von ICROS

Da die lokale Festigkeit des Bauteils im Fall B abhängig von der einspritzbedingten Faserlage ist, muss hier nach der 3D-CAD-Modellierung des Bauteils zuerst eine Füllsimulation er-

folgen und dann nachgeschaltet erst eine FEA-Berechnung durchgeführt werden. Im Fall A bei unverstärkten Polymeren kann die Festigkeitsrechnung dagegen bereits vor der Füllsimulation angesetzt werden. Die Aussage zu treffen, bei welchen Materialien die Vorgehensweise A oder B verwendet werden muss, ist das Ziel bei der Verwendung von **ICROS**.

Fallstudie Kunststoffkupplung

Klauenkupplungen (Bild 3) werden zur verlust-, schwingungs- und stoßfreien Übertragung von Drehmomenten verwendet. Zusätzlich können Fluchtungsfehler und Versätze zwischen den Wellen ausgeglichen werden. Herkömmlich werden diese Maschinenelemente aus hochfestem Aluminium hergestellt [7]. Die Fallstudie soll zeigen, dass einer Substitution von metallischen Werkstoffen bei einem stark belasteten Maschinenelement durch Simulationseinsatz zielgerichtet möglich ist.

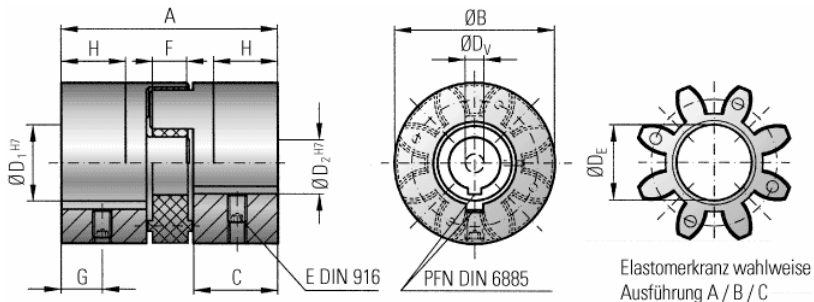


Bild 3: Konventionelle Klauenkupplung aus Aluminium (R+W)

□ Material

Das verwendete Material ist ein Langglasfaser verstärktes Polyamid 66 (FACTOR PA LGF) der Firma EPIC POLYMERS, welches im Pultrusionsverfahren hergestellt wird. Das Material besitzt einen E-Modul von 21.700 MPa und eine Zugfestigkeit von 220 MPa. Durch die Langglasfaserverstärkung werden durch Steigerung der Faserlänge höhere Leistungen erreicht. Das Polymergranulat besitzt eine Stäbchenform der Länge 9 mm. Die Glasfasern laufen über die gleiche Länge längs durch das Granulat. Je länger die Fasern im Bauteil sind, desto besser ist bei Belastung die Kraftübertragung der Polymermatrix auf die Verstärkungsfaser.

□ Finite-Elemente-Analyse

Es wurden mehrere Finite-Elemente-Analysen durchgeführt. Die Formoptimierung erfolgte an Hand von linear-statischen Analysen, daraus folgend entstand das abgewandelte verrundete und verrippte Design. Für den Festigkeitsnachweis ist diese Methode aber ungenauer als eine nichtlineare Berechnung. Die nichtlineare Berechnung erfolgte durch Übernahme von Spannungswerten aus Zugversuchen. Tabelle 1 und Bild 4 zeigen die Ergebnisse der maximal auftretenden Spannung nach von Mises im direkten Vergleich.

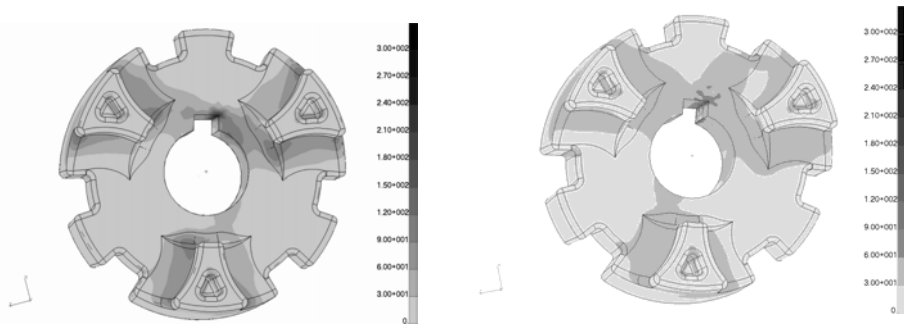


Bild 4: FEA-Analyse MSC.PATRAN/MARC der Kupplung bei 125 Nm Drehmoment:
linear statisch (links), nichtlinear statisch mit Spannungswerten (rechts)
Skalierung = Spannung in N/mm²

Tabelle 1: Berechnungsergebnisse der FEA-Analyse der Kunststoffkupplung

	Linear-statische Analyse	Nichtlinear-statische Analyse
60 Nm	$\sigma_{\max} = 137 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_{\max} = 65 \text{ N/mm}^2$
125 Nm	$\sigma_{\max} = 291 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_{\max} = 215 \text{ N/mm}^2$

Wie deutlich zu erkennen ist, gibt es erhebliche Unterschiede in den Maximalwerten der Spannung. Die Spannungsplos zeigen jedoch beide deutlich die kritischen Stellen in der Umgebung der Passfedern auf.

□ Spritzguss-Analyse

Die Optimierung der Form in Hinblick auf die Fertigung im Spritzgussprozess wurde sowohl in 2 ½ D als auch in 3 D mit und ohne Faserdistribution durchgeführt. Die Lage der Luft einschüsse und Binde nähte kann in beiden Verfahren vorhergesagt werden. Die Faserorientierung ist normalerweise nur bei 3 D Simulationen zuverlässig [4]. Das verwendete Langglas-

faser verstärkte Material kann mit den in Spritzgussanalyseprogrammen verwendeten Materialmodellen nicht berechnet werden. Durch Einstellung eines ähnlichen Materialverhaltens und gezielte Änderung des Fasereinflusses können allerdings Aufschlüsse über das Verhalten der Fasern gegeben werden (Bild 5).

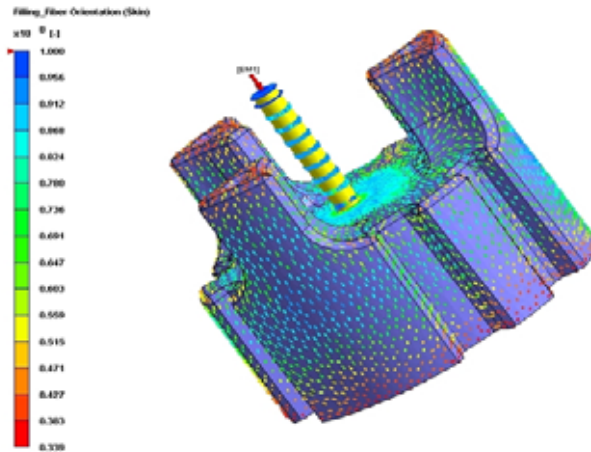


Bild 5: Spritzgussanalyse mit Faserorientierung in Moldex3D

3. Versuchsverifikation – Übereinstimmung mit Simulation?

Die durchgeführten Simulationen können einen Einblick in die Leistungsfähigkeit des Bauteils geben. Spannungsspitzen und Dehnungsverhalten des Bauteils geben Aufschlüsse über das Verhalten während des Einsatzes. Trotz allem können viele auftretende Einflüsse auf das Material- und Bauteilverhalten durch die Komplexität des Bauteils nicht ausreichend simuliert werden. Dies sind im einzelnen: das Verhalten unter Betriebsbedingungen, die Verteilung der Fasern im Bauteil und somit die Leistungsfähigkeit des Bauteils, sowie Aussagen über die Dauerfestigkeit des Bauteils unter Einbeziehung der Alterung des Werkstoffes.

Um Aussagen zum Alterungsverhalten und die zuverlässige Vorhersage der Bauteilfestigkeit unter Dauerbelastung treffen zu können, ist die Durchführung von Prototypentests unerlässlich. Die hier vorgestellte Kupplung wird mit einer Arburg Allrounder 320 Spritzgussmaschine gefertigt und anschließend, wie bei Teilen aus Polyamid üblich, bei Raumklima konditioniert. Um bei Kunststoffen spezifische Alterungseinflüsse zu charakterisieren und so ein Versagen nach mehreren Jahren Laufzeit auszuschließen, werden Tests an, mit in einer Bewitterungsmaschinen gealterte Proben, durchgeführt. Bei Langglasfaser verstärkte Materialien

sollten zusätzlich Veraschungsversuche Aufschluss über die Faserlänge im Bauteil geben. Diese Versuche werden ebenfalls am Beispielbauteil durchgeführt.

Um Aussagen über die Dauerfestigkeit zu geben, werden konditionierte und gealterte Prototypen am lehrstuhleigenen Prüfzentrum auf Dauer- und Schwingfestigkeit geprüft. Dies geschieht auf einem 1.250 kW Motorprüfstand, bei dem das Drehmoment durch mechanisches Verspannen des Antriebsstrangs auf den Prüfling aufgebracht wird. Dazu werden bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} die Kupplungen für jeden Test mit $4 \cdot 10^7$ Lastwechselspielen schwingend zyklisch belastet. Mit unterschiedlichen vorgegebenen Drehzahlen wurden so über 60 Kupplungshälften getestet.

□ Faserverteilung

Langfaserverstärkte Polymere entfalten ihre herausragenden Eigenschaften erst ab einer Faserlänge von mehr als 2 mm. Um die Faserverteilung innerhalb des Bauteils und die Faserlänge zu bestimmen, werden die Bauteile in einem Muffelofen bei 800°C verascht [2]. Das organische Polymer zersetzt sich und übrig bleibt das Fasergerüst aus Glas (Bild 6, links). Mit diesem Gerüst können Rückschlüsse auf die Dimensionierung des Bauteils gezogen werden. Die Angussform bestimmt die Fließeigenschaften und die Verteilung der Fasern. Scharfe Umlenkpunkte lassen die Fasern brechen, durch den Strom des flüssigen Kunststoffes werden die Fasern teilweise orientiert.

Um die Verstärkungswirkung der Fasern zu charakterisieren, wird das Fasergerüst zerstört und die Fasern vermessen (Bild 6, rechts). Je länger die Fasern sind, desto besser sind die verstärkenden Eigenschaften, im Beispiel ist die statistische Faserlänge 7 mm. Die Faserlänge unterscheidet sich also nur um 2 mm zur Ausgangslänge im Granulat, was für die korrekte Auslegung des Bauteils mittels der Spritzguss- und Faserorientierungsanalyse spricht.

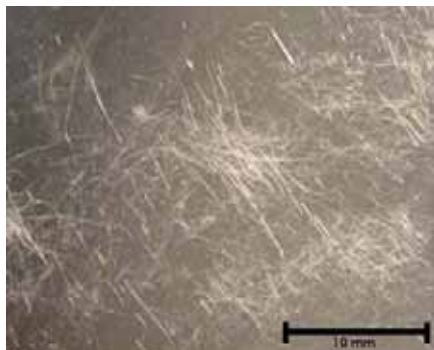


Bild 6: Ergebnisse des Veraschungsversuches: Fasergerüst links, Faserlänge rechts

Die Verachtungsaufnahmen zeigen zusätzlich deutlich das vollkommen differente Verhalten der Langglasfasern im Vergleich zu herkömmlichen Kurzglasfasern. Es findet eine regelrechte Verwebung der Fasern im Bauteil statt. Ein Zeichen für gute oder schlechte Auslegung der Angussgeometrie und des Bauteils ist die Erscheinung des Bauteils nach der Verachtung. Die Form des Teiles sollte, wie im Bild 6 ersichtlich, nach der Verachtung größtenteils erhalten bleiben.

□ **Künstliche Bewitterung**

Kunststoffe verändern im Laufe der Zeit aufgrund von Alterungsprozessen sowohl ihre optischen, mechanischen, als auch ihre haptischen Eigenschaften. Dieser Effekt verstärkt sich durch Einfluss von Medien oder UV-Strahlung. Bei komplexen Kunststoffbauteilen kann das Verhalten der Materialeigenschaften unter Witterungseinflüssen nur schwierig exakt vorhergesagt werden [1]. Simulationen mit Materialdaten aus bewitterten Zugstäben geben nur ungenügend das Verhalten eines komplexen Bauteils wieder. In vielen Anwendungen ist aber die Leistungsfähigkeit des Kunststoffes über eine Langzeitbelastung entscheidend. Es empfehlen sich hier Versuche mit bewitterten Prototypen. Beschleunigte Alterungsversuche werden weitläufig verwendet, obgleich die Ergebnisse aus solchen Tests nicht komplett übertragen werden können, da die verwendeten Energielevel meist höher sind als in der Realität. Es ist bewiesen, dass sich mit der Steigerung der Energie rate auch der Prozess der Degradation des Polymers beschleunigt.

Die Prozesse, welche bei beschleunigter Alterung auftreten, sind meist dieselben wie bei natürlicher Alterung. Allerdings können hierbei lediglich relative Aussagen über das Verhalten des Bauteils, aber keine absoluten Vorhersagen getroffen werden. Im Beispielfall wurden die Kupplungen 9 Monate abwechselnd vier Stunden lang UV- und Kondensationszyklen ausgesetzt. Anschließend erfolgten die dynamischen und statischen Leistungsfähigkeitstests an den bewitterten Bauteilen [3].

Es fallen mehrere Effekte auf (Bild 7). Zum Einen zeigt sich eine deutliche Veränderung der Oberfläche. Es treten Glasfasern hervor, was sich in einem gräulichen Erscheinungsbild und der haptisch rauen Oberfläche bemerkbar macht. Dieser Effekt hat aber keinen Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften und kann nur als optisch störend empfunden werden. Zum Anderen zeigt sich eine Erhöhung des maximal ertragbaren Drehmoment der Kupplungen. Dies hängt mit dem gewählten Material zusammen. Polyamid nimmt durch seine chemische Struktur Wasser auf. Dies führt einerseits zu Toleranzschwankungen der Bauteile, andererseits wird das Material zäher. Die Kupplungen können bei Belastung mehr verformt werden,

ohne dass der Bruch auftritt - das maximale Drehmoment steigt an. Ein weiterer Effekt ist das Nachkristallisieren des teilkristallinen Kunststoffes, wodurch ebenfalls höhere Festigkeiten erreicht werden.

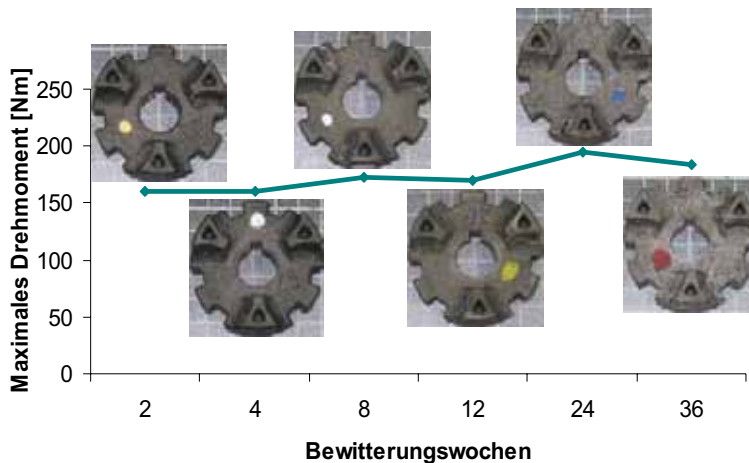


Bild 7: Eigenschaftsentwicklung während der Bewitterung

Die Proben zeigten über die Versuchszeit keine gravierenden Änderungen der mechanischen Eigenschaften. Es ist davon auszugehen, dass die Bauteile im Einsatzfall keinen höheren Belastungen, als die hier simulierten, ausgesetzt werden.

4. Schlussbetrachtung und Ausblick

Polymere Werkstoffe sind komplexe Materialien, welche durch ihre vielseitigen Eigenschaften immer eine Herausforderung an die computergestützte Konstruktion darstellen werden. Mit dem Einsatz von Simulationen und der intelligenten Mischung bekannter Simulationsmethoden kann die Anzahl an Prototypenversuchen reduziert, und viele Schwachstellen bereits in der Anfangsphase der Entwicklung vermieden werden. Die Simulation ist immer nur so genau wie es die Vorgaben für die Analyse sind. Es bedarf einer kritischen Hinterfragung der Ergebnisse und einer genauen Definition der Erwartungen, die an die Simulation gestellt werden.

Nicht immer ist es notwendig komplexe Materialien mit komplizierten Simulationsmethoden und nichtlinearen Materialmodellen zu untersuchen, wenn einfach lineare Ansätze bereits

gute Abschätzungen liefern. Mit der Methode ICROS wurde am Beispiel der Kunststoffkupplung innerhalb kürzester Zeit eine Substitution der im Gebrauch befindlichen Aluminiumkupplung erreicht. Die Kupplung kann 130 Nm Drehmoment dauerhaft übertragen und ist dabei 62 % leichter als die Aluminiumvariante. Das Beispiel zeigt, dass Simulationen mit Prototypenversuchen gemeinsam angewendet werden müssen, um durch beide Methoden das optimale konstruierte Bauteil zu erhalten.

5.Literatur

- [1] DIN EN ISO 1110: "Kunststoffe-Polyamide-Beschleunigte Konditionierung von Probe-körpern", Berlin: Beuth, 1998.
- [2] DIN EN ISO 3451: "Kunststoffe-Bestimmung der Asche", Berlin: Beuth, 1997.
- [3] DIN EN ISO 4892: "Kunststoffe-Künstliches Bestrahlen oder Bewittern in Geräten", Berlin: Beuth, 2001.
- [4] Haag, R.: "Anisotrope Bauteilauslegung mit Moldex3D, Einsatz professioneller Spritz-gußsimulation in der Prozeßkette", Proceedings of the 7th Bayreuther Konstruk-teurstag, Rieg, F. (Ed.), Hackenschmidt, R. (Ed.), Bayreuth, 2005.
- [5] Kaiser, W.: „Kunststoffchemie für Ingenieure“, München: Hanser, 2006.
- [6] Rieg, F., Hackenschmidt, R.: "Finite Element Analyse für Ingenieure", München: Han-ser, 2003.
- [7] Rieg, F., Kaczmarek, M.: „Taschenbuch der Maschinenelemente“, München: Hanser, 2006.
- [8] Stojek, M., Stommel, M., Korte, W.: "FEM zur Auslegung von Kunststoff- und Elasto-merbauteilen", Düsseldorf: Springer, 1998.
- [9] VDI-Wissensforum: „Konstruieren mit Kunststoffen“, Düsseldorf: Springer, 2003.

Die Umsetzung interdisziplinären Wissens bei der Projektierung und Konstruktion elektrohydraulischer Schiffsanlagen

Prof. Dr.-Ing. H. Schnegas, Hochschule Wismar;

Kurzfassung

Seit Jahrtausenden wurden im Bereich der Schiffsanlagen neue Funktionsprinzipien entwickelt. Betrachten wir z.B. das System „Ruderanlage“, hat sich dieses Teilsystem von einem rein mechanischem Wirkprinzip zu einem automatisierten, mechatronischem High-Tech-Produkt gewandelt. Standen anfangs vor allem mechanische Berechnungen z.B. der Ruderpinne im Vordergrund, müssen heute neben den mechanischen vor allem elektrohydraulische und mechatronische Prinzipien bei der Auslegung berücksichtigt werden. Diese Grundprinzipien sind systemabhängig so komplex, dass nur noch mit Hilfe von Simulations-Software die Systemvorgänge modelliert und visualisiert werden können.

Vom Schiffshydrauliker wird somit heute ein fachgebietsübergreifendes Wissen gefordert. Obwohl das Wissensspektrum bereits zum gegenwärtigen Zeitpunkt einen kaum fassbaren Umfang erreicht hat, haben gerade die Anwendung innovativer Neuerungen, zu denen z.B. der Einsatz von hochpolymeren Dichtungen zählt, neue Probleme hervorgebracht, die zu einem erneuten Wissensdefizit bei den Konstrukteuren hydraulischer Schiffsanlagen geführt haben. Die Anwendung neuartiger hochpolymerer Dichtungssysteme führt z.B. zu einem Fortschreiten verschleißrelevanter Vorgänge. Eine Problemlösung ist gegenwärtig noch nicht absehbar, da traditionell gewachsene dichtungstechnische Wirkprinzipien und Auslegungsalgorithmen noch nicht auf die innovativen Weiterentwicklungen projiziert werden können. Es fehlen geeignete Berechnungsmodelle. Somit sind weitere Betätigungsfelder für Ingenieure gegeben, wobei ein Ingenieur immer häufiger auf eine interdisziplinäre Zusammenarbeit angewiesen ist.

1. Interdisziplinäres Wissen im Wandel der Zeit

Es ist ein Grundbedürfnis des Menschen, sein Leben durch die unterschiedlichsten technischen Produkte zu bereichern und zu vereinfachen. Bei der Entwicklung neuer Produkte ist seit Generationen bekanntermaßen eine Entwicklung vom Niederen zum Höheren und vom Einfachen zum Komplexen zu erkennen. Die konstruktiven Ergebnisse sind dabei geprägt

von der Umsetzung des jeweiligen wissenschaftlichen und technischen Wissensstandes der betrachteten Epoche.

Betrachten wir im vorliegenden Beitrag das System des Antriebes einer Ruderanlage, kann auf folgende Entwicklungs- und vor allem Wissensgeschichte zurückgeblickt werden:

8000 v. Chr. – 800 n. Chr.

Am Anfang stand das Bedürfnis nach einer Fortbewegungsmöglichkeit auf dem Wasser. Als technische Teilfunktion des Gebildes Schiff konnte bereits vor tausenden Jahren die Richtungsänderung definiert werden.

Wie aus den Abbildungen 1a bis c hervorgeht, wurde diese Teilfunktion über 9000 Jahre durch ein Seitenruder realisiert, welches manuell durch den Rudergänger bedient wurde.

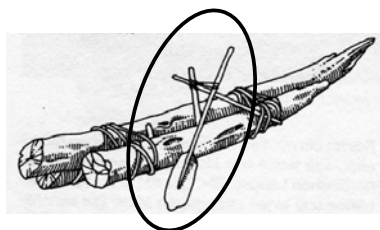


Bild 1a: Floß mit Seitenruder (8000 v.Chr.)

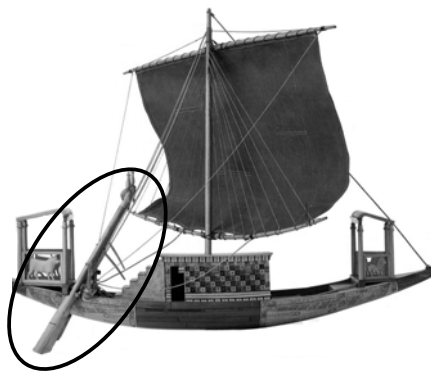


Bild 1b: Ägyptisches Totenschiff (1200 v.Chr.)

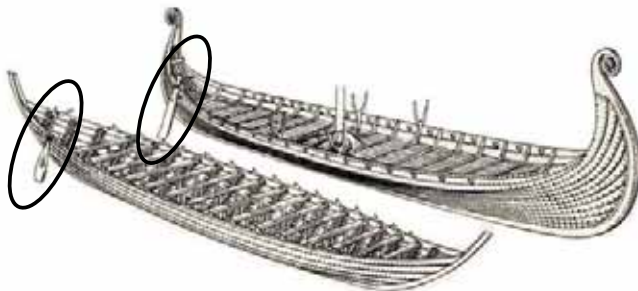


Bild 1c: Wikinger-Langschiffe (800 n.Chr.)

Schiffskonstruktoren reichte in Bezug auf die Ruder das Wissen der Schiffszimmerer, der Seiler und natürlich die Erfahrung der Seeleute. Eine hoch genaue Steuerung war zu diesem Zeitpunkt noch nicht notwendig. Abweichungen in der Fahrtrichtung wurden durch die unterschiedliche Kräfteinteilung durch die vielen Ruderer erzielt.

12. Jhd. - 1800

Mit dem 12. Jahrhundert kam es zu einer grundlegenden Wandlung bei der konstruktiven Auslegung der Ruderanlage. Erstmals mit dem Schiffstyp Kogge verschob sich das Ruder Mitschiffs an das Heck und diente seit dieser Zeit gleichzeitig als Kielverlängerung. Die Abbildung 2b steht stellvertretend für die zu beherrschenden Wissensgebiete. Neben dem Wissen der Schiffszimmererleute und den Seilern musste nun das Wissen der Schmiedekunst berücksichtigt werden. Eine technische Neuerung und damit neue Wissensforderung war die Verbindungstechnik zwischen Holz und Eisen. Der Antrieb des Ruders war jedoch nach wie vor manuell.



Bild 2a: Kogge (13. Jhd.)

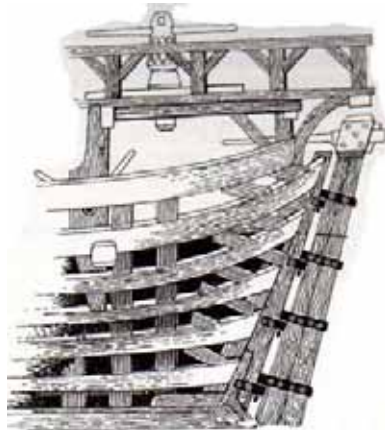


Bild 2b: Konstruktionsansicht Heck

Je größer die Schiffe in den folgenden Jahrhunderten wurden, desto größere Anforderungen wurde auch an die Steuerung gestellt. Mit Zunahme der Masse der Schiffskonstruktion und nicht zuletzt der zu transportierenden Waren mussten größere Rudermomente beherrscht werden. Mit dem Anwachsen der Anzahl der Decks mussten gleichzeitig konstruktive Lösungen für eine mechanische Übertragung der Ruderkräfte und Momente über größere Bauräume hinweg gestellt werden. Während anfangs einfache Hebelsysteme konstruiert wurden (s. Bild 3) traten später aufwendige Seilmechanismen in das Interesse der Technik.

Ein Ergebnis war auch das klassische Steuerrad, mit dem die Seilzüge auf einfache Weise bedient wurden. Mit der Sprache der heutigen Zeit muss somit die Mechanismentechnik als neues Wissensgebiet beim Schiffbau genannt werden.

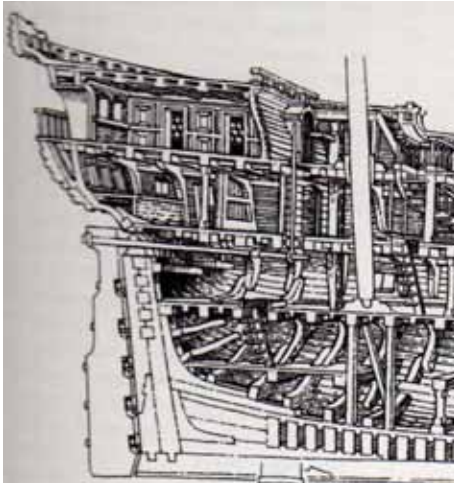


Bild 3a: Hebelmechanismus (17. Jhd.)

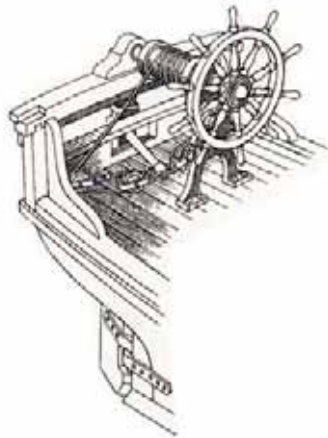


Bild 3b: Steuerrad-Flaschenzug-System

1800 - 1960

Um 1800 kam es zu einer revolutionären Neuerung im Schiffbau. Mit der Möglichkeit der Eisen- und später Stahlherstellung wurden auch erste Stahlschiffe gebaut. Anfangs in Compositbauweise, wobei ein Stahlskelett mit Holz beplankt wurde. Der Werkstoff Eisen und die Mechanisierung wirkte sich natürlich auch auf alle anderen Systeme, so auch die Ruderanlage aus. Es ist die Zeit der Maschinenelemente und Mechanismen. In Abbildung 4a sehen wir eine historische Verstellereinheit für Ruder, die immer noch manuell über ein Steuerrad angetrieben wurde. Bild 4b zeigt eine Neuentwicklung einer Ruderantriebsanlage. Im Vordergrund stehen nun Maschinenelemente wie Zahnradsegmente, Ketten und Federn. Besonders die Zahnsegmente führten zur Quadrantenruderanlage, die über Jahrzehnte Bestand haben sollte. In dieser Entwicklungsepoche kam es somit zu einer fachlichen Neuorientierung. Konstrukteure mussten neben dem Stahlbau, der Niettechnik nun auch den Maschinenbau mit all seinen Elementen beherrschen. Im Zeitalter der Dampfmaschine kam noch ein umfangreiches Wissen über die Energietechnik hinzu, da die Dampfkraft mittelbar zur Verstellung des Ruders genutzt wurde.

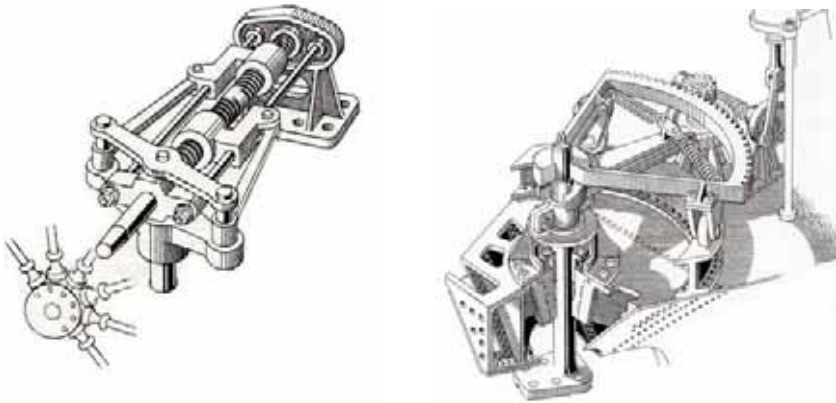


Bild 4a: Verstellmechanismus (um 1820)

Bild 4b: Quadrantenruderanlage (um 1900)

Wie komplex und mechanisiert eine Ruderanlage aussehen kann zeigt die Abbildung 5. Probleme, einen größeren Bauraum zu überbrücken, wurden eindrucksvoll mittels gigantischer mechanischer Hebel und Komponenten gelöst. Am rechten Bildrand sind nach wie vor die Komponenten der Quadrantenanlage zu sehen. Nach 1900 wurde ein eventueller Dampftrieb durch den innovativeren Elektroantrieb abgelöst. Zum Wissen der Konstrukteure kam somit nun auch das Fachgebiet der Elektromotoren hinzu.



Bild 5: Ruderverstellmechanismus (um 1925)

2. Interdisziplinäres Wissen der Gegenwart

In den sechziger Jahren des letzten Jahrhunderts kam es zu einer weiteren revolutionären Neuorientierung. Während zuvor die Quadrantenanlagen sehr raumintensiv waren, wurde Dank der Hydraulik nun ein enormer Platzvorteil geschaffen. Neben dem schiffbaulichen Stahl-, Maschinenbau und der Elektrotechnik kam nun das Gebiet der Hydraulik in das zu beherrschende Wissensumfeld der Konstrukteure.

In den letzten 46 Jahren kam und kommt es immer noch zu einer rasanten Weiterentwicklung. Abbildung 6 zeigt eine Hydraulische Ruderanlage, wie sie heute auf fast allen Schiffen anzutreffen ist. Stand der Technik ist der Einsatz der Elektrohydraulik, wobei konkret auf die Proportionalitätstechnik zurückgegriffen wird. Ein zugehöriger Schaltplan nach DIN ISO 1219 ist in der Abbildung 7 zu sehen.

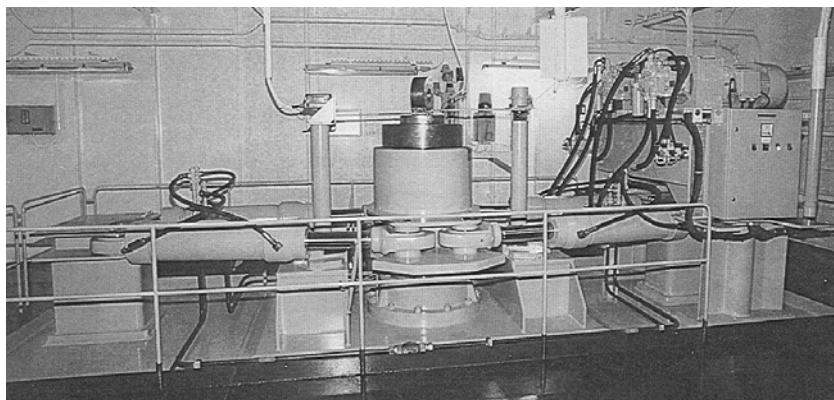


Bild 6: Hydraulischer Ruderverstellmechanismus (2005)

Als Hauptkomponenten dienen heute 2 bis 4 Hydraulikzylinder zur Kräfteerzeugung. Aus Sicherheitsgründen liegt heute eine mehrfache Redundanz vor. Sollten 1 oder 2 Hydraulikzylinder oder Steuerkreise ausfallen, kann diese Funktion durch Reservesteuerkreise ersetzt werden. Durch den Einsatz von elektrohydraulischen Steuerkreisen unter besonderer Berücksichtigung der Sense-Loading-Schaltung kann eine permanente Korrektur auch von kleinsten Kursabweichungen erfolgen. Was nicht aus den Abbildungen ersehen werden kann ist die Tatsache, dass alleine für die funktions- und sicherheitsgerechte Auslegung der gezeigten Anlage ein breites Wissensfeld beherrscht werden muss. Notwendige Wissensgebiete sind in der Abbildung 8 aufgelistet.

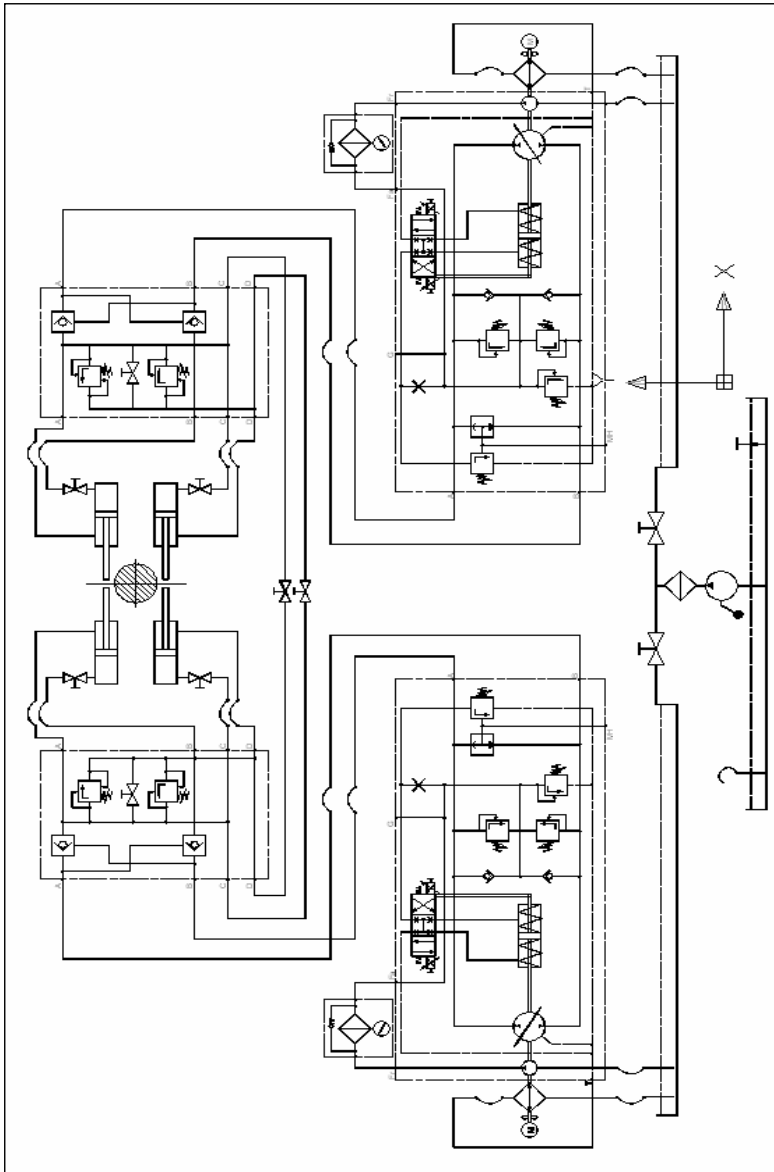


Bild 7: Schema einer hydraulischen Ruderanlage (2006)

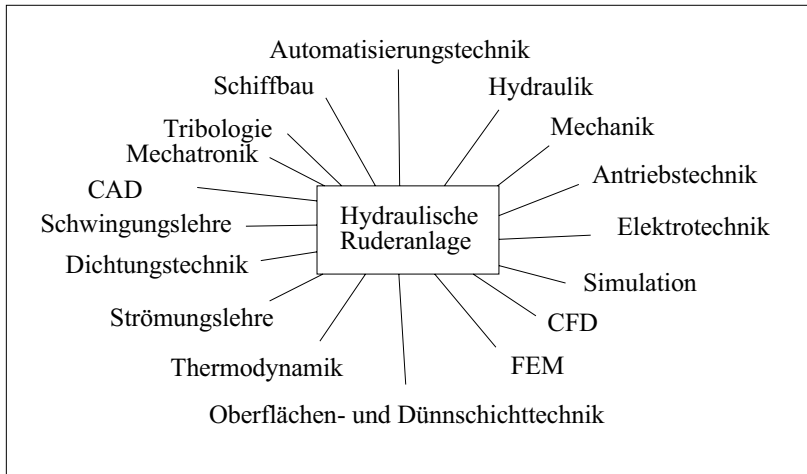


Bild 8: Wissensgebiete für elektro-hydraulische Ruderanlagen

3. Interdisziplinäres Wissen – Fluch oder Segen?

Die Abbildung 8 zeigt, dass das heute notwendige Wissen für die Projektierung und Auslegung von elektrohydraulischen Ruderanlagen sehr vielschichtig ist. Kaum ein Ingenieur wird jedoch alleine die dargestellten Wissensgebiete im Detail beherrschen, noch dazu, wo viele Teilprobleme nur durch eine umfassende Spezialisierung und tiefgründige Fachkenntnis gelöst werden können. Eine ingenieurmäßige Allgemeinbildung ist bei vielen Teilproblemen nicht ausreichend - eine interdisziplinäre Zusammenarbeit ist somit ein notwendiges Muss.

Nehmen wir zum Beispiel die Teilkomponente Hydraulikzylinder. So reicht es heute nicht mehr aus, einen Zylinder hinsichtlich erforderlicher Hublänge, Kolben- und Stangendurchmesser auszulegen. Durch den Einsatz hochpolymerer Werkstoffe z.B. bei den Dichtungen oder feineren Oberflächenrauheiten oder Oberflächenbeschichtungen bei der Fertigung der Kolben und Zylinder versagen altbewährte Konstruktionen. Die Abbildung 9 und 10 zeigen typische Schadensfälle, wie sie heute infolge „zu guter“ und „zu genauer“ Fertigung auftreten können. Ein „zu gutes“ Abdichten infolge „perfekter“ Geometrie- und Toleranzbilder führt z.B. zu einem Trockenlaufen der bewegten Kolbenstange und damit zu einem adhäsiven Verschleiß mit anschließender Abrasion (s. Abb. 9) oder zu einer tribochemischen Reaktion, wenn bessere Oberflächenbedingungen geschaffen worden sind (s. Abb. 10).

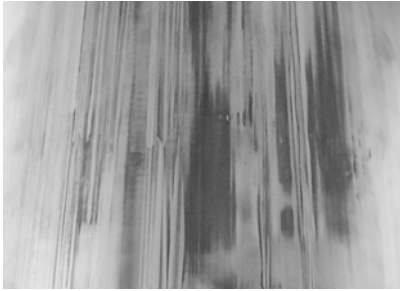


Bild 9: Abrasiver Verschleiß einer Kolbenstange

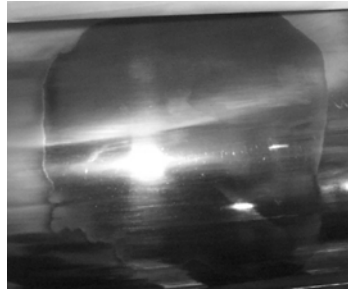


Bild 10: Tribochemische Verschleißspur

An einer Problemlösung wird gegenwärtig gearbeitet, auch wenn eine sofortige Neukonstruktion noch nicht absehbar ist, da traditionell gewachsene dichtungstechnische Wirkprinzipien und Auslegungsalgorithmen noch nicht auf die innovativen Weiterentwicklungen projiziert werden können. Es fehlen geeignete Berechnungsmodelle z.B. für verkantete dynamische Dichtungssysteme mit turbulenter Strömung. Weiterhin fehlt Wissen zum Lebensdauerverhalten polymerer Werkstoffe. Kaum jemand ist heute in der Lage, auch chemische Reaktionen zwischen Öl und Dichtung, oder Öl und beschichteter Bauteiloberfläche vorherzusagen. Somit sind weitere Betätigungsfelder für Ingenieure gegeben, wobei ein immer breiteres Fächerspektrum – also Interdisziplinarität – gelebt werden muss. Die Schaffung von qualitativ hochwertigen Produkten kann in unserer heutigen Zeit nur noch durch eine umfassende Zusammenarbeit gelingen.

[1] Dudzus, A.: Das große Buch der Schiffstypen, Pietsch-Verlag, 1995

[2] Werbeunterlagen der Firmen KGW, Nurmi, LJM, 2005 – 2006

Autoren

Dipl.-Ing. **B. Alber**
Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD
Universität Bayreuth
Universitätsstraße 30
95440 Bayreuth
Tel: +49 (0)9 21 55 71 92
Fax: +49 (0)9 21 55 71 95
E-Mail: bettina.alber@uni-bayreuth.de

Doz. Dr.-Ing. **Tswjatko Atanassov**
TU Varna (Bulgarien)
Lehrstuhl Maschinenelemente
Studentska Str. 1
9010 Varna, Bulgarien
Tel: +35952383308
E-Mail: zvjatko42@mail.bg

Dr. med. Dipl.-Ing. **R. Bader**
Orthopädische Klinik und Poliklinik der
Universität Rostock
Doberaner Straße 142
18055 Rostock
Tel: (0381) 494-9337
E-Mail: rainer.bader@med.uni-rostock.de

MSME. **S. Baksi**
Otto von Guericke Universität, Magdeburg
Institut für Maschinenkonstruktion /
Konstruktionstechnik
Universitätsplatz 2
D-39016 Magdeburg
Tel: +49-391-6712693
Fax: +49-391-6712595
E-Mail: stanley.baksi@mb.uni-
magdeburg.de

Dipl.-Ing. **A. Bayer**
Orthopädische Klinik und Poliklinik der
Universität Rostock
Doberaner Straße 142
18055 Rostock

Dr.-Ing. **M. Beyer**
Fachbereich 3.7
Physikalisch Technische Bundesanstalt
Bundesallee 100
38116 Braunschweig
Tel: +49-531-592-3730

Dr.-Ing. **T. Brix**
Technische Universität Ilmenau
Fakultät für Maschinenbau
Fachgebiet Konstruktionstechnik
Psf: 100565, D-98684 Ilmenau
Tel: +49 (0)3677 69 1263
Fax: +49 (0)3677 69 1259
E-Mail: torsten.brix@tu-ilmenau.de

Dipl.-Ing. **J. Brökel**
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/
Leichtbau
Universität Rostock
Albert-Einstein-Str. 2
18055 Rostock
Tel: 0381 4989194
Fax: 0381 4989172
E-Mail: jan.brökel@uni-rostock.de

Prof. Dr.-Ing. **K. Brökel**
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/CAD
Universität Rostock
Albert-Einstein-Str. 2
18055 Rostock
Tel: 0381 4989170
Fax: 0381 4989172
E-Mail: klaus.broekel@uni-rostock.de

Dipl.-Ing. **M. Deimel**
Technische Universität Braunschweig
Institut für Konstruktionstechnik
Langer Kamp 8
D-38106 Braunschweig
Tel: +49 (0)531 391 3352
Fax: +49 (0)531 391 4572
E-Mail: deimel@ikt.tu-bs.de

Dipl.-Ing. **T. N. Doan**
Institut für Maschinenelemente und
Maschinenkonstruktion
Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD
Technische Universität Dresden
01062 Dresden
Tel: 0351 463 33 580
E-Mail: thanh.nguyen_doan@tu-
dresden.de

Dipl.-Inf. **U. Döring**
Technische Universität Ilmenau
Fakultät für Informatik
Fachgebiet Grafische Datenverarbeitung
Postfach 100 565
D-98684 Ilmenau
Tel: 0 36 77 69-1211
Fax: 0 36 77 69-1285
E-Mail: Ulf.Doering@tu-ilmenau.de

Dr.-Ing. **F. Engelmann**
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Institut für Maschinenkonstruktion/
Konstruktionstechnik
PF 4120
39106 Magdeburg
E-Mail: frank.engelmann@mb.uni-
magdeburg.de

Prof. Dr.-Ing. **H.-J. Franke**
Technische Universität Braunschweig
Institut für Konstruktionstechnik
Langer Kamp 8
D-38106 Braunschweig
Tel: +49 (0)531 391 3342
Fax: +49 (0)531 391 4572
E-Mail: franke@ikt.tu-bs.de

Dipl.-Ing. **R. Franke**
Fraunhofer-Institut für Fabrikbetrieb und -
automatisierung IFF
Sandtorstr. 22
39106 Magdeburg
Virtuelle Entwicklung und Training

Dipl.-Ing. **A. Fritsche**
Orthopädische Klinik und Poliklinik der
Universität Rostock
Doberaner Straße 142
18055 Rostock
Tel: 0381 494-9341
E-Mail: andreas.fritsche@uni-rostock.de

Prof. Dr.-Ing. **K. –H. Grote**
OvG-University Magdeburg
Institut für Maschinenkonstruktion /
Konstruktionstechnik
Universitätsplatz 2, D-39106 Magdeburg
Tel: +49 (0)391 67-18522 /-18521
Fax: + 49 (0)391 - 67 12595
E-Mail: Karl.Grote@Masch-Bau.Uni-
Magdeburg.DE

Dipl.-Wirtsch.-Ing. **R. Hackenschmidt**
Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD
Universität Bayreuth
Universitätsstraße 30
95440 Bayreuth
Tel: +49 (0)9 21 55 71 94
Fax: +49 (0)9 21 55 71 95
E-Mail: reinhard.hackenschmidt@uni-
bayreuth.de

Prof. Dr.-Ing. habil. **R. Hartmann**
TU Bergakademie Freiberg
Institut für Maschinenelemente,
Konstruktion und Fertigung
Tel: 03731 392526
E-Mail: hartmann@imkf.tu-freiberg.de

Dipl.-Ing. **A. Hilliger**
K.E.K. GmbH
Kemberger Straße 5
D-06905 Bad Schmiedeberg
Tel: ++049 (0) 34925 7288-0
Fax: ++049 (0) 24925 7288-9
E-Mail: kontakt@kek-gmbh.com

Dipl.-Ing. **S. Husung**
Ernst-Abbe-Zentrum (EAZ),
Ehrenbergstr. 29, 98693 Ilmenau
Technische Universität Ilmenau
Fakultät für Maschinenbau
Fachgebiet Konstruktionstechnik
Tel: +49 (0) 3677 69 50 78
E-Mail: stephan.husung@tu-ilmenau.de

Dr.-Ing. **U. Klausmeyer**
Fachbereich 3.5
Physikalisch Technische Bundesanstalt
Bundesallee 100
38116 Braunschweig
Tel: +49-531-592-3500

Dipl.-Ing. **H. Klein**
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/CAD
Universität Rostock
Albert-Einstein-Str. 2
18055 Rostock
Tel: 0381 4989173
Fax: 0381 4989172
E-Mail: hendrik.klein@uni-rostock.de

Dipl.-Ing. **C. Kliewe**
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/CAD
Universität Rostock
Albert-Einstein-Str. 2
18055 Rostock
Tel: 0381 4989173
Fax: 0381 4989172
E-Mail: christian.kliewe@uni-rostock.de

Dr. **E.-D. Klinkenberg**
DOT GmbH
Charles-Darwin-Ring 1a
18059 Rostock
Tel: +49 - (0)381- 4 03 35-0
Fax: +49 - (0)381- 4 03 35-99
E-Mail: info@dot-coating.de

Dipl.-Ing. **D. Klüß**
Institut für Biomedizinische Technik
Arbeitsgruppe Biomechanik
Universität Rostock
Ernst-Heydemann-Straße 6
18055 Rostock
Tel: 0381 494-7603
E-Mail: daniel.kluess@uni-rostock.de

Dr.-Ing. **E. Lotter**
Kappenberger & Braun, Langewiesener
Str. 22, 98693 Ilmenau
Technische Universität Ilmenau
Fakultät für Maschinenbau
Fachgebiet Konstruktionstechnik
Tel: +49 (0) 3677 46 90 59
E-Mail: eberhard.lotter@tu-ilmenau.de

Dr.-Ing. **D. Markus**
Fachbereich 3.5
Physikalisch Technische Bundesanstalt
Bundesallee 100
38116 Braunschweig
Tel: +49-531-592-3520
Fax: +49-531-592-3505
E-Mail: Detlef.Markus@ptb.de

Dipl.-Ing. **S. Mecke**
Fachbereich 3.5
Physikalisch Technische Bundesanstalt
Bundesallee 100
38116 Braunschweig
Tel: +49-531-592-3511
Fax: +49-531-592-3505
E-Mail: Stefan.Mecke@ptb.de

Prof. Dr. **W. Mittelmeier**
Orthopädische Klinik und Poliklinik der
Universität Rostock
Doberaner Straße 142
18055 Rostock
Tel: 0381 494-93 01
Fax: 0381 494-93 03

Dr.-Ing. **T. Nestorović Trajkov**
Fraunhofer-Institut für Fabrikbetrieb und -
automatisierung IFF
Sandtorstr. 22
39106 Magdeburg
Virtuelle Entwicklung und Training
Tel: +49 391/4090-108
Fax: +49 391/4090-115
E-Mail:
tamara.nestorovic@iff.fraunhofer.de

I. Odabas, M.Sc.
Ferchau Engineering GmbH
Flughafenallee 26
28199 Bremen
E-Mail: ilker.odabas@ferchau.de

Prof. Dr.-Ing. **P. Pentschew**
Lehrstuhl für Schiffbau/ Stahlbau
Universität Rostock
Albert-Einstein-Str. 2
18055 Rostock
Tel: 0381 4989290
E-Mail: pentscho.pentschew@uni-
rostock.de

Dr.-Ing. **S. Poliakov**
TU Bergakademie Freiberg
Institut für Maschinenelemente,
Konstruktion und Fertigung
Tel: 03731 393231
E-Mail: Serguei.Poliakov@imkf.tu-
freiberg.de

Dr.-Ing. **V. Popkov**
TU Bergakademie Freiberg
Institut für Maschinenelemente,
Konstruktion und Fertigung
Tel: 03731 392557
E-Mail: Viktor.Popkov@imkf.tu-freiberg.de

Dr.-Ing. **H.-P. Prüfer**
Ruhr-Universität Bochum / Lehrstuhl
Maschinenbauinformatik
D-44780 Bochum
Tel: +49-(0)234-32-23402
Fax: +49-(0)234-32-14443

E-Mail: hp@itm.ruhr-uni-bochum.de
Dipl.-Inf. **M. Reeßing**
Technische Universität Ilmenau
Fakultät für Informatik
Fachgebiet Grafische Datenverarbeitung
Postfach 100 565
D-98684 Ilmenau
Tel: 036 77 69-1205
Fax: 036 77 69-1285
E-Mail: Michael.Reessing@tu-ilmenau.de

Prof. Dr.-Ing. **F. Rieg**
Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD
Universität Bayreuth
Universitätsstraße 30
95440 Bayreuth
Tel.: +49 (0)9 21 55 71 90
Fax : +49 (0)9 21 55 71 95
E-Mail: frank.rieg@uni-bayreuth.de

Prof. Dr. **G. Scharr**
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/
Leichtbau
Universität Rostock
Albert-Einstein-Str. 2
18055 Rostock
Tel: 0381 4989190
Fax: 0381 4989172
E-Mail: gerhard.scharr@uni-rostock.de

Prof. Dr.-Ing. **K.-P. Schmitz**
Universität Rostock
Medizinische Fakultät
Institut für Biomedizinische Technik
Ernst-Heydemann-Str. 6
D-18057 Rostock
Tel. : +49-(0)381-494-7601
Fax : +49-(0)381-494-7602
E-Mail: klaus-peter.schmitz@uni-rostock.de

Prof. Dr.-Ing. **H. Schnegas**
Hochschule Wismar
FB Maschinenbau/Verfahrens- und
Umwelttechnik, FG Konstruktionstechnik
Philipp-Müller-Str. Haus 20
PF 1210
23952 Wismar
Tel: 03841 753551
E-Mail: h.schnegas@mb.hs-wismar.de

Dr.-Ing. **C. Schöne**
TU Dresden
Institut für Maschinenelemente und
Maschinenkonstruktion
Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD
01062 Dresden
Tel: 0351 4633 2798
Fax: 0351 4633 7050
E-Mail: christine.schoene@tu-dresden.de

Dipl.-Ing. **J. Siegl**
Universität Rostock
Fakultät für Maschinenbau und
Schiffstechnik
Lehrstuhl Schiffbau/Stahlbau
Albert-Einstein-Straße 2
18059 Rostock
Tel.: +49 (0)381 4989273
Fax: +49 (0)381 4989272
E-Mail: juergen.siegl@uni-rostock.de

Dipl.-Ing. **Z. Škultétyová**
Fraunhofer Institut für Fabrikbetrieb und -
automatisierung IFF
Sandtorstr. 22
39106 Magdeburg
Abt. Robotersysteme
Tel: +49 391/40 90-262
Fax: +49 391/40 90-250
E-Mail:
Zuzana.Skultetyova@iff.fraunhofer.de

Dipl.-Ing. **D. Sohn**
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Institut für Maschinenkonstruktion
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
Universitätsplatz 2
D-39106 Magdeburg
Tel.: +49 (0)391 67-12 672
Fax: +49 (0)391 67-12 595
E-Mail: Daniel.Sohn@Masch-Bau.Uni-Magdeburg.DE

Dr.-Ing. **W. Steger**
Institut für Maschinenelemente und
Maschinenkonstruktion
Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD
Technische Universität Dresden
01062 Dresden
Tel: 0351 463 33 291
E-Mail: wolfgang.steger@tu-dresden.de

Prof. Dr.-Ing. habil. **R. Stelzer**
Institut für Maschinenelemente und
Maschinenkonstruktion
TU Dresden
Mommensenstr. 13
01062 Dresden
Tel: 0351 46333775
Fax: 0351 46337050
E-Mail: ralph.stelzer@tu-dresden.de

Dr.-Ing. **S. Straßburger**
Fraunhofer-Institut für Fabrikbetrieb und -
automatisierung IFF
Sandtorstr. 22
39106 Magdeburg
Virtuelle Entwicklung und Training
Tel: +49 391/4090-112
Fax: +49 391/4090-115
E-Mail:
steffen.strassburger@iff.fraunhofer.de

Dr.-Ing. **M. Thedens**
Fachbereich 3.5
Physikalisch Technische Bundesanstalt
Bundesallee 100
38116 Braunschweig
Tel: +49-531-592-3510

Dipl.-Ing. **R. Träger**
OvG-University Magdeburg
Institut für Maschinenkonstruktion /
Konstruktionstechnik
Universitätsplatz 2, D-39106 Magdeburg
Tel: +49 (0)391 67-11 666
Fax: -12 595
E-Mail: Ramona.Traeger@Masch-
Bau.Uni-Magedeurg.DE