

Jens Ottnad

**Topologieoptimierung von Bauteilen in
dynamischen und geregelten Systemen**

Topology optimization of parts in dynamic and
controlled systems

Band 40

Herausgeber: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2009
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Universität des Landes Baden-Württemberg und
nationales Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

ISSN 1615-8113

Topologieoptimierung von Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
von der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Jens Ottnad
aus Bühl/Baden

Tag der mündlichen Prüfung: 06. November 2009
Hauptreferent: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. F. Henning

Vorwort des Herausgebers

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird in der Zukunft mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK Institut für Produktentwicklung Karlsruhe (ehemals: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau) verfügbar.

Die Forschungsfelder des Institutes sind die methodische Entwicklung und das Entwicklungsmanagement, die rechnergestützte Optimierung von hochbelasteten Strukturen und Systemen, die Antriebstechnik mit einem Schwerpunkt auf den Gebieten Antriebsstrang-Engineering und Tribologie von Lager- und Funktionsreibsystemen, die Mikrosystemtechnik mit dem Focus auf die zugehörigen Entwicklungsprozesse sowie die Mechatronik. Die Forschungsberichte werden aus allen diesen Gebieten Beiträge zur wissenschaftlichen Fortentwicklung des Wissens und der zugehörigen Anwendung – sowohl den auf diesen Gebieten tätigen Forschern als auch ganz besonders der anwendenden Industrie – zur Verfügung stellen. Ziel ist es, qualifizierte Beiträge zum Produktentwicklungsprozess zu leisten.

Albert Albers

Vorwort zu Band 40

Die Produkte des modernen Maschinen- und Fahrzeugbaus sind mechatronische Systeme. Mechatronik heißt dabei, dass durch die vernetzte und synergetische Entwicklung von mechanischen, elektrotechnischen und informationstechnischen Strukturen des technischen Systems mit seinen Teilsystemen neuartige Lösungen für technische Aufgabenstellungen erarbeitet werden, die ohne die integrierte Entwicklung aller drei Domänen so nicht darstellbar wären. In den letzten Jahren sind eine Reihe von neuen Konzepten und Ansätzen für Entwicklungsprozesse mechatronischer Systeme erarbeitet worden. Insbesondere die Hardware-in-the-Loop-Konzepte fokussieren dabei sehr stark auf die Interaktion zwischen dem mechanischen System und z. B. den Regler- und Sensorikstrukturen. Der zunehmende Zwang zur Steigerung der Leistungsdichte führt zu vermehrten Anstrengungen in Richtung des Leichtbaus. Leichtbau ist dabei keine neue Domäne, allerdings kann er heute unter Nutzung der mechatronischen Systeme ganz neue Dimensionen erreichen. Dies fasse ich unter dem Begriff „System-Leichtbau“ zusammen. Moderne Produkte, wie z. B. Fahrzeuge oder auch die gesamte Robotik, erfordern intelligente und leistungsdichte Lösungen. Bisher wurde die Wechselwirkung des mechatronischen Systems mit der optimalen Gestaltung der mechanischen Komponenten nur wenig beachtet. Hier sind noch erhebliche Leistungspotentiale zu heben. Ein Stichwort in diesem Zusammenhang ist die mechatronische Knautschzone, d. h. ein Fahrzeug, dessen Crash-Verhalten durch intelligente Sensorik und mechatronische Regelung so beeinflusst wird, dass im Falle eines Unfalls ein solches Fahrzeug den eigentlichen Aufprall durch Eingriffe in die Antriebe so gestaltet, dass eine möglichst geringe Gefährdung der Nutzer entsteht. Das Zusammenwirken des mechatronischen Teilsystems und seine Auswirkungen auf die mechanischen Strukturen und insbesondere auch die Komponenten wurden bisher praktisch nicht untersucht. Genau dieser Fragestellung stellt sich Herr Dr.-Ing. Jens Ottnad in seiner Dissertation.

Im Rahmen der Forschungsarbeiten am Institut für Produktentwicklung zu neuen Entwicklungsprozessen hat sich Herr Dr.-Ing. Ottnad zum Ziel gesetzt, einen neuen Prozess zur Strukturoptimierung von Bauteilen in dynamischen und geregelt

Systemen unter Berücksichtigung der gegenseitigen Interaktion zu entwickeln. Ziel ist es, die mechanischen Bauteilstrukturen und deren Gestalt so automatisiert zu generieren, dass die im gesamtmechatronischen System auftretenden Belastungskollektive optimal bei niedrigstem Bauteilgewicht ertragen werden können.

Herr Dr.-Ing Ottnad stellt dazu unter anderem das generalisierte C&CM-Konzept vor. Dieser am IPEK erforschte grundlegende Ansatz zur Beschreibung des Gestalt-Funktion-Zusammenhangs wird von Herrn Ottnad erweitert um den Aspekt der Ableitung von Simulationskonzepten aus den C&CM-Strukturen einer Maschine. Die Motivation für diesen Ansatz ist begründet in der zunehmend komplexer werdenden Struktur technischer Systeme, die bei der Abbildung in die Simulation eine Unterstützung benötigen. Das generalisierte C&CM-Konzept unterstützt dabei die Erstellung eines bedarfsgerechten Simulationsprozesses. Dieser neue Prozess zur Topologieoptimierung von Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen wird von Herrn Dr. Ottnad nicht nur entwickelt, sondern auch bei der Erstellung von Hardwarestrukturen des Karlsruher humanoiden Roboters ARMAR angewendet und so validiert. Neue Leichtbaustrategien unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen mechanischen, elektronischen und informationstechnischen Teilsystemen von Maschinen lassen noch ein erhebliches Potential zur weiteren Verbesserung erwarten. Zur Hebung dieser Potenziale leistet die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Ottnad einen wesentlichen Beitrag.

Albert Albers

Kurzfassung

In der Vergangenheit hat die Bedeutung der virtuellen Produktentwicklung deutlich zugenommen. Durch die gesteigerte Leistungsfähigkeit der Simulationsmethoden sowie der stetig wachsenden Rechnerleistung zeichnet sich dabei der Trend zur ganzheitlichen Betrachtung von System beziehungsweise Produkten ab. Dynamische, mechatronische Systeme stellen auf Grund der verschiedenen Wechselwirkungen und physikalischen Effekte eine besondere Herausforderung dar. Gleichzeitig birgt diese Komplexität ein enormes Potenzial für den Einsatz numerischer Optimierungsmethoden.

In der vorliegenden Arbeit wird ein neuer Prozess zur Optimierung von mechanischen Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen vorgestellt. Hierzu werden die Finite Elemente Methode, die Simulation von Mehrkörpersystemen und Regelungssystemen sowie die Topologieoptimierung genutzt. Durch die Integration dieser unterschiedlichen Analysemethoden können die Wechselwirkungen zwischen Bauteil, System und Regelung aktiv bei der Bauteilgestaltung einbezogen werden. Dieser Zusammenhang wurde bei bisher bestehenden Ansätzen zur Strukturoptimierung nicht in diesem Maße berücksichtigt.

Durch die Integration von leistungsfähigen Softwarepaketen ist die Anwendbarkeit nicht auf kleine Modelle beschränkt, sondern auch für komplexe reale Systeme gegeben.

Ausgehend vom Stand der Technik werden zunächst die Ziele der Arbeit formuliert ehe der eigentliche Prozess zur Topologieoptimierung entwickelt wird. Anhand von Beispielen, die sich am humanoiden Roboter aus dem Sonderforschungsbereich 588 orientieren, wird der Nutzen der erweiterten systembasierenden Optimierung dargestellt.

Abstract

The importance of virtual product development has been increasing throughout the past years. Driven by enhanced performance of simulation methods and the steadily growing capability of computer resources there is a trend towards the simulation of complete systems or products respectively. Dynamic mechatronic systems bear a special challenge due to the different interacting and physical effects. On the other hand such a complexity offers tremendous opportunities for the usage of numerical optimization methods.

In the dissertation at hand a new optimization process for mechanical loaded parts in dynamic and controlled systems is presented. Within this process, different simulation techniques are integrated in a straight forward manner, namely finite element analysis, multibody system simulation, topology optimization and the simulation of control systems. Thus the interaction between part, system and control system can be taken into account within the optimization process. The fact that the system's behavior may influence the design of parts is typically neglected in the state of the art methods and processes.

By integrating established powerful software packages application is not limited to small and academic models, but is open for complex real world systems.

Based on an analysis of the state of the art and current research works the goals for this thesis are defined. In the next step the main process for the new extended topology optimization is developed and discussed in detail. The benefits of that new system based optimization scheme are illustrated by different examples aligned with a humanoid robot of the collaborative research centre 588.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am IPEK – Institut für Produktentwicklung am KIT (Karlsruher Institut für Technologie (KIT), ehemals Forschungszentrum Karlsruhe beziehungsweise Universität Karlsruhe (TH)).

Mein ausdrücklicher Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers, der mir viel Verantwortung, aber auch große Gestaltungsmöglichkeiten in unterschiedlichen Bereichen übertragen hat. Insbesondere die Freiräume in den wissenschaftlichen Fragestellungen sowie seine Aufgeschlossenheit neuen Ideen gegenüber haben meine Arbeit geprägt.

Für die Übernahme des Korreferats bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Frank Henning, der mit seinem ganzheitlichen Blick auf das Thema Leichtbau wichtige Impulse für die Arbeit gegeben hatte.

Ein besonderer Dank gilt meinen Kollegen, vor allem aus den Forschungsgruppen CAE/Optimierung und Robotik. Die Zusammenarbeit und die gegenseitige Hilfsbereitschaft zeugen von einem bemerkenswerten Teamgeist und gehen in vielen Fällen über die rein beruflichen Aspekte hinaus.

Von besonderer Bedeutung für das Gelingen dieser Arbeit war die Unterstützung meines akademischen Mentors, Herrn Dr.-Ing. Dipl.-Phys. Pascal Häußler, sowohl bei inhaltlichen Diskussionen in der Anfangsphase als auch bei der wissenschaftlichen Ausarbeitung in der Endphase.

Die Basis für eine solche Arbeit liegt aber auch im privaten Umfeld, so dass ich mich bei meinen Freunden, meiner Familie und meiner Partnerin Michaela für den Rückhalt ganz herzlich bedanken möchte.

„Knowing is not enough; we must apply - being willing is not enough; we must do“.

Leonardo da Vinci

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Grundlagen und Stand der Forschung.....	4
2.1	Grundbegriffe	4
2.2	Contact and Channel Model (C&CM)	8
2.3	Elastische Mehrkörpersysteme	10
2.3.1	Systeme starrer Körper	12
2.3.2	Modale Superposition von Formvektoren	17
2.4	Verknüpfung von Regelung und MKS.....	24
2.4.1	Hintergrund	25
2.4.2	Klassierung	26
2.4.3	Kopplungsarten für die Strukturoptimierung	28
2.5	Grundlagen zur Regelung und Einstellung von Reglern.....	31
2.6	Strukturoptimierung	35
2.6.1	Strukturoptimierung im Entwicklungsprozess	35
2.6.2	Verfahren der Strukturoptimierung	41
2.6.3	Topologieoptimierung	45
2.7	Optimierung von Bauteilen in dynamischen und mechatronischen Systemen.....	51
3	Ziele der Arbeit	58
4	Der generalisierte Ansatz mittels C&CM	60
4.1	Motivation	60
4.2	Ansatz	62
5	Ein neuer Prozess zur Topologieoptimierung	65
5.1	Anforderungen	65
5.2	Grundidee.....	66
5.3	Gesamtkonzept	71
5.3.1	Aufbau des Simulationsprozesses mit Hilfe des generalisierten C&CM	71
5.3.2	Erweiterung des reglerbasierten OC-Verfahren	77
5.3.3	Lastfallermittlung und Lastenexport.....	79
5.3.4	Umsetzung des neuen Gesamtprozesses	89
5.4	Einordnung in das integrierte Produktentstehungs-Modell	91
6	Untersuchungen zur Validierung	93
6.1	Roboterarm mit einem Freiheitsgrad (1 DOF Arm).....	95
6.1.1	Modellbildung.....	95

6.1.2	Ergebnisse	98
6.1.3	Zusammenfassung und Beurteilung	119
6.2	Roboterarm mit zwei Freiheitsgraden (2 DOF Arm)	121
6.2.1	Modellbildung	121
6.2.2	Ergebnisse	123
6.2.3	Zusammenfassung und Beurteilung	130
7	Topologieoptimierung mit Adaption der Regelung	132
7.1	Grundidee	132
7.2	Automatisierte Reglereinstellung	135
7.2.1	Anforderungen	135
7.2.2	Das Verfahren	136
7.3	Erweiterter Gesamtprozess	144
7.3.1	Systemreduktion	144
7.3.2	Umsetzung	148
7.4	Beispiel zur Validierung	150
7.4.1	Modellbildung	150
7.4.2	Ergebnisse	150
7.4.3	Zusammenfassung und Beurteilung	163
8	Komplexes Szenario (Roboterarm 7 DOF)	165
8.1	Modellbildung	165
8.1.1	Hybrides MKS	165
8.1.2	Regelung	170
8.1.3	Szenario	174
8.2	Ergebnisse	177
8.3	Zusammenfassung und Beurteilung	182
9	Zusammenfassung und Ausblick	184
10	Literaturverzeichnis	188
	Lebenslauf	206

Nomenklatur

t	Zeit
$\mathbf{r}_P(t)$	Ortsvektor des Punktes P
$\mathbf{R}(t)$	Ursprungsvektor des körperfesten Koordinatensystems
$\bar{\mathbf{u}}_0$	Ortsvektor des Punktes P_0 des unverformten Körpers im lokalen Koordinatensystem
$\bar{\mathbf{u}}_P$	Ortsvektor des Punktes P des Körpers im lokalen Koordinatensystem
$\bar{\mathbf{u}}_f(t)$	Verschiebungsvektor (von Punkt P_0 zu P) im lokalen Koordinatensystem
$\mathbf{A}(t)$	zeitabhängige Transformationsmatrix
$\boldsymbol{\theta}$	Vektor der Euler-Parameter
\mathbf{q}	Vektor der generalisierten Koordinaten
\mathbf{M}^i	Massenmatrix des Körpers i
\mathbf{J}^i	Trägheitstensor des Körpers i
J_{xx}, J_{yy}, J_{zz}	Axiale Trägheitsmomente
J_{xy}	Deviationsmoment
m_i	Gesamtmasse des Körpers i
\mathbf{K}^i	Steifigkeitsmatrix des Körpers i
\mathbf{Q}_F^i	Generalisierte Kraft, Index F steht für Kraft
\mathbf{Q}_M^i	Generalisierte Kraft, Index M steht für Moment
\mathbf{F}	Kraftvektor
\mathbf{u}^i	Verschiebungsvektor am Knoten i
T	kinetische Energie
V	potenzielle Energie
L	Lagrange Funktion
$q(t)$	Gewichtungsfaktor (Skalar)

ω	Eigenkreisfrequenz
ϕ	Eigenvektor
Φ	Matrix aus Formfunktionen („Shape-Matrix“)
$\hat{\mathbf{M}}$	Modale Massenmatrix
$\hat{\mathbf{K}}$	Modale Steifigkeitsmatrix
Φ^{CB}	Craig-Bampton-Set
Φ^*	orthogonalisiertes Craig-Bampton-Set
$\hat{\mathbf{M}}^*$	Modale Massenmatrix des orthogonalisierten Craig-Bampton-Sets
$\hat{\mathbf{K}}^*$	Modale Steifigkeitsmatrix des orthogonalisierten Craig-Bampton-Sets
$\mathbf{f}^L(t)$	generalisierter, modaler, äußerer Kraftvektor
$s(t)$	Skalierungsfaktor
A	Fläche
p	Druck
E	E-Modul
I_y	Axiales Flächenmoment 2. Grades
\mathbf{A}	Dynamik- bzw. Systemmatrix
\mathbf{B}	Eingangsmatrix
\mathbf{C}	Beobachtungsmatrix
\mathbf{D}	Durchgriffsmatrix
\mathbf{x}	Zustandsvektor
\mathbf{u}	Vektor der Eingangssignale
\mathbf{y}	Vektor der Ausgangssignale
$\mathbf{G}(s)$	Übertragungsfunktion
K_p	P-Anteil eines Reglers
K_i	I-Anteil eines Reglers
K_d	D-Anteil eines Reglers
$F(\mathbf{X})$	Zielfunktion
$g_j(\mathbf{X})$	Ungleichheitsnebenbedingung
$h_k(\mathbf{X})$	Gleichheitsnebenbedingung

X_i^l	Schranken
\mathbf{X}	Vektor der Designvariablen
Ω	Gebiet / Designraum
Ω^*	Ermitteltes Design
ρ	Dichte
p	Bestrafungsfaktor
U	Dehnungsenergie
\mathbf{K}_{aa}	freie Steifigkeitsmatrix
\mathbf{u}_r	Referenzsatz der Freiheitsgrade
\mathbf{u}_a	Gesamtsatz der Freiheitsgrade
\mathbf{M}_{aa}	Massenmatrix
\mathbf{D}_{a6}	Vektor der Formfunktionen
F	Kraft
F_r	Radialkraft
F_t	Tangentialkraft
T_m	Zeitkonstante Elektromotor
GK	Gewichtungskonstante
EG	Erfüllungsgrad
$\sigma(k)$	Fehlerterm
$\mathbf{T}(k)$	Moment des Aktors
k	diskreter Zeitpunkt
\mathbf{e}	Positionsfehler

1 Einleitung

Wachsender Wettbewerb, unter anderem getrieben durch die Globalisierung der Märkte, führte in letzten Jahrzehnten zur drastischen Verkürzung der Produktlebenszyklen. So verringerte sich zum Beispiel im Maschinenbau zwischen den Jahren 1991¹ und 2000² die durchschnittliche Produktlebensdauer um etwa 40 Prozent. Vor dem Hintergrund einer solchen veränderten Marktsituation sind Unternehmen gezwungen, auch Entwicklungszeiten zu verringern. Es wurden im oben genannten Kontext auch die entsprechenden Entwicklungszeiten von dreißig auf zwölf Monate verkürzt. Eine erfolgreiche Umsetzung dieser Strategie ist für Unternehmen zwingend erforderlich, gleichzeitig bringt sie aber auch ein erhebliches Potenzial mit sich, zum Beispiel bei der Erschließung neuer Märkte³.

Verkürzte Entwicklungszeiten und damit oft reduzierte Entwicklungskosten sind im Wettbewerb mit anderen Unternehmen aber nicht die alleinigen Erfolgsfaktoren. Von entscheidender Bedeutung ist außerdem die Qualität⁴, die natürlich in Wechselwirkung mit den übrigen Faktoren steht, woraus sich ein Spannungsfeld ergibt. Erfolgreiche Unternehmen zeichnen sich dadurch aus, dass sie Innovationen in kürzerer Zeit und zu geringeren Kosten umsetzen als weniger erfolgreiche Wettbewerber.

Ein Schlüsselfaktor für die Produktentwicklung ist hierbei ohne Frage der Erwerb von Wissen über das zukünftige Produkt bereits zu einem frühen Zeitpunkt. Das Nachbessern am fast fertigen Produkt ist in der Regel ungleich aufwändiger als beispielsweise eine Modifikation eines Konzepts. Der Ausdruck „Vorziehen der Lernkurve“ beschreibt genau diese Strategie, die sich aus der Tatsache ableitet, dass etwa beim Konzipieren und Gestalten bereits 70 Prozent der gesamten Kosten festgelegt werden. Gleichzeitig fallen bei diesen Aktivitäten aber nur ca. fünf Prozent der Kosten an, so dass es naheliegend ist, an diesem Punkt anzusetzen.

¹ Fraunhofer 1996

² Fraunhofer 2000

³ Freiling 2007

⁴ Rommel 1995

2 Einleitung

ALBERS⁵ sieht die Integration der virtuellen Produktentwicklung in bestehenden Prozessen und damit den konsequenten Einsatz von Simulationsmethoden als einen Schlüsselfaktor an. Die Zielsetzung ist dabei grundsätzlich die Reduktion von Experimenten an realen Systemen, da in der klassischen Prozesskette, beispielsweise in der Fahrzeugentwicklung, Prototypen maßgeblich die Entwicklungszeiten und -kosten bestimmen. Ein vollständiger Ersatz durch numerische Methoden wird dabei aber nicht angestrebt, da bei der Erstellung von Simulationsmodellen das reale System gewissen Vereinfachungen unterzogen wird. Aufgrund von komplexen Systemwechselwirkungen entsteht die Gefahr falscher oder nicht ausreichend genauer Modellannahmen, die wiederum für die Zuverlässigkeit der Ergebnisse eine entscheidende Rolle spielen.

Stattdessen ist eine abgestimmte Vorgehensweise für zukünftige Entwicklungsprozesse zielführend, wie es auch bei Dick⁶, Entwicklungsvorstand bei Audi, zum Ausdruck kommt: "Dabei schließen sich Simulation und Versuch nicht aus. Audi nutzt hier die Lösung - das Beste aus den zwei Welten - für den neuen A4". Die Abkehr vom reinen Komponentendenken hin zur ganzheitlichen Untersuchung von Systemen ist dabei eines der zentralen Ziele. Von besonderer Bedeutung ist dies heute bei mechatronischen Systemen, die in der Vergangenheit stark an Bedeutung gewonnen haben. Durch das Zusammenwirken von mechanischen Strukturen und Sensor-Aktor Systemen in Kombination mit entsprechender Informationsverarbeitung wurden viele leistungsfähigere Produkte überhaupt erst ermöglicht. In der Fahrzeugtechnik machte beispielsweise Ende der 1970er Jahre das Antiblockiersystem den Anfang der Elektrifizierung im Fahrwerk, während heute durch zahlreiche aktiv geregelte Elemente, Verbesserungen sowohl beim Komfort als auch bei der Dynamik ermöglicht werden.

Roboter sind ein weiteres Beispiel für hoch integrierte mechatronische Systeme. Im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 588⁷ wird am KIT - Karlsruher Institut für Technologie an humanoiden Robotern geforscht. Ziel dieses Projektes ist es, Konzepte, Methoden und konkrete mechatronische Komponenten für einen humanoiden Roboter zu entwickeln, der seinen Arbeitsbereich mit dem Menschen teilt. Mit Hilfe dieses zu entwickelnden Robotersystems, soll der Schritt aus dem Roboterkäfig und damit der direkte Kontakt zum Menschen realisiert werden.

⁵ Albers / Nowicki 2003

⁶ Dick 2007

⁷ Seit dem 1. Juli 2001 ist der Sonderforschungsbereich 588 "Humanoide Roboter - Lernende und kooperierende multimodale Roboter" bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) etabliert.

Für die Entwicklung unterschiedlichster Methoden und Werkzeuge aus verschiedenen wissenschaftlichen Disziplinen stellt das Demonstratorsystem eine herausfordernde Plattform dar. So dient der humanoide Roboter ARMAR III auch in dieser Arbeit als komplexes Beispielsystem. In diesem autark arbeitenden dynamischen System spielt neben zahlreichen anderen Faktoren Energieeffizienz zur Laufzeitverbesserung eine zentrale Rolle, was für die mechanischen Anteile in vielen Fällen mit Leichtbau verbunden ist.

An dieser Stelle bietet die virtuelle Produktentwicklung große Chancen, da vielfältige Einflüsse und Wechselwirkungen zwischen Regelung, Dynamik und Bauteil bestehen. Eine „Trial and Error“ Vorgehensweise mit Konstruktion, Prototypenbau und Versuch ist äußerst aufwändig. Die auf diesem Weg gefunden Lösungen haben auf Grund der komplexen Wechselwirkungen im System in der Regel noch großes Potenzial für weitere Verbesserungen. Simulationsmethoden können dagegen eine erhebliche Unterstützung bieten, wenn es darum geht, die Komplexität dieser Systeme zu beherrschen.

Für die Untersuchung einzelner Komponenten gibt es inzwischen Optimierungsmethoden in der Strukturmechanik, die in der industriellen Anwendung ihre Leistungsfähigkeit bereits unter Beweis gestellt haben. Diese Methodik auch für komplexe mechatronische Systeme nutzbar zu machen, ist Kern dieser Arbeit. Der hier verfolgte Ansatz der systembasierenden Optimierung baut auf zahlreichen Vorarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung zur Methoden-Kopplung auf und stellt somit eine konsequente Fortführung dieser Strategie dar.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel wird ein Überblick über die Grundlagen der in dieser Arbeit verwendeten Verfahren und Disziplinen gegeben. Außerdem werden der Stand der Technik sowie die Grenzen der aktuell verfügbaren Methoden und Prozesse dargestellt. Auf dieser Basis werden anschließend die Ziele dieser Arbeit formuliert.

Der neue Ansatz zur Strukturoptimierung von Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen stellt eine Integration verschiedener Verfahren aus unterschiedlichen Disziplinen dar. Da der Mehrwert zu wesentlichen Teilen aus dem Zusammenwirken der einzelnen Komponenten erwächst, sind die Ausführungen zu den Grundlagen und dem Stand der Technik hilfreich.

2.1 Grundbegriffe

Der Systembegriff (Zielsystem, Handlungssystem, Objektsystem)

Unterschiedlichste Wissenschaftsdisziplinen beschäftigen sich mit der Beschreibung von Systemen. Mittels der Systemtechnik können alle Arten von Zusammenhängen beschrieben werden. Ein System (griechisch *systema* - „Gebilde, Zusammengesetzte, Verbundene“) wird als eine von der Umwelt abgrenzbare Einheit verstanden, deren Elemente untereinander ausgeprägtere Beziehungen besitzen als zu Elementen der Umwelt. Wichtig ist, dass das System eine andere Qualität aufweist, als die Summe seiner Elemente. Die elementare Betrachtung der Systemtheorie ist die der *Black-Box* (siehe Abbildung 2.1), die ein System von der Umwelt abgegrenzt. Die Transformationsmöglichkeiten des Systems stellen die Funktionen dar und werden mittels der In- und Output-Beziehung (Stoff, Energie, Information) charakterisiert⁸.

⁸ Ropohl 2009



Abbildung 2.1: Technisches System als Black-Box mit Eingangs- und Ausgangsgrößen

In Bezug auf die Technik beziehungsweise die Produktentwicklung, als soziotechnischem System, schlägt ROPHIL⁹ die drei Teilsysteme *Handlungssystem*, *Objektsystem* und *Zielsystem* vor.

Das **Handlungssystem** ist ein soziotechnisches System, das aus strukturierten Aktivitäten, Methoden und Prozessen sowie den dafür notwendigen Ressourcen besteht. Dabei wird eine Ausgangssituation in eine Endsituation überführt. Das Zielsystem und das Objektsystem sind über das Handlungssystem verbunden.

Das **Zielsystem** beschreibt die geplanten Merkmale des Objektsystems. Es beinhaltet alle relevanten Ziele, deren Abhängigkeit sowie die entsprechenden Randbedingungen¹⁰, die für die Entwicklung des korrekten Objektsystems benötigt werden. Ausgangspunkt ist dabei der aktuelle Zustand, nicht aber die Lösung als solche. Das Zielsystem wird im Verlauf des Produktlebenszyklus erweitert und konkretisiert. Die richtige Definition des Zielsystems entscheidet maßgeblich über den Erfolg in der Produktentwicklung und ist daher ein wichtiger Teil dieser Produktentwicklung¹¹.

Das **Objektsystem** ist die umgesetzte Lösung des Zielsystems. Dieses ist vollständig, sobald sich die im Zielsystem beschriebene Situation mit dem aktuell vorliegenden Zustand deckt. Hierbei handelt es sich nicht ausschließlich um materielle, sondern auch um immaterielle Systeme wie beispielsweise Softwareprodukte oder Dienstleistungen¹². Das Objektsystem enthält auch Zwischenstände der

⁹ Ropohl 1979

¹⁰ Negele 1998

¹¹ Albers / Meboldt 2007

¹² Ehrlenspiel 2003

Entwicklung wie Skizzen, Zeichnungen oder Prototypen^{13, 14}. Die Inhalte des Objektsystems sind also das Ergebnis des Handlungssystems.

Die Aufgabe der Produktentwicklung kann demnach als eine Art Überführung oder Transformation von einer Reihe von Zielen, zum Teil auch noch sehr vage formuliert, in ein konkretes Produkt bezeichnet werden. Abbildung 2.2 zeigt diesen Zusammenhang sowie die äußeren Einflüsse im Kontext der Produktentwicklung.

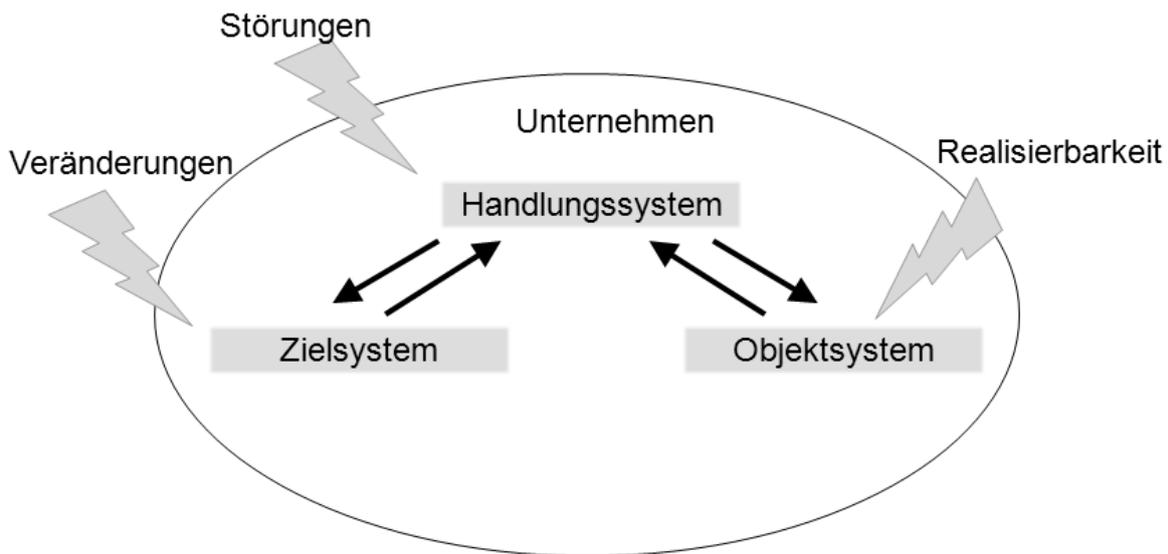


Abbildung 2.2: Zusammenhang und Wechselwirkungen im Systemmodell der Produktentwicklung¹⁵

Mit Hilfe der drei Systeme Ziel-, Handlungs- und Objektsystem kann also eine Beschreibung der Produktentwicklung als System erfolgen. MEBOLDT¹⁶ spricht in diesem Zusammenhang folgerichtig auch von einem ZHO-System. Wie in der obigen Abbildung dargestellt, beeinflussen sich die drei Systeme gegenseitig. Allerdings gibt es lediglich zwischen Ziel- und Handlungssystem sowie Handlungs- und Objektsystem eine direkte Interaktion. Zwischen dem Ziel- und Objektsystem besteht keine direkte Möglichkeit der Wechselwirkung.

ALBERS¹⁷ und OERDING¹⁸ verstehen das System der Produktentstehung als Handlungssystem mit dazugehörigem Zielsystem und Objektsystem und sprechen

¹³ Wenzel 2003

¹⁴ Albers / Meboldt 2006

¹⁵ Albers / Meboldt 2007

¹⁶ Meboldt 2008

¹⁷ Albers 2009

¹⁸ Oerding 2009

somit von einem hierarchischen Konzept. Entscheidend ist dabei, dass Handlungssysteme, eingebettet in ihrem Umfeld, immer ein Zielsystem enthalten und Handlungssysteme erzeugen. Insgesamt lassen sich also mit den ZHO-Systemen die inneren Abläufe der Produktentstehung und die Wechselwirkung mit der Systemumwelt beschreiben.

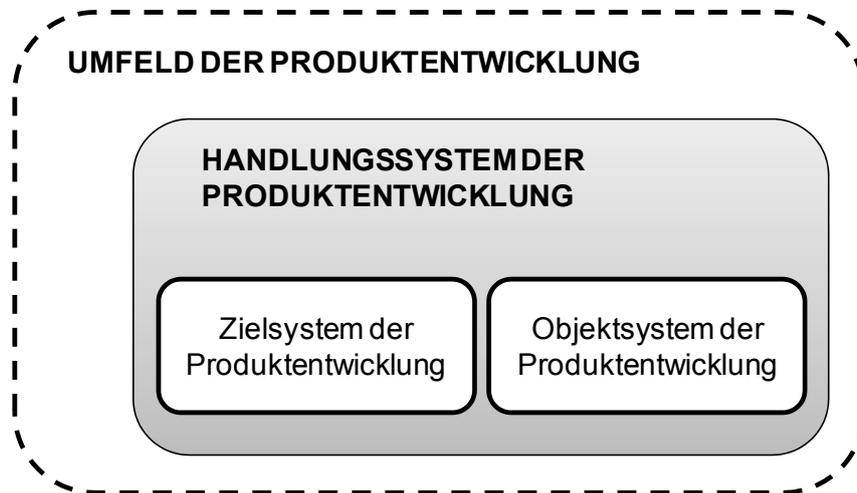


Abbildung 2.3: „Das hierarchische Konzept des Systems der Produktentstehung“¹⁹

Leichtbau

Ein Beispiel für die Anwendung dieser ZHO-Systeme ist die Formulierung der Definition des Begriffs *Leichtbau* nach ALBERS:

*Leichtbau ist eine **Entwicklungsstrategie** (Handlungssystem), die darauf ausgerichtet ist, unter vorgegebenen Randbedingungen eine **geforderte Funktion** (Zielsystem) durch ein **System minimaler Masse** zu realisieren (Objektsystem). Leichtbau ist im Allgemeinen kein Selbstzweck, sondern muss sich an übergeordneten Zielen - an Kosten und Nutzen - rechtfertigen.*

Zur Umsetzung dieser Entwicklungsstrategie gibt es eine Vielzahl an Möglichkeiten wie beispielsweise Materialleichtbau oder Formenleichtbau. Gegenstand dieser Arbeit ist die numerische Strukturoptimierung, die eine bestimmte Möglichkeit zur Verfolgung dieser Strategie darstellt.

¹⁹ Oerding 2009

Strukturoptimierung

Unter Strukturoptimierung werden im Sinne der Produktentwicklung rechnergestützte Verfahren zur gezielten automatischen Gestaltung von mechanischen Bauteilen und Strukturen verstanden. Ziel ist es dabei, eine optimale Materialverteilung unter gegebenen Randbedingungen zu ermitteln. Während des Optimierungsprozesses wird dazu gezielt die untersuchte Struktur verändert. Das Auffinden einer wirklich optimalen Materialverteilung im mathematischen Sinne ist dabei nicht von entscheidender Bedeutung. Vielmehr ist das Ergebnis einer solchen „Optimierung“ häufig lediglich eine, wenn auch signifikante, Verbesserung, was aber in der praktischen Anwendung völlig ausreicht.

Je nach Art der Modifikation der Materialverteilung (Topologie, Form, Größe usw.), die das Verfahren erlaubt, kann eine Klassifizierung getroffen werden. Darüber hinaus existieren verschiedene Ansätze auf dem Gebiet der Lösungsverfahren und Algorithmen. Eine ausführliche Beschreibung hierzu sowie eine Einordnung in den Prozess der Produktentwicklung folgen.

2.2 Contact and Channel Model (C&CM)

Die Beschreibung von Produkten und Systemen aus Sicht von Konstrukteuren und Ingenieuren basiert häufig auf definierten Geometrien, wie etwa CAD-Modellen oder technischen Zeichnungen. Eine vollständige Beschreibung der Funktion ist damit aber nicht zwingend gegeben. Das Elementmodell C&CM²⁰ – „Contact and Channel Model“ – bildet einen Ansatz zur Kopplung von Funktion und Gestalt technischer Systeme in der Analyse und Synthesephase der Produktentwicklung. Dieser basiert auf den Arbeiten von RELEAUX und MOLL²¹, HUBKA²², RODENACKER²³, ROTH²⁴, sowie KOLLER²⁵. Die zentralen Elemente sind *Wirkflächen*, *Wirkflächenpaare* und *Leitstützstrukturen*.

Diese sind folgendermaßen definiert²⁶:

²⁰ Albers / Matthiesen 2002

²¹ Releaux / Moll 1854

²² Hubka 1984

²³ Rodenacker 1991

²⁴ Roth 1994

²⁵ Koller 1998

²⁶ Matthiesen 2002

*„**Wirkflächen** sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise im Kontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen und am Energie-, Stoff- und Informationsaustausch des technischen Systems beteiligt sind.“*

*„**Wirkflächenpaare** werden aus genau zwei Wirkflächen gebildet, die zeitweise, ganz oder teilweise, in Kontakt stehen und zwischen denen Energie, Stoff und Information übertragen wird.“*

*„**Leitstützstrukturen** sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzte Räume, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und dauernd oder zeitweise eine Leitung von Energie, Stoff oder Information zwischen den Wirkflächen eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen.“*

Darauf aufbauend besagt die Grundhypothese II von ALBERS, dass die Funktion eines technischen (Teil)Systems grundsätzlich über mindestens zwei Wirkflächenpaare und zwei sie verbindende Leitstützstrukturen verwirklicht wird. Die Eigenschaften und Wechselwirkungen der beiden Wirkflächenpaare und der sie verbindenden Leitstützstruktur bestimmt damit die Funktion.

Beim Aufbau von Simulationsmodellen und -prozessen spiegelt sich diese Grundhypothese wider, denn genau diese Eigenschaften werden sehr häufig in rechnergestützten Analysen untersucht. Mit Blick auf die Strukturoptimierung beziehungsweise den Leichtbau sind neben den oben genannten Definitionen insbesondere die Begriffe *Tragstruktur* und *Reststruktur* von zentraler Bedeutung²⁷.

*„Die **Tragstruktur** ist die Menge aller möglichen Leitstützstrukturen.“*

*„**Reststrukturen** sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felderfüllte Räume, die nie Tragstruktur werden.“*

Die folgende Definition von Leichtbau nach ALBERS nutzt genau diese Begrifflichkeit des C&CMs und fasst diesen Sachverhalt entsprechend zusammen:

Ziel des Leichtbaus ist es, ein technisches System entsprechend dem Zielsystem ohne Reststruktur zu gestalten.

²⁷ Albers / Matthiesen 2002

Im Sinne des Leichtbaus ist es also stets das Ziel, möglichst alle Reststrukturen zu entfernen, allerdings verbleiben diese häufig aus Fertigungs- oder Kostengründen in Bauteilen. Darüber hinaus ist die Ermittlung von Trag- und Reststruktur in komplexen Bauteilen und Systemen in der Regel keineswegs trivial, was den Einsatz von entsprechenden numerischen Methoden nahe legt.

Im Rahmen der Arbeiten auf dem Gebiet der Validierung von Antriebssträngen führten ALBERS²⁸ und SCHYR²⁹ einen erweiterten Ansatz des Elementmodells ein. Ziel war es, die bisherigen Stärken, die sich bei der Anwendung in Forschung, praktischer Produktentwicklung und Lehre gezeigt hatten^{30, 31, 32}, mit der Simulationssprache Modelica zu kombinieren. Das grundlegende Konzept ist dabei, die geometrischen und funktionalen Eigenschaften eines Systems mittels des C&CM nicht nur in einem CAD-Modell zu beschreiben, sondern eine mathematische Beschreibung der physikalischen Eigenschaften in der Simulationssprache Modelica vorzunehmen. SCHYR spricht in diesem Zusammenhang von einem sogenannten „*Behavioral Mock-Up*“ und erweitert die Wirkflächen des C&CM um die Eigenschaften der „*Konnektoren*“ aus Modelica. Die physikalischen Eigenschaften der Leitstützstrukturen werden entsprechend über „*Gleichungen*“ modelliert und beschrieben. Er zeigt außerdem, wie auf diesem Weg typische Fragestellungen bei der Validierung von Antriebssträngen behandelt werden können, in dem eine gezielte Verkettung beziehungsweise Vernetzung der einzelnen Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen vorgenommen wird. Alternativ schlägt er vor, bei der Gestaltung an Stelle einer unmittelbar konkreten geometrischen Umsetzung zunächst ein abstraktes Modell zu entwerfen. Mittels der zugehörigen physikalischen Eigenschaften, also dem erweiterten Elementmodell, können dann in einem zweiten Schritt geeignete Lösungen gestaltet und geometrisch festgelegt werden.

2.3 Elastische Mehrkörpersysteme

Bei der Entwicklung mechanischer Strukturen und Systeme haben sich die Finite Elemente Methode (FEM) und die Simulation von Mehrkörpersystemen (MKS) in vielen Unternehmen etabliert. Typischerweise steht bei Anwendungen der FEM das

²⁸ Albers / Schyr 2005

²⁹ Schyr 2006

³⁰ Albers et al 2004a

³¹ Albers et al 2004b

³² Albers et al 2004c

Verhalten eines einzelnen oder relativ weniger Bauteile im Vordergrund. Dagegen gilt bei der MKS-Analyse das Interesse viel stärker dem Systemverhalten.

Die Kombination dieser Ansätze bietet nun die Chance, die Vorteile beider Welten miteinander zu verbinden. Hierdurch wird es auch möglich, die Wechselwirkungen zwischen Bauteil und System zu erfassen, da beispielsweise das Schwingungsverhalten eines flexiblen Körpers das Verhalten eines gesamten Systems beeinflussen kann. Im Kontext einer Strukturoptimierung sind also zwei Aspekte von zentraler Bedeutung³³:

- Die Abbildung des Systemverhaltens wird durch die Integration von elastischen Körpern in einem MKS realistischer, wodurch die Wechselwirkungen zwischen Bauteil und System erfasst werden können.
- Für die Optimierung von dynamisch belasteten Bauteilen können aus dem MKS Last-Zeitreihen abgeleitet werden, welche dann maßgeblich die spätere Bauteilgestalt beeinflussen.

Welchen Einfluss die entsprechende Modellierung haben kann, zeigt beispielsweise KRÜGER³⁴ anhand der Simulation eines Landemanövers eines Transportflugzeugs. Die ermittelten Beschleunigungswerte für das Cockpit betragen für ein reines Starrkörpermodell lediglich ein Drittel der Werte, die für ein Modell mit flexiblen Körpern errechnet wurden. Für die Auslegung der Tragstrukturen sind vor allem unter dem Gesichtspunkt des Leichtbaus diese Wechselwirkungen zwischen System- und Bauteilverhalten von Bedeutung.

Auf dem Gebiet der Abbildung der Dynamik von Zahnradgetrieben, insbesondere auch der Nachgiebigkeit, entwickelte und implementierte FRÜH³⁵ eine Methodik, die ursprünglich auf einer FE-Modellierung basiert. Zur effizienten Simulation innerhalb von Mehrkörpersystemen wird dagegen ein abgeleitetes Modell genutzt, da zum Beispiel eine Strukturoptimierung der Zahnräder nicht angestrebt wurde.

Neben der Verbindung zwischen Dynamik und Strukturmechanik bieten die elastischen, oder auch hybriden, Mehrkörpersysteme die Möglichkeit der Einbindung der Regelung³⁶.

³³ Albers et al 2005a

³⁴ Krüger 2002

³⁵ Früh 2008

³⁶ Albers et al 2007b

2.3.1 Systeme starrer Körper

Mehrkörpersysteme dienen der Beschreibung von Systemen, die aus mehreren Körpern bestehen und in Wechselwirkung zueinander stehen. Hierfür werden die Gesetze der Mechanik herangezogen, insbesondere der Kinematik und der Dynamik.

Im Gegensatz zu Massepunkten besitzen Körper eine gewisse Ausdehnung, so dass zur Beschreibung der Lage von solchen Körpern Ort und Orientierung definiert werden müssen. Die Konfiguration eines Körpers im dreidimensionalen Raum kann mit sechs Koordinaten beschrieben werden, jeweils drei für Translation und Rotation. Abbildung 2.4 zeigt einem Körper i im dreidimensionalen Raum.

Das Koordinatensystem X_1, X_2, X_3 sei dabei ein globales Inertialsystem. Das Koordinatensystem X_1^i, X_2^i, X_3^i sei ein körperfestes Koordinatensystem, dessen Ursprung einem festen Punkt des Körpers i zugewiesen ist. In diesem System wird der Ort des Punktes P durch den Vektor $\bar{\mathbf{u}}_P^i$ beschrieben.

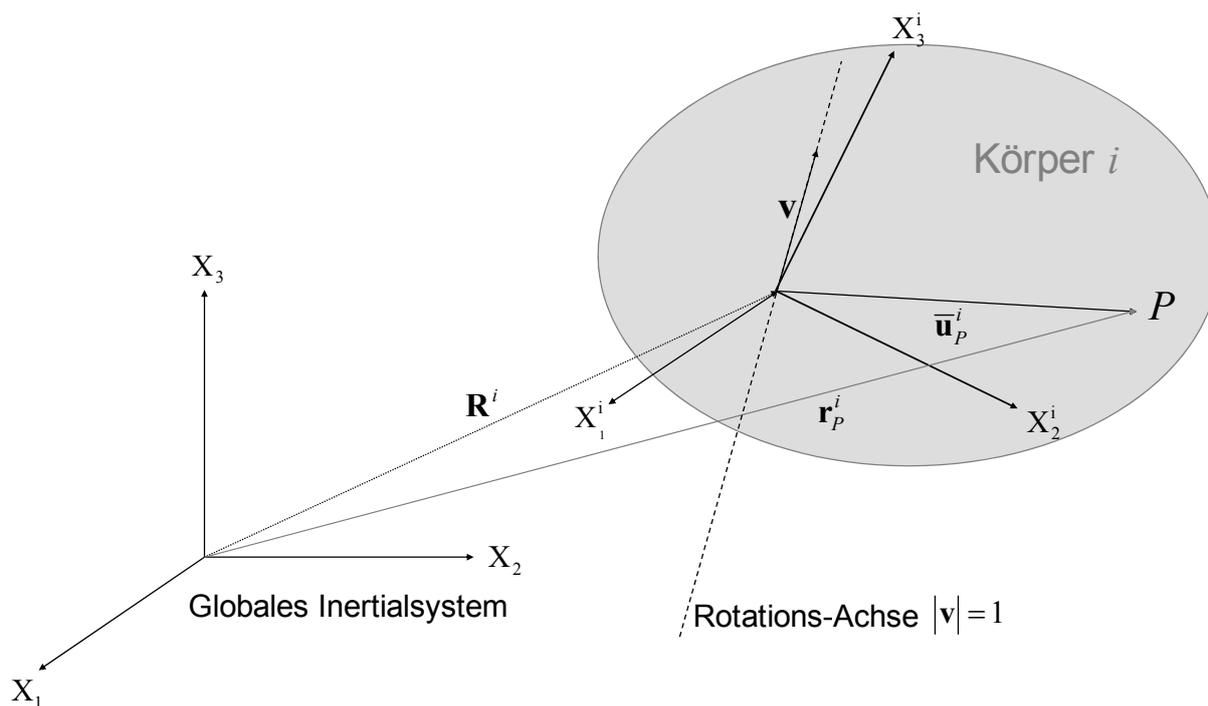


Abbildung 2.4: Beschreibung eines Punktes P in einem starren Körper

Dabei stellt \mathbf{R}^i den Ursprungsvektor des körperfesten Koordinatensystems dar, während der lokale Ortsvektor $\bar{\mathbf{u}}_P^i$ mit Hilfe der zeitabhängigen Matrix $\mathbf{A}^i(t)$ erst in das globale System transformiert werden muss. Dieser Vektor ist bei einem starren Körper im körperfesten Koordinatensystem konstant, so dass er nicht zu jedem Zeitpunkt in einer dynamischen Simulation neu berechnet werden muss.

Die globale Lage ergibt sich dann aus der Summe dieser beiden Vektoren:

$$\mathbf{r}_p^i(t) = \mathbf{R}^i(t) + \mathbf{A}^i(t)\bar{\mathbf{u}}_p^i \quad (2.1)$$

Zur Transformation von einem Koordinatensystem in das andere gibt es in der MKS-Software unterschiedliche Möglichkeiten wie etwa die sogenannten *Rodriguez Parameter*, *Euler Winkel* oder die *Euler Parameter*. Letztgenannte werden in MD ADAMS von MSC.Software³⁷ verwendet. Da hierbei mehr als drei Koordinaten zur Beschreibung der Orientierung verwendet werden, sind diese nicht völlig unabhängig voneinander, sondern über einen Satz von algebraischen Gleichungen gekoppelt. Sie bieten im Gegensatz zu anderen Methoden aber den Vorteil, dass es keine Konstellation gibt, die zu Singularitäten in der Transformations-Matrix führen kann. Das ist insbesondere für die numerische Behandlung der Bewegungsgleichungen wichtig. Auf eine ausführliche Beschreibung dieser Parameter soll in dieser Arbeit verzichtet werden, stattdessen wird auf SHABANA³⁸ verwiesen. Unter Einbezug der Euler Parameter $\theta_1^i \dots \theta_4^i$ kann der Vektor \mathbf{q}^i der sogenannten *generalisierten Koordinaten* formuliert werden:

$$\mathbf{q}^i = [R_X^i \quad R_Y^i \quad R_Z^i \quad \theta_1^i \quad \theta_2^i \quad \theta_3^i \quad \theta_4^i]^T \quad (2.2)$$

Hierbei werden sowohl translatorische als auch rotatorische Koordinaten zusammengefasst. Durch die Wahl eines lokalen, körperfesten Koordinatensystems im Schwerpunkt kann beispielsweise eine äußere Kraft in ein Moment um den Schwerpunkt und eine im Schwerpunkt angreifende Kraft ausgedrückt werden.

Um nun Wechselwirkungen zwischen unterschiedlichen Körpern eines Systems erfassen zu können, werden so genannte *Zwangsbedingungen* eingeführt. Diese repräsentieren zum Beispiel Gelenke eines Mehrkörpersystems, die die Bewegungsfreiheitsgrade einschränken. Die Beschreibung dieser „Bindungen“ erfolgt über algebraische Gleichungen. Dabei wird zwischen holonomen und nicht holonomen Bindungen unterschieden. Holonome Bindungen können sowohl lageabhängig (holonom-skleronom) als auch lage- und zeitabhängig (holonom-rheonom) sein, wie in Gleichung (2.3) dargestellt:

$$C(\mathbf{q}, t) = 0 \quad (2.3)$$

³⁷ MSC.Software

³⁸ Sahabana 1998

Eine ideale, unnachgiebige Führung oder Lagerung ist eine technische Umsetzung einer solchen holonomen Bindung. Wenn eine Bindungsgleichung von weiteren Größen abhängt, wie beispielsweise der zeitlichen Ableitung einer Bewegungsvariablen, so ist die Bindung nichtholonom. Bindungselemente mit Dämpfungseigenschaften wie Gummi- oder Hydrolager sind Beispiele für derartige Maschinenelemente.

Um die zeitliche Entwicklung dynamischer Systeme darzustellen, müssen die physikalischen Gesetze herangezogen werden, mit denen ein Zusammenhang zwischen Kraft, Beschleunigung und Masse des Körpers i hergestellt werden kann. Dies leisten die *Newton Euler'schen Bewegungsgesetze*, die mit Hilfe der sogenannten *generalisierten Kräfte* Q formuliert werden. Analog zur Formulierung auf Basis von generalisierten Koordinaten werden translatorische und rotatorische Komponenten zusammengefasst, wobei der Index R für Kraft und der Index θ für Moment steht:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_R^i &= m^i \ddot{\mathbf{R}}^i && \text{2. Newton'sches Gesetz} \\ \mathbf{Q}_\theta^i &= \mathbf{J}^i \ddot{\mathbf{R}}^i && \text{Euler Gleichung} \end{aligned} \tag{2.4}$$

Dies führt dann zu einem gekoppelten Differentialgleichungssystem (DGL-System) 2. Ordnung, das mit Hilfe der generalisierten Koordinaten und der Massenmatrix folgendermaßen formuliert wird:

$$\mathbf{M}^i \ddot{\mathbf{q}}^i = \begin{bmatrix} Q_R^i \\ Q_\theta^i \end{bmatrix} \tag{2.5}$$

Wählt man für den Ursprung des körperfesten Koordinatensystems nicht einen beliebigen Punkt, sondern den Schwerpunkt des Körpers und richtet zusätzlich die Achsen des lokalen Koordinatensystems in Richtung der Trägheitshauptachsen, so ergeben sich einige erhebliche Vereinfachungen für die Massenmatrix \mathbf{M}^i . Die Terme, die die Kopplung zwischen Rotation und Translation bewirken (Deviationsmomente), werden so zu null, so dass die Massenmatrix zu einer Diagonalmatrix wird. Es handelt sich dann um eine reine Translation und eine reine Rotation um den Schwerpunkt, ohne Kopplung der Trägheitswirkung. Für den dreidimensionalen Fall kann die Matrix dann in folgender Form notiert werden:

$$\mathbf{M}^i = \begin{bmatrix} m^i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m^i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m^i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{J}^i \end{bmatrix} \tag{2.6}$$

wobei mit m^i die Gesamtmasse bezeichnet wird und

$$\mathbf{J}^i = \begin{bmatrix} J_{XX} & 0 & 0 \\ 0 & J_{VV} & 0 \\ 0 & 0 & J_{ZZ} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

die Hauptträgheitsmomente des Körpers i enthält.

Zur Formulierung der Bewegungsgleichungen können nun die eingeführten Beschreibungsmöglichkeiten genutzt werden. Dies kann mittels der *Lagrange'schen Gleichungen* erfolgen. Dabei wird zwischen *Lagrange'schen Gleichungen 1. und 2. Art* unterschieden. Bei letzteren werden die Bewegungsgleichungen in Minimalkoordinaten formuliert. Diese sind aber auf Systeme mit ausschließlich holonomen Bindungen (z.B. starre Gelenke) beschränkt. Nichtholonome Bindungen wie zum Beispiel Lagernachgiebigkeiten können nicht in voneinander unabhängigen Koordinaten beschrieben werden. Gelingt dagegen eine entsprechende Wahl der Koordinaten, die die Zwangsbedingungen bereits enthalten, so können die expliziten Zwangsbedingungen in die Bewegungsgleichungen impliziert werden, was den Rechenaufwand zur Lösung der Bewegungsgleichung deutlich reduziert. Es muss folglich ein DGL-System gelöst werden, das aus ODEs (ordinary differential equations - gewöhnliche Differentialgleichungen n-ter Ordnung, die nur Ableitungen nach einer Variablen enthalten) 1. Ordnung besteht. Allerdings stehen im Vergleich zu den Lagrange'schen Gleichungen 1. Art die Informationen über die Zwangskräfte in Gelenken und Lagern nicht explizit zur Verfügung.

In MD ADAMS, der in dieser Arbeit verwendeten Software zur MKS Simulation, werden die Lagrange'schen Gleichungen 1. Art folgendermaßen verwendet.

$$L = T - V \quad (2.8)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\delta L}{\delta \mathbf{q}} + \mathbf{C}_q^T \cdot \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q} \quad (2.9)$$

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}(t), \dot{\mathbf{q}}(t), t) = \mathbf{0} \quad (2.10)$$

Die Lagrange-Funktion L ist als Differenz der kinetischen und der potenziellen Energien aller Körper im System definiert. Bei Gleichung (2.9) handelt es sich um ein Gleichungssystem, bestehend aus Differentialgleichungen 2. Ordnung (Bewegungsgleichungen). Falls die generalisierten Koordinaten mit Hilfe der oben eingeführten Euler-Parameter dargestellt werden, umfasst der Vektor \mathbf{q} bei einem System aus n_B Körpern also $7 \cdot n_B$ Komponenten zur Beschreibung von Position und Orientierung aller Körper. Die generalisierten Kräfte \mathbf{Q} enthalten dissipative Kräfte, wie zum Beispiel Dämpfungskräfte, und die von außen auf das System wirkenden Kräfte wie

beispielsweise Aktorkräfte, die in einem mechatronischen System zum Beispiel aus dem Stellmoment eines Reglers resultieren können.

Die Darstellung der Zwangsbedingungen erfolgt in Gleichung (2.10) als Satz algebraischer Gleichungen. Eine zeitliche Abhängigkeit in diesen Bindungsgleichungen kann beispielsweise durch einen Stellmotor als Aktor im System hervorgerufen werden. Somit besteht ein Gleichgewicht zwischen Beschleunigungs-, Potenzial- sowie generalisierten Zwangskräften und den generalisierten Kräften.

Die Matrix C_q^T enthält die partiellen Ableitungen der Bindungsgleichungen nach den generalisierten Koordinaten. Dabei handelt es sich um die so genannte *Jacobimatrix*, die in der Simulation von Mehrkörpersystemen eine wichtige Rolle spielt.

$$C_q = \frac{\partial C}{\partial \mathbf{q}} = \begin{pmatrix} \frac{\partial C_1}{\partial q_1} & \dots & \dots & \frac{\partial C_1}{\partial q_i} \\ \vdots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial C_m}{\partial q_1} & \dots & \dots & \frac{\partial C_m}{\partial q_i} \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

Der Vektor λ enthält die skalaren Lagrange-Multiplikatoren, die während des numerischen Integrationsprozesses bestimmt werden müssen. Sie entsprechen einer Art Kraftwert für unterdrückte Freiheitsgrade. Das Matrixprodukt $C_q^T \cdot \lambda$ beschreibt demnach die Zwangskräfte, also Lager- oder Gelenkkkräfte in einem System.

Zur Lösung dieser DAE Systeme (differential algebraic equations – Systeme mit Differentialgleichungen und algebraischen Gleichungen) stehen verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung. Falls es gelingt, unabhängige und abhängige Koordinaten zu identifizieren, um somit eine Beschreibung auf den physikalischen Freiheitsgraden des Systems zu erzielen, wird von der *Embedding Technique* gesprochen. Das resultierende DGL-System in Minimalkoordinaten (ODE) ist dann deutlich kleiner und kann vergleichsweise effizient gelöst werden.

Falls dagegen Einschränkungen wie nichtholonome Bindungen im zu untersuchenden System eine solche Vorgehensweise verhindern, kommt die *Augmented Formulation* zum Einsatz. Diese erfordert einen größeren Aufwand bei der numerischen Integration. Ausführliche Beschreibungen hierzu geben zum Beispiel BREMAN³⁹ oder GEAR^{40, 41}.

³⁹ Brenan et al 1989

⁴⁰ Gear 1975

⁴¹ Gear et al 1985

2.3.2 Modale Superposition von Formvektoren

Floating Frame of Reference

Während im vorangegangenen Abschnitt stets von starren Körpern ausgegangen wurde, ergeben sich für die Beschreibung eines flexiblen Körpers in einem MKS einige entscheidende Veränderungen. Abbildung 2.5 verdeutlicht dies.

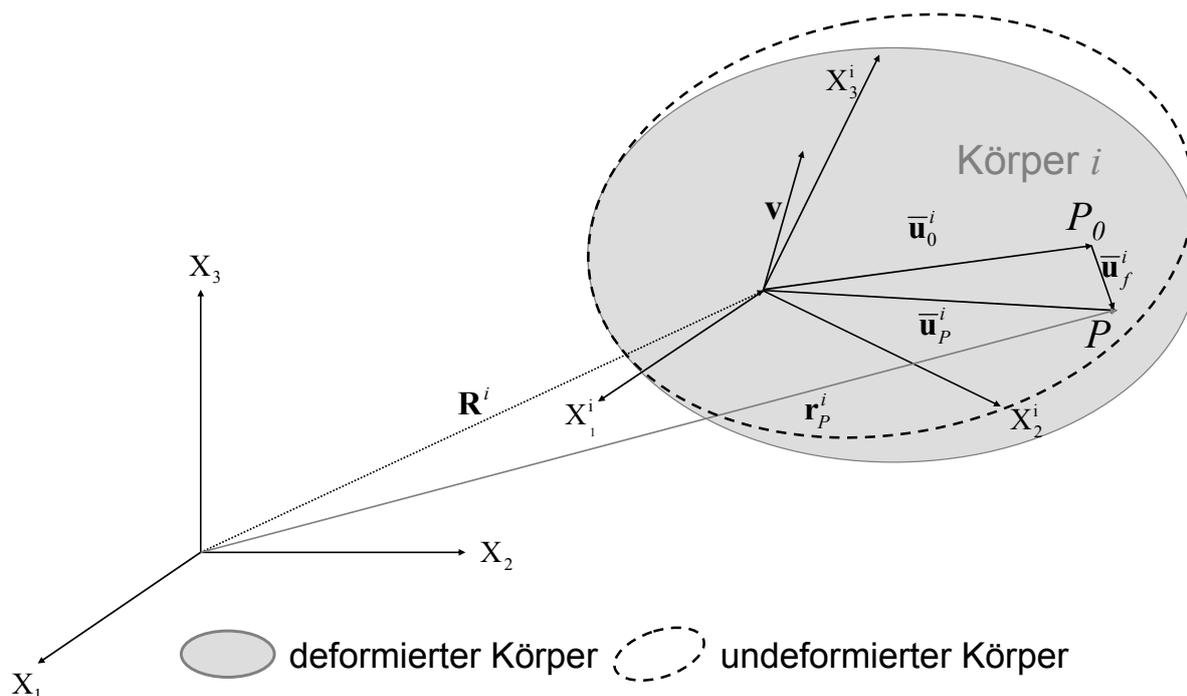


Abbildung 2.5: Beschreibung eines Punktes P auf einem elastischen Körper

Die Beschreibung des Punktes P auf dem deformierten Körper wird nach dem gleichen Prinzip vorgenommen, wie für einen starren Körper, allerdings wird der lokale Ortsvektor um einen Anteil aus der Deformation ergänzt:

$$\mathbf{r}_P^i(t) = \mathbf{R}^i(t) + \mathbf{A}^i(t)(\bar{\mathbf{u}}_0^i + \bar{\mathbf{u}}_f^i(t)) \quad (2.12)$$

Dieser zeitlich veränderliche Anteil als Folge der Deformation wird im körperfesten Koordinatensystem formuliert.

Die generalisierten Koordinaten werden um den Verschiebungsvektor, der die Verformung beschreibt, ergänzt und dann folgendermaßen notiert:

$$\mathbf{q}^i = [\mathbf{R}^i \quad \boldsymbol{\theta}^i \quad \bar{\mathbf{u}}_f^i]^T \quad (2.13)$$

Diese Vorgehensweise ist auch als *Floating Frame of Reference*⁴² bekannt. Liegt dem flexiblen Körper ein FE-Modell zu Grunde, so besitzt der Vektor $\bar{\mathbf{u}}_f^i$ drei Mal so viele Komponenten wie FE-Knoten.

Daraus ergibt sich eine enorme Anzahl von Freiheitsgraden, die in einem dynamischen System zu jedem Zeitpunkt neu berechnet werden müssten. Um dennoch im Rahmen einer MKS-Simulation den Einfluss von elastischen Strukturen zu berücksichtigen, wurden alternative Verfahren entwickelt. Hierzu hat sich in den letzten Jahren die Methode der *Superposition von Formvektoren* zur Approximation der elastischen Verformung etabliert. Diese ist in zahlreichen kommerziellen Softwareprodukten implementiert und wird auch in dieser Arbeit genutzt. Da die mathematische Umsetzung Auswirkungen auf die Modellierung und den eingeführten Simulationsprozess hat, werden hier die zentralen Punkte erläutert.

Modaler Verschiebungsvektor und entkoppelte Bewegungsgleichung

Um also näherungsweise die orts- und zeitabhängige Deformation eines Kontinuums, mit prinzipiell unendlich vielen Freiheitsgraden, darstellen zu können, wird relativ zu einem mitbewegten Koordinatensystem ein RAYLEIGH-RITZ-Ansatz⁴³ genutzt. Voraussetzung hierfür ist, dass die sich einstellende Verformung des linear elastischen Körpers hinreichend klein ist, so dass relativ zum mitbewegten lokalen, körperfesten Koordinatensystem die Gesetze der linearen Kontinuumstheorie angewendet werden können. Der Grundgedanke ist, dass die Verformung eines Körpers als gewichtete Summe von Formvektoren ausgedrückt werden kann. Werden hierzu die Eigenformen des Körpers genutzt, so wird von einer sogenannten *Modalen Superposition* gesprochen. Die Verformung \mathbf{u} kann als Summe der Eigenvektoren ϕ_k , multipliziert mit den Gewichtungsfaktoren $c_k(t)$ mathematisch ausgedrückt werden:

$$\mathbf{u}(t) = \sum_{k=1}^{\infty} c_k(t) \phi_k \quad (2.14)$$

Anhand eines einfachen Beispiels soll in folgender Abbildung gezeigt werden, wie aus einer linearen Kombination einfacher Formen eine komplexere Form entstehen kann:

⁴² Shabana 1998

⁴³ Strutt 1870, Ritz 1909

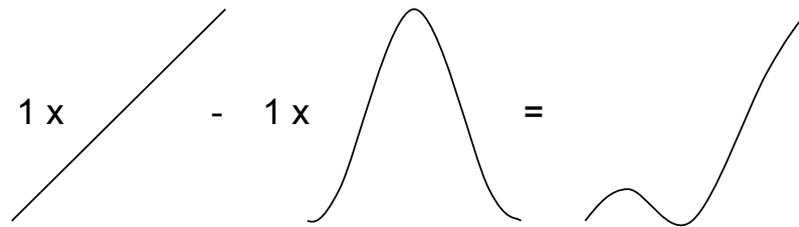


Abbildung 2.6: Lineare Kombination von zwei Formvektoren

Ein grundlegender Vorteil dieses Ansatzes ist, dass die Eigenvektoren ϕ_k zeitlich konstant sind und daher bereits im Vorfeld einer MKS-Simulation berechnet werden können. Die Zeitabhängigkeit steckt dann nur noch in den Gewichtungsfaktoren $c_k(t)$. Durch den Übergang von allen, also unendlich vielen, Eigenvektoren auf eine endliche Zahl, die vom Anwender einer entsprechenden Software gewählt werden kann, ergibt sich eine Approximation der Verformung. Hiermit kann eine signifikante Reduktion der Anzahl der Freiheitsgrade erreicht werden, was zu folgender erweiterter Formulierung der generalisierten Koordinaten führt:

$$\mathbf{q}^i = [\mathbf{R}^i \quad \boldsymbol{\theta}^i \quad \mathbf{c}^i]^T \quad (2.15)$$

Zunächst soll aber gezeigt werden, wie sich die Eigenvektoren berechnen, da an sie einige Bedingungen geknüpft sind, die im Weiteren ausgenutzt werden. Dazu werden folgende Differentialgleichungen für einen einzelnen, freien, elastischen Körper betrachtet:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = 0 \quad (2.16)$$

mit \mathbf{M} als Massenmatrix und \mathbf{K} als Steifigkeitsmatrix, wie sie in der FEM verbreitet sind. Zur Lösung wird folgender harmonischer Ansatz benutzt:

$$\mathbf{u}(t) = \boldsymbol{\phi} \sin(\omega t) \quad (2.17)$$

dabei ist $\boldsymbol{\phi}$ der Eigenvektor und ω die Eigenkreisfrequenz. Nach zweimaliger Ableitung der harmonischen Funktion kann der Ansatz eingesetzt werden und nach Vereinfachung erhält man:

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \cdot \boldsymbol{\phi} = 0 \quad (2.18)$$

Für diese Gleichung gibt es zwei verschiedene Lösungen:

1. Falls $\det(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \neq 0$, ist die einzige mögliche Lösung $\phi = 0$. Dies ist die triviale Lösung, die physikalisch aber uninteressant ist, da sie den Fall ohne Bewegung beschreibt.
2. Falls $\det(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) = 0$, gibt es eine nichttriviale Lösung ($\phi \neq 0$). Dieser Fall ist physikalisch interessant, so dass er weiter verfolgt wird.

Nach Entwicklung der Determinante ergibt sich das charakteristische Polynom, dessen Nullstellen ω_i^2 als Eigenkreisfrequenzen des Systems bezeichnet werden. Zu jeder Eigenkreisfrequenz existiert ein zugehöriger Eigenvektor, der die Lösung des obigen Gleichungssystems darstellt.

Da sowohl die Massenmatrix als auch die Steifigkeitsmatrix symmetrisch und reell sind, besagt das Eigenwertproblem, dass die Eigenvektoren linear unabhängig und orthogonal zueinander sind. Deshalb gilt auch:

$$\phi_i^T \mathbf{M} \phi_j = 0, \text{ bzw. } \phi_i^T \mathbf{K} \phi_j = 0, \text{ falls } i \neq j \quad (2.19)$$

$$\phi_i^T \mathbf{M} \phi_j \neq 0, \text{ bzw. } \phi_i^T \mathbf{K} \phi_j \neq 0, \text{ falls } i = j \quad (2.20)$$

Wichtig ist dabei, dass es sich bei ϕ um die Eigenvektoren als Ergebnis des beschriebenen Eigenwertproblems handelt und nicht um beliebige, paarweise orthogonale Vektoren⁴⁴.

Nach der Herleitung der Eigenvektoren oder auch Eigenschwingungsformen soll nun die dynamische Grundgleichung, jedoch ohne Berücksichtigung der Dämpfung, betrachtet werden. Das Einsetzen des Näherungsansatzes für den Verschiebungsvektor, der, wie schon beschrieben, aus einer Superposition der Eigenvektoren besteht, liefert folgendes System gekoppelter Differentialgleichungen:

$$\sum_{k=1}^M \mathbf{M} \ddot{\mathbf{c}}_k(t) \phi_k + \sum_{k=1}^M \mathbf{K} \mathbf{c}_k(t) \phi_k = \mathbf{F}(t) \quad (2.21)$$

Um diese Gleichungen zu entkoppeln wird von links mit den transponierten Eigenvektoren ϕ_j^T multipliziert, beziehungsweise in zusammengefasster Form $\Phi = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad \dots \quad \phi_M]$, so dass die Gleichung folgende Form annimmt:

$$\ddot{\mathbf{c}}_k(t) \cdot \Phi^T \mathbf{M} \Phi + \mathbf{c}_k(t) \cdot \Phi^T \mathbf{K} \Phi = \Phi^T \mathbf{F}(t) \quad (2.22)$$

⁴⁴ Wittenburg 1996

Nun wird der oben beschriebene mathematische Zusammenhang ((2.19), (2.20)) ausgenutzt. Dies führt dazu, dass alle Elemente der Matrizen zu null werden, mit Ausnahme der Elemente in der Diagonalen. Dies ist gleichbedeutend mit der Entkopplung des Gleichungssystems, so dass nur noch M gewöhnliche Differentialgleichungen in den modalen Gewichtungsfaktoren c_j zu lösen sind.

$$m_j \ddot{c}_j(t) + k_j c_j(t) = f_j(t), \quad j \in [1 \dots M] \quad (2.23)$$

dabei sind:

$m_j = \phi_j^T \mathbf{M} \phi_j$ Die Elemente der modalen Massenmatrix, die auch „Generalisierte Masse“ oder „Modale Masse“ heißen.

$k_j = \phi_j^T \mathbf{K} \phi_j$ Die Elemente der modalen Steifigkeitsmatrix, die auch „Generalisierte Steifigkeit“ oder „Modale Steifigkeit“ heißen.

$f_j = \phi_j^T \mathbf{F} \phi_j$ Die Elemente des modalen Kraftvektors, die auch „Generalisierte Kraft“ oder „Modale Kraft“ heißen.

Mit Hilfe der Eigenvektoren wird schließlich die sogenannte modale Massenbeziehungsweise Steifigkeitsmatrix bestimmt:

$$\hat{\mathbf{M}} = \Phi^T \mathbf{M} \Phi, \quad \hat{\mathbf{K}} = \Phi^T \mathbf{K} \Phi \quad (2.24)$$

Craig-Bampton Basis

Mit Hilfe der Eigenvektoren zur Darstellung der Verformung eines Körpers ist es bereits gelungen, die Anzahl der Freiheitsgrade signifikant zu senken. Allerdings sind, zum Beispiel abhängig vom Frequenz-Inhalt und Ort der äußeren Kraft, immer noch sehr viele dieser Eigenvektoren nötig, um die korrekte Deformation darstellen zu können. Eine erhebliche Verbesserung liefert in diesem Zusammenhang der erweiterte Ansatz von CRAIG und BAMPION⁴⁵, die eine Basis aus Formfunktionen (*Mode-Shapes*) vorgeschlagen haben, welche sich aus zwei Typen zusammensetzt:

1. Eigenvektoren
2. Statische Korrektur-Moden

Dieser kombinierte Ansatz ist auch als *Component Mode Synthesis* (CMS) bekannt.

⁴⁵ Craig / Bampton 1968

Dabei unterscheiden sich Funktion und Verwendung der Eigenvektoren von den Erläuterungen im vorangegangenen Abschnitt nicht. Neu sind dagegen die statischen Korrektur-Moden, die dazu beitragen sollen, dass mit bedeutend weniger Eigenvektoren die Verformung eines Körpers für einen bestimmten Zustand der Einspannung beziehungsweise Lastfall in ausreichend guter Näherung dargestellt werden kann. Ein flexibler Körper wird in einer MKS-Simulation an bestimmten Knoten seines FE-Netzes, den sogenannten Interfaceknoten, mit anderen Körpern verbunden oder eingespannt. Um die statischen Korrektur-Moden zu erhalten, werden alle bis auf einen Interfaceknoten fest eingespannt. An dem freien Interfaceknoten werden dann sechs verschiedene Einheitsverschiebungen aufgebracht. Die daraus resultierenden Biegeformen werden dann die *statischen Korrektur-Moden* genannt. Anhand von Abbildung 2.7 soll das Prinzip verdeutlicht werden:

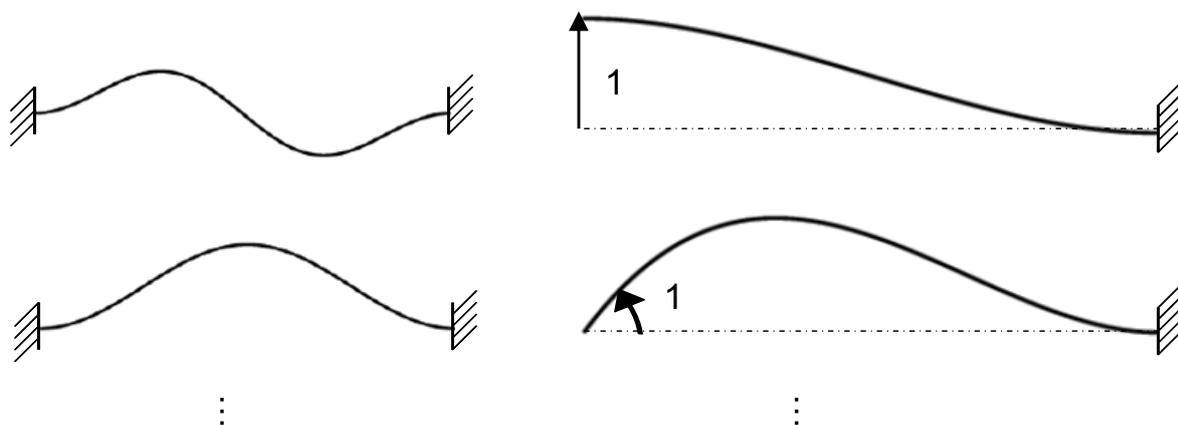


Abbildung 2.7: Prinzip der Eigenvektoren (links) und der statischen Korrekturmoden (rechts) anhand eines Balkens mit zwei Interfaceknoten

Das so genannte Craig-Bampton-Set wird dann folgendermaßen notiert:

$$\Phi^{CB} = \left[\phi_1^{Modal} \quad \dots \quad \phi_{N_{Modal}}^{Modal} \quad \phi_1^{Statisch} \quad \dots \quad \phi_{N_{Statisch}}^{Statisch} \right] \quad (2.25)$$

wobei $N_{CB} = N_{Modal} + N_{Statisch}$ die Anzahl der Formvektoren ist. Doch im Gegensatz zu den Eigenvektoren, die eine Orthogonalbasis bilden, sind die statischen Korrektur-Moden dazu nicht mehr paarweise orthogonal. Somit sind die modale Massenbeziehungsweise Steifigkeitsmatrix als Ergebnis des oben beschriebenen Verfahrens zur Entkopplung der Bewegungsgleichung nicht diagonal und dadurch ist die Kopplung der Gleichungen noch vorhanden. Ein etwas modifiziertes oder erweitertes Verfahren zur Entkopplung der Bewegungsgleichungen ist demnach nötig. Ziel ist es dabei, das vorhandene Set von Formvektoren in ein neues Set zu überführen, das die Anforderung der paarweisen Orthogonalität erfüllt. Nach Einsetzen des Craig-

Bampton-Sets in (2.16) ergibt sich folgendes System gekoppelter Differentialgleichungen:

$$\underbrace{\Phi^{CB^T} \mathbf{M} \Phi^{CB}}_{\hat{\mathbf{M}}^{CB}} \ddot{\mathbf{q}}^{CB}(t) + \underbrace{\Phi^{CB^T} \mathbf{K} \Phi^{CB}}_{\hat{\mathbf{K}}^{CB}} \mathbf{q}^{CB}(t) = 0 \quad (2.26)$$

Im nächsten Schritt gilt es, ein entkoppeltes DGL-System zu entwickeln. Dies wird mittels einer weiteren modalen Superposition erreicht. Hierzu wird über einen Exponentialansatz eine zweite Eigenwertanalyse durchgeführt. Aus der Forderung nach einer nichttrivialen Lösung - die triviale Lösung führt zu den sogenannten Starrkörperbewegungen - ergibt sich dabei eine neue charakteristische Gleichung. Die daraus berechneten neuen Eigenvektoren, das Verfahren ist dabei identisch mit der reinen Modalanalyse, bilden nun wiederum eine Orthogonalbasis und repräsentieren die Vektoren der jetzt orthogonalisierten Craig-Bampton- Basis:

$$\Phi^* = [\phi_1^* \quad \dots \quad \phi_{N_{CB}}^*] \quad (2.27)$$

Dabei ist die Anzahl der Formvektoren N_{CB} im Vergleich zu Φ^{CB} unverändert. Im Anschluss kann nun das bereits eingeführte Verfahren zur Entkopplung der Bewegungsgleichungen angewendet werden.

Zusammenfassung

Auf Basis des Ansatzes der Component Mode Synthesis (CMS) kann ein komplexes FE-Modell näherungsweise im Rahmen einer MKS-Simulation eingebunden werden. Die entscheidende Schnittstelle stellen die Interfaceknoten dar.

Diese Interfaceknoten bilden mit dem umgebenden MKS die Wirkflächenpaare, die beispielsweise zur Kraftübertragung genutzt werden. Für einen Simulationsprozess bedeutet dies aber gleichzeitig, dass die Wirkflächenpaare zwischen flexiblen Körpern und weiteren Elementen eines MKS bereits vor der eigentlichen Dynamiksimulation, nämlich bei der entsprechenden FE-Modellierung, festgelegt werden müssen. Die richtige Definition der Wirkflächenpaare hat somit Einfluss auf die Qualität der Rechnung, da ohne die dazugehörenden statischen Korrektur-Moden eine entsprechende Deformation nur unzureichend dargestellt werden kann.

Bei der Modellierung beziehungsweise der Nutzung von entsprechenden Softwarelösungen ist noch zu beachten, dass die orthogonalisierten Craig-Bampton Moden keine Eigenschwingungsformen des ursprünglichen Systems sind. Dies ist insbesondere von Bedeutung, da diese Moden in MD ADAMS in einer Weise einzeln angezeigt oder auch „ausgeschaltet“ werden können, die dies suggeriert. Voraussetzung hierfür ist die Entkopplung des Gleichungssystems. Dies ist insofern

von Bedeutung, da besonders die Moden mit niedrigen Frequenzen den originalen Eigenschwingungsformen sehr ähnlich sein können. Eine physikalische Deutung einzelner Eigenvektoren, die aus dem Ansatz von Craig und Bampton stammen, ist dagegen nicht möglich, da zwischen den beiden Mode-Typen eine „Durchmischung“ stattgefunden hat, bei der jeweils der physikalische Bezug verloren gegangen ist.

Zu erwähnen ist noch, dass es durchaus auch Softwarelösungen mit direkter FE-Integration, also Verfahren, die auf den Knotenkoordinaten basieren, gibt. Diese ermöglichen dann die Abbildung von nichtlinearen Verformungen, allerdings bei erheblich gestiegenem Rechenaufwand. Exemplarisch sei hier der Ansatz der „*Absolute Nodal Coordinate Formulation*“ von SHABANA⁴⁶ genannt. Aktuelle Softwarelösungen⁴⁷, die eine direkte FE-Integration ermöglichen, sind noch in der Anzahl der Freiheitsgrade limitiert und benötigen gleichzeitig einen erheblich größeren Rechenaufwand, können allerdings auch große Verformungen abbilden⁴⁸. Diese Ansätze versprechen für die Zukunft großes Potenzial, stehen gegenwärtig aber noch am Anfang der Entwicklung.

Darüber hinaus sei an dieser Stelle erwähnt, dass auch an neuen Ansätzen zur Modellreduktion, etwa auf Basis von Krylov-Unterräumen und der Singulärwertzerlegung des Systems (SVD) beispielsweise durch EBERHARD⁴⁹ geforscht⁵⁰ wird. Eine kommerzielle Implementierung für große realitätsnahe Modelle ist gegenwärtig allerdings noch nicht verfügbar.

2.4 Verknüpfung von Regelung und MKS

In dynamischen und geregelten Systemen bestehen starke Wechselwirkungen zwischen Regelung und mechanischen Komponenten. Um beide „Welten“ in der Simulation abzubilden gibt es unterschiedlichste Möglichkeiten. Je nach Erfordernissen und Betrachtungsweise werden dabei unterschiedliche Ansätze verfolgt. Ausgehend von einer kurzen allgemeinen Betrachtung der Hintergründe soll in diesem Abschnitt auf die in dieser Arbeit relevanten Anforderungen eingegangen werden.

⁴⁶ Shabana 1996, Shabana 1998

⁴⁷ Z. B. RecurDyn von FunctionBay (www.functionbay.de)

⁴⁸ Albers et al 2007b

⁴⁹ Fehr / Eberhard 2009

⁵⁰ Fehr et al 2008

2.4.1 Hintergrund

Viele Softwareprodukte werden zunächst als eigenständige Produkte konzipiert, so auch im Bereich der Simulationswerkzeuge im Ingenieurwesen. Diese Produkte fokussieren eine bestimmte Art der Anwendung und nutzen hierfür eine spezifische Datenbasis. Für den Austausch mit anderen Werkzeugen sind entsprechende Schnittstellen notwendig. In diesem Abschnitt werden die Möglichkeiten zur Kopplung von Werkzeugen der Regelungstechnik (computer-aided control engineering CACE) sowie der MKS-Simulation erläutert.

Der Bedarf nach solch einer Verbindung auf Simulationsebene hat in den vergangenen Jahren sehr stark zugenommen, da aus vielen ursprünglich rein mechanischen Systemen oder Produkten inzwischen geregelte Systeme entstanden sind. Insbesondere die Verbesserungen im Bereich der Elektronik und Aktorik sowie der Software hatten diese Veränderungen ausgelöst. Folglich erfordert dies aber auch in der Entwicklung und damit in der Simulation einen ganzheitlichen Ansatz, da mit separaten Ansätzen das neu gewonnene Potenzial nur bedingt ausgenutzt werden kann.

Anfänglich gab es bei der Integration der Regelung in der MKS-Simulation wenig Unterstützung von Seiten der CACE-Werkzeuge. Auf der anderen Seite konnten komplexe Mehrkörpersysteme nur in reduzierter Form in den Werkzeugen der Regelungstechnik abgebildet werden. Vielfach wurde die Entwicklung von Mechanik und Regelung daher in unterschiedlichen und unabhängigen Softwarepaketen durchgeführt, wodurch eine gemeinsame Datenbasis in der Modellierung nicht gegeben war. Um diese Probleme zu überwinden, bietet sich die Kombination beziehungsweise Kopplung bestehender Softwarelösungen an. Alternativ ist die Verwendung von neuen mechatronischen Simulationswerkzeugen zu nennen. Allerdings mangelt es hier im Vergleich zu den spezialisierten und etablierten Paketen an effizienten spezialisierten Algorithmen und Bibliotheken, die eine Behandlung realer komplexer Modelle erlauben⁵¹. Aus dieser Situation heraus sind verschiedene Schnittstellen entwickelt worden, die eine Kopplungen von CACE- und MKS-Werkzeugen ermöglichen.

⁵¹ Vaculín et al 2001

2.4.2 Klassierung

Zur Unterscheidung der einzelnen Konzepte werden in der Literatur verschiedene Aspekte herangezogen^{52, 53, 54, 55}. Von zentraler Bedeutung sind dabei folgende Kriterien:

- Funktionalität / Datenfluss
- Modellbeschreibung / Schema der numerischen Integration
- Software- / Hardware Implementierung

Die verwendeten Begrifflichkeiten in der Literatur variieren dabei allerdings. So sprechen GÄRTNER und VAN DE SAND⁵⁶ zum Beispiel vom *Modellverbund*, *Solververbund* und *Programmverbund*. Im Weiteren soll die oben genannte Begrifflichkeit zur Klassierung genutzt werden.

Funktionalität / Datenfluss

Schnittstellen können bezüglich ihres Datenflusses klassiert werden. Hierbei ist zwischen uni-direktionalem und bi-direktionalem Datenfluss zu unterscheiden. Ein uni-direktionaler Datenfluss liegt vor, wenn ein Programm als Pre-Processor für ein anderes Programm verwendet wird, wie es etwa bei Werkzeugen zur Vernetzung beziehungsweise Erstellung von FE-Modellen der Fall ist. Bei bi-direktionaler Kommunikation werden zwischen zwei laufenden Programmen Daten ausgetauscht. Die Co-Simulation zwischen Regelungs- und MKS-Modellen ist ein Beispiel hierfür.

Modellbeschreibung / Schema der numerischen Integration

Die Art und Weise der Modellbeschreibung ist für die Einteilung von Schnittstellen ein wichtiges Merkmal, da sich hieraus grundlegende Unterschiede ergeben. Wesentlich sind drei Arten von Modellen beziehungsweise Modellbeschreibungen. Zum einen sind dies Modelle, die auf *anwendungsspezifischen Parametern* beruhen, wie etwa Eingabedateien (input-files) in der FEM oder der MKS. Auf derartige programmspezifische Daten kann sehr einfach auch automatisiert zugegriffen werden, allerdings sind Informationen zu den grundlegenden physikalischen Effekten oder Elementdefinitionen nur sehr gering.

⁵² Kübler / Schiehlen 2000

⁵³ Krüger et al 2002

⁵⁴ Krüger 2004

⁵⁵ Vaculín et al 2004

⁵⁶ Gärtner / Van de Sand 2001

Eine zweite Klasse bilden die sogenannten *beschreibenden Modelle* wie Sätze von Differentialgleichungen oder Übertragungsfunktionen zur Beschreibung von Modellen. Unter Verwendung eines bestimmten Solvers können diese beschreibenden Modelle im Zeitbereich gelöst werden. So werden beispielsweise Zustands-Raum-Matrizen (state space matrices) als lineare zeitunabhängige Darstellungen recht häufig verwendet.

Hinzu kommt die Klasse der operativen Modelle, die unmittelbar neue Informationen über Parameter und Struktur eines Modells, wie etwa ein Verzögerungsverhalten, liefern. Diese operativen Modelle können also auch sogenannte „Black-Box“-Modelle sein, bei denen die jeweiligen Modelleigenschaften verborgen bleiben, während dem Benutzer lediglich die Systemantwort geliefert wird, wie es auch bei Co-Simulationen der Fall ist.

Eine andere Art der Einteilung kann auf Basis des Schemas der numerischen Integration erfolgen. Diese kann entweder innerhalb eines Werkzeuges mit einem gemeinsamen numerischen Integrator geschehen, was im Allgemeinen als enge Kopplung (*tight coupling*) bezeichnet wird. Die Alternative ist eine sogenannte *weak coupling*, also eine schwächere Art der Bindung. Hierbei wird die numerische Integration von zwei unterschiedlichen Werkzeugen, mit jeweils eigenem Solver durchgeführt. Die folgende Abbildung verdeutlicht diesen Zusammenhang:



Abbildung 2.8: Prinzip der *tight coupling* (links) sowie der *weak coupling* (rechts) hinsichtlich der numerischen Integration⁵⁷

Software- / Hardware-Implementierung

Eine weitere Möglichkeit der Unterteilung von Kopplungsverfahren ist die Unterscheidung zwischen einer Implementierung als Einzel- oder Multiprozesslösung (single-, multi-process)⁵⁸. Des Weiteren kann die Art der Umsetzung unterschieden werden: Die Simulation kann auf einem einzelnen Prozessor oder auf einem ganzen Cluster durchgeführt werden. Für die Entwicklung von Softwareprodukten sind das

⁵⁷ Krüger 2004

⁵⁸ Krüger et al 2002

wichtige Fragen, doch im Rahmen dieser Arbeit soll auf eine weitere Vertiefung verzichtet werden.

2.4.3 Kopplungsarten für die Strukturoptimierung

Für die Bewertung von Kopplungsmöglichkeiten im Rahmen einer erweiterten, systembasierenden Strukturoptimierung kann nun die oben beschriebene Klassierung genutzt werden. Da in dieser Arbeit die Programme Matlab/Simulink für die Regelung und MD ADAMS zur Modellierung des MKS zur Anwendung kommen, wird im Folgenden teilweise die spezifische Begrifflichkeit verwendet, ohne aber die generelle Aussage einzuschränken. Drei grundsätzliche Kopplungsarten werden hierbei betrachtet, die Integration eines MKS in einem Regelungsmodell beziehungsweise umgekehrt sowie die Co-Simulation.

Integration von MKS-Modellen im Regelungsmodell

Nach der oben beschriebenen Klassierung handelt es sich hierbei um einen *unidirektionalen Datenfluss* mit einem *tight coupling* Konzept (enge Kopplung), umgesetzt als *Einzelprozess*. Bereits Anfang der 1990er Jahre wurde die Integration von MKS-Modellen in CACE-Werkzeugen wie Matlab/Simulink durchgeführt. LARSSON⁵⁹ bezeichnet dies als *model transfer* oder *function evaluation*, weil die Bewegungsgleichungen des MKS in die Entwurfssoftware der Regelung exportiert werden. Da die Solver der CACE-Werkzeuge, wie zum Beispiel Matlab/Simulink nicht geeignet oder gar in der Lage sind, die DAE-Systeme von komplexen MKS Modellen zu lösen⁶⁰, ist eine Überführung in ein nichtlineares Differentialgleichungssystem nötig. Eine solche Umformung eines DAE- in ein ODE-System ist nach MACK⁶¹ für komplexe Modelle mit flexiblen Körpern nicht möglich.

Eine andere Möglichkeit der Kopplung ist der Export eines um einen Betriebspunkt linearisierten Gleichungssystems in Zustandsraumdarstellung. Bei diesem auch als *Linear System Interface* bekannten Verfahren findet der Austausch mittels einer Datei statt, die dann die entsprechenden Matrizen beinhaltet. Für die Strukturoptimierung werden flexible Körper auf Basis einer FE-Repräsentation benötigt, so dass diese Art der Kopplung hier nicht zur Anwendung kommen kann. Für einen ersten

⁵⁹ Larsson et al 2001

⁶⁰ Vaculín et al 2004

⁶¹ Mack 2007

Entwurf einer linearen Regelung kann die Zustandsraumdarstellung allerdings genutzt werden.

Co-Simulation von MKS- und Regelungsmodell

Die parallele Simulation von MKS-Modellen und Regelungsmodellen in zwei separaten Programmen wird als Co-Simulation bezeichnet. Es handelt sich also um eine Kopplung als *Multiprozess* mit *bidirektionalem Daten-* beziehungsweise Informationsaustausch, was auch als *weak coupling* (lose Kopplung) bezeichnet wird. Kernpunkt ist dabei, dass die Gleichungen beider Modelle in jeweils eigenen Programmen mit entsprechend angepassten, leistungsfähigen Solvern gelöst werden. Dadurch wird es möglich, komplexe MKS-Modelle, beispielsweise mit flexiblen Körpern, mit Regelungsmodellen zu verknüpfen. Hierbei können beide Modelle nahezu unverändert eingesetzt werden, da der zusätzliche Code im Wesentlichen für den Datenaustausch zu diskreten Zeitpunkten verantwortlich ist. Die Intervalle für diesen Datenaustausch müssen nach LARSSON⁶² „ausreichend klein gewählt“ werden, um eine gute Konvergenz zu erreichen, da in diesem Fall mehr als ein numerischer Solver im Einsatz ist. Hierzu wurde von KÜBLER und SCHIEHLEN⁶³ gezeigt, dass es in bestimmten Situationen zu Instabilitäten kommen kann. Verglichen mit den anfänglichen Bedingungen unter denen Co-Simulationen durchgeführt wurden ist inzwischen die Rechenleistung moderner Rechnersysteme stark angestiegen, so dass die dadurch erhöhten Simulationszeiten in vielen Fällen akzeptiert werden⁶⁴. Um die Auswirkungen der zusätzlichen Kommunikation zu beschränken wurden unterschiedliche Verfahren entwickelt wie etwa die Zeitinterpolation und extrapolation von ELLIOT⁶⁵.

Für die Organisation und den Ablauf von Simulationsprozessen ergeben sich durch die Co-Simulation noch Vorteile ganz anderer Art. So kann zum Beispiel das Verhalten eines Gesamtsystems als Co-Simulation über das Internet betrieben werden, ohne dass ein externer Partner, beispielsweise ein Zulieferer in der Automobilindustrie, seine detaillierten Modelle und damit eigenes Knowhow preisgeben muss.

⁶² Larsson et al 2001

⁶³ Kübler / Schiehlen 2000

⁶⁴ Vaculín et al 2004

⁶⁵ Elliot 2000

Einbindung von Regelungsmodellen im MKS-Modell

In der zeitlichen Entwicklung der unterschiedlichen Schnittstellen war die Integration von Regelungsmodellen in MKS-Simulationen die erste eingeführte Methode. Die grundlegende Zielsetzung war dabei, die aufkommenden mechatronischen Systeme auch in der Simulation abbilden zu können. Hierzu wurden die bestehenden MKS-Simulationen um die entsprechenden Regelungsmodelle ergänzt, was auch als *Inverse Symbolic Code Interface* bezeichnet wird⁶⁶. Anhand der oben dargestellten Klassierung wird von einer *tight coupling* (enge Kopplung) mit *unidirektionalem Datenfluss* als *Einzelprozess* gesprochen. Auf diesem Weg ist der Austausch beziehungsweise Import von nichtlinearen Regelungsmodellen aus einem CACE-Werkzeug wie Matlab/Simulink in eine MKS-Simulation möglich. Unter Verwendung des sogenannten *Real-Time-Workshops*, einer gängigen Toolbox in Matlab/Simulink, kann ein C-Code des Regelungsmodells erstellt und mittels einer Subroutine zum Beispiel in MD ADAMS integriert werden⁶⁷. Diese Modelle können neben der reinen Regelung natürlich auch noch weitere Elemente des Systems abbilden, wie etwa das nichtlineare Verhalten elektronischer Komponenten⁶⁸.

Für die Simulation eines dynamischen und geregelten Systems werden also die Solver der MKS-Programme genutzt. Da diese sowohl die MKS-spezifischen DAE-Systeme als auch die Gleichungssysteme der Regelungsmodelle lösen können, gilt diese Art der Kopplung als numerisch robuster als die beiden anderen Versionen des MKS-Export sowie der Co-Simulation⁶⁹. Der kompilierte Regelungscode lässt allerdings keinen Einblick in die Regelungsstruktur sowie deren Parameter zu. Modifikationen an der Regelung müssen außerdem relativ umständlich zunächst im Simulink-Modell vorgenommen werden ehe sie nach einer erneuten Kompilierung wieder im MKS-Modell integriert werden können. Schwerwiegender ist allerdings, dass dieses Verfahren für komplexe Modelle an seine Grenzen stößt. Mack⁷⁰ beschreibt, dass im Rahmen der Simulation eines aktiven Fahrwerks im Automobilbereich die automatisierte Codegenerierung gescheitert sei. Grundlage war hierbei das originale Regelungsmodell, das so auch in den realen Fahrzeugen verwendet wird. Falls diese Umwandlung nicht völlig scheitert, können dennoch, zumindest

⁶⁶ Vaculín et al 2001

⁶⁷ Häse / Decking 2000

⁶⁸ Kroneis et al 2007

⁶⁹ Mack / Bretthauer 2007

⁷⁰ Mack 2007

teilweise, fehlerhafte Modelle entstehen, bei denen eine Fehlersuche nur sehr schwer möglich ist⁷¹.

2.5 Grundlagen zur Regelung und Einstellung von Reglern

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Optimierung von mechanischen Strukturen in einem mechatronischen System behandelt. Die Aspekte der Regelung beziehungsweise der Entwicklung von Regelungsstrukturen stehen daher nicht im Mittelpunkt, jedoch sollen die Wechselwirkungen mit der Regelung erfasst werden. Aus diesem Grund soll an dieser Stelle eine knappe Darstellung der wichtigsten Punkte erfolgen. Der Entwurf von komplexen Regelungen ist also nicht Gegenstand dieser Untersuchungen, so dass die Ausführungen sich auf die später genutzte Darstellung von Systemen im Umfeld der Regelung sowie die Einstellung von einfachen Reglern beschränken sollen.

Der Zustand eines dynamischen Systems kann mit Hilfe eines Sets von Differentialgleichungen beschrieben werden. Mit den Zustandsgrößen x_i ergibt sich für ein allgemeines System mit m Eingängen und p Ausgängen die folgende Zustandsmatrix:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(t) \quad \text{Zustandsgleichung} \quad (2.28)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{D} \cdot \mathbf{u}(t) \quad \text{Ausgabegleichung} \quad (2.29)$$

Hierbei bezeichnet \mathbf{x} den Zustandsvektor sowie \mathbf{u} den Vektor der Eingangsbeziehungsweise \mathbf{y} den der Ausgangssignale. Die Matrizen stehen für:

A Dynamik- bzw. Systemmatrix mit der Dimension $[n \times n]$

B Eingangsmatrix mit der Dimension $[n \times m]$

C Beobachtungsmatrix mit der Dimension $[p \times n]$

D Durchgriffsmatrix mit der Dimension $[p \times n]$

Das entsprechende Blockschaltbild hat folgende Form:

⁷¹ Mack 2009

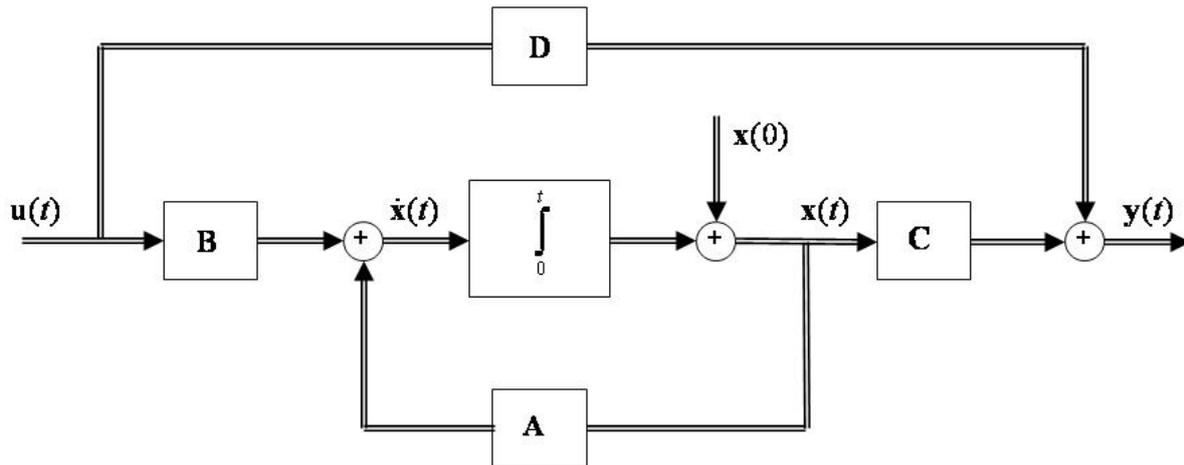


Abbildung 2.9: Systembild der Zustandsraumdarstellung als Blockschaltbild

Für die vorliegende Arbeit ist eine solche Beschreibung von sekundärer Bedeutung, da auf diesem Weg wichtige Aspekte in Bezug auf die Strukturoptimierung wie eine FE-Repräsentation nicht erfüllt werden können. Für eine grobe Einstellung von einfachen Reglern kann diese lineare Darstellung für Simulationen innerhalb eines CACAE-Werkzeugs dennoch verwendet werden. Zudem ist ein Export der oben eingeführten Matrizen aus einem MKS-Modell heraus mit Hilfe von standardisierten Schnittstellen möglich. Nach Definition von entsprechenden Eingangs- und Ausgangsgrößen kann auch eine Linearisierung um einen bestimmten Arbeitspunkt erfolgen.

Neben dieser Art der Beschreibung von Systemen spielen Übertragungsfunktionen in der Regelungstechnik eine sehr wichtige Rolle⁷². Mittels Laplace-Transformation lässt sich so die Zustandsraumdarstellung in eine Matrix von Übertragungsfunktionen überführen. Für das oben beschriebene System ergibt sich somit folgende Übertragungsfunktion:

$$\mathbf{G}(s) = \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} + \mathbf{D} \quad (2.30)$$

Hieraus können zum Beispiel Aussagen über die Stabilität des Systems abgeleitet werden. Insbesondere die Polstellen, also die Nullstellen des charakteristischen Polynoms, sind hierbei von Bedeutung. Des Weiteren können Eigenschaften wie Steuerbarkeit oder Beobachtbarkeit untersucht werden. Da im Rahmen dieser Arbeit keine Regelung entworfen wird, sollen diese Aspekte hier nicht weiter diskutiert

⁷² Geering 2001

werden, stattdessen wird auf Literatur der Regelungstechnik wie zum Beispiel von UNBEHAUEN⁷³ verwiesen.

Zur Nutzung dieser Systembeschreibung in der Matlab/Simulink Umgebung ist noch anzumerken, dass die Zustandsraumdarstellung als besonders geeignet gilt, da hierauf zahlreiche implementierte Verfahren aufbauen. Zur Berechnung oder Wandlung von Transferfunktion in Zustandsraumdarstellung beziehungsweise umgekehrt bestehen ebenfalls fest vorgegebene Funktionen⁷⁴.

Diese Arten der Darstellung von Systemen zielen meist darauf ab, eine Regelung zu entwerfen. Während der eigentliche Entwurfsprozess nicht Gegenstand dieser Arbeit ist, sind jedoch Einstellungen von Reglern vorzunehmen, um die untersuchten mechatronischen Systeme sinnvoll zu betreiben. Einer der Regler, der in der Praxis sehr häufig zur Anwendung kommt, ist der so genannte *PID-Regler*. Er zählt zu den linearen Reglertypen und setzt sich aus drei Bausteinen zusammen. Diese sind der P-, der I- und der D-Anteil, die sich mit Hilfe einfacher Übertragungsfunktionen darstellen lassen.

$$G_R(s) = K_p \quad \text{P-Regler (idealer Verstärker)} \quad (2.31)$$

$$G_R(s) = \frac{K_i}{s} \quad \text{I-Regler (Integrator)} \quad (2.32)$$

$$G_R(s) = K_d \cdot s \quad \text{D-Regler (Differentiator)} \quad (2.33)$$

Der PID-Regler stellt eine Parallelschaltung dieser drei Elemente dar. Auf diesem Weg können die unterschiedlichen Eigenschaften gezielt kombiniert werden. Eine rein isolierte Anwendung der einzelnen Bausteine würde dagegen vielen Anwendungsfällen nicht gerecht werden. So kann der P-Regler zwar schnell auch auf eine große Regelabweichung reagieren, jedoch neigt er bei bestimmten Konfigurationen zu Schwingungen. Außerdem hinterlässt er eine bleibende Regelabweichung, er ist also nicht stationär genau. Der I-Regler reagiert dagegen sehr langsam auf eine Regelabweichung, kann jedoch eine bleibende Regelabweichung unterdrücken. Der D-Regler ist ein extrem schneller Regler, der insbesondere bei kleinen Störungen im System von Vorteil ist. Dies funktioniert jedoch nur in einem engen Frequenzbereich, während außerhalb Instabilität die Folge ist. Insgesamt gilt die Kombination der drei Aspekte, zusammengefasst im PID-Regler, also als relativ robust.

⁷³ Unbehauen 2008

⁷⁴ Dorf / Bishop 2007

In den oben dargestellten Übertragungsfunktionen wurden die drei Parameter K_p , K_i und K_d eingeführt, die jeweils für die entsprechende Anwendung angepasst werden müssen. Für diese Reglereinstellung existieren unterschiedliche Möglichkeiten. Teilweise werden dabei die Reglerkonstanten aus den Koeffizienten der Transferfunktion der Regelstrecke ermittelt, was bei einer Co-Simulation aber nicht ohne Weiteres möglich ist, insbesondere in Kombination mit flexiblen MKS, da hier die Übertragungsfunktion nicht in analytischer Form vorliegt.

Weit verbreitet sind Einstellregeln in der Art wie ZIEGLER und NICHOLS es vorgeschlagen haben⁷⁵. Dabei kann einerseits die Sprungantwort der unregulierten Strecke analysiert werden (*open-loop*), um daraus entsprechende Reglerkonstanten zu bestimmen. Andererseits wird im geschlossenen Regelkreis (*closed-loop*) die Verstärkung bei konstantem Sollwert so lange erhöht bis eine stationäre Schwingung mit dem doppelten Sollwert als Amplitude auftritt. Abbildung 2.10 verdeutlicht diese Vorgehensweise:

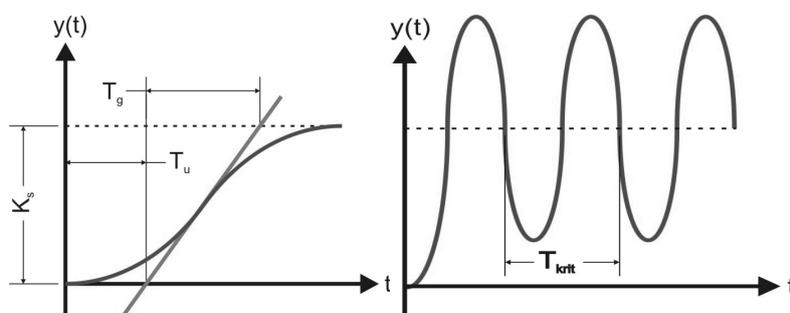


Abbildung 2.10: Open- und closed-loop Methode nach ZIEGLER und NICHOLS⁷⁵

Eine solche Vorgehensweise wäre prinzipiell auch in der Simulation möglich, doch ein „langames Erhöhen“ von bestimmten Werten hat eine Vielzahl von Einzelsimulationen zur Folge und muss ständig durch einen Anwender überwacht werden. Auf Grund dieses Sachverhaltes haben sich im CACE-Bereich Werkzeuge auf Basis von numerischen Optimierungsverfahren beispielsweise in Matlab/Simulink von The MathWorks⁷⁶ etabliert. Neben dem reinen Algorithmus stehen dabei teilweise auch grafische Benutzeroberflächen zur Verfügung, mit deren Hilfe recht anschaulich ein gewünschtes Systemverhalten, zumindest in einfachen Fällen, vorgegeben werden kann, wie dies beispielsweise in speziellen Toolboxen in Matlab/Simulink umgesetzt ist.

⁷⁵ Ziegler / Nichols 1942

⁷⁶ The MathWorks

Neben dem PID-Regler existiert eine Vielzahl von weiteren, auch deutlich komplexeren Reglern, für die dann jeweils angepasste Verfahren zur Anwendung kommen.

2.6 Strukturoptimierung

Der Begriff der Strukturoptimierung wurde zu Beginn des Kapitels bereits eingeführt. Im Folgenden wird nun aufgezeigt, wie verschiedene Methoden im Verlaufe des Produktentstehungsprozesses zur Anwendung kommen können. Darüber hinaus werden die theoretischen Ansätze skizziert und die grundlegenden Aspekte der in dieser Arbeit verwendeten Methode erläutert.

2.6.1 Strukturoptimierung im Entwicklungsprozess

Im normalen Sprachgebrauch wird der Begriff der Optimierung verwendet, wenn es darum geht, für einen bestimmten Sachverhalt unter gegebenen Randbedingungen ein bestmögliches Ergebnis zu erzielen. Im Ingenieurwesen ist jedoch beispielsweise eine Effizienzsteigerung bei gleichzeitiger Kostenreduktion bereits ein Ziel einer Optimierung⁷⁷. Auf dem Gebiet der Strukturoptimierung ist eine Verbesserung der Steifigkeit bei gegebener Masse oder entsprechend umgekehrt eine Minimierung der Masse unter Einhaltung einer Mindestgröße für die Steifigkeit eine gängige Zielsetzung.

Disziplinen der Strukturoptimierung

Die Strukturoptimierung hat das Ziel, mechanisch oder thermisch belastete Bauteile in ihrer Gestalt so zu verändern, dass diese den gestellten Anforderungen möglichst gut beziehungsweise optimal gerecht werden können. Die konkreten Ziele werden mittels der sogenannten *Zielfunktion* formuliert, die dann mit Hilfe eines bestimmten Optimierungsansatzes minimiert oder maximiert wird. Die vom Optimierer veränderbaren Größen werden in der Strukturoptimierung häufig als *Designvariablen* bezeichnet. Auf diesem Weg können die Leitstützstrukturen und Wirkflächen eines Bauteils gezielt verändert werden. Je nach Art dieser Designvariablen können verschiedene Disziplinen der Strukturoptimierung unterschieden werden. Abbildung 2.11 verdeutlicht nach Ramm⁷⁸ die Unterschiede zwischen Topologieoptimierung

⁷⁷ Singiresu 1996

⁷⁸ Ramm 1998

(engl. topology optimization), Formoptimierung (engl. shape optimization), Größen- und Bemessungsoptimierung (engl. sizing optimization) sowie der Material- und Sickenoptimierung (engl. material, bead optimization).

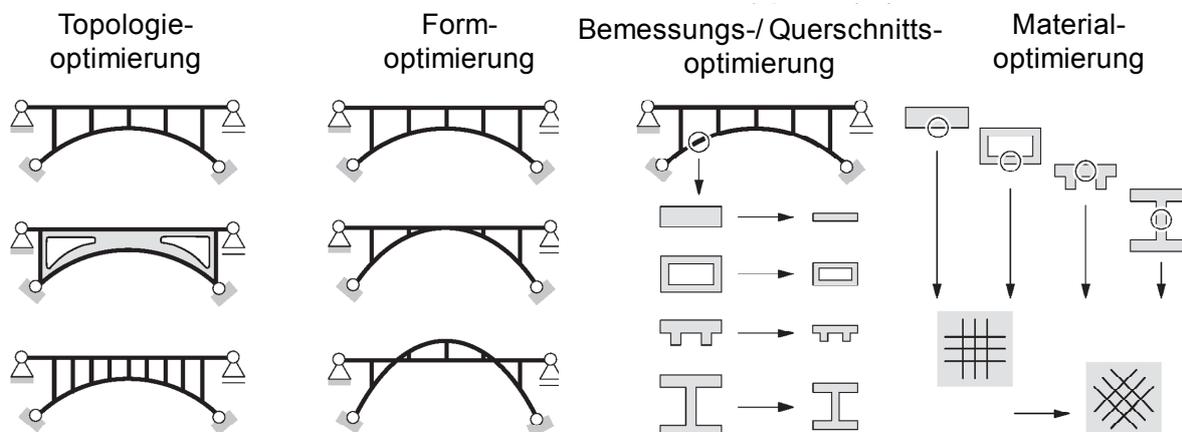


Abbildung 2.11: Disziplinen der Strukturoptimierung⁷⁸

Die einzelnen Disziplinen zeichnen sich durch folgende Merkmale aus, wobei die Annahme bestimmter Lastbedingungen jeweils vorausgesetzt wird:

- Bei der Topologieoptimierung wird eine Materialverteilung in einem gegebenen Bauraum ermittelt. Die Designvariablen sind hierbei die Dichtebeziehungsweise E-Modulverteilung im angegebenen Raum.
- Bei der Formoptimierung wird die vorhandene Oberflächenkontur eines gegebenen Bauteils gesucht beziehungsweise variiert.
- Bei der Bemessungsoptimierung werden zum Beispiel Querschnitte, Wandstärken oder Blechdicken variiert.
- Bei der Materialoptimierung wird die Struktur des Materials ermittelt, wie etwa die Ausrichtung von Fasern in Verbundwerkstoffen.
- Bei der Sickenoptimierung wird ein Sickenbild, meist für biegebeanspruchte schalenartige Strukturen oder Bleche ermittelt.

In der Praxis kommen folgende Zielfunktionen oder Restriktionen häufig zur Anwendung:

- Masse (Minimierung, soll)
- Steifigkeit (Maximierung, soll)
- Verformung (Minimierung, soll)
- Eigenfrequenzen (Maximierung, EF-frei Frequenzbänder)

- Lebensdauer (Maximierung, soll)
- ...

Daneben gibt es weitere Anforderungen, die nicht als Zielfunktion, sondern nur als *Restriktion* in der Strukturoptimierung vorkommen. Im Sinne einer effizienten Produktentwicklung sind diese aber für den Erfolg der Optimierungsmethoden in der Praxis von großer Bedeutung. Mit Blick auf die Wirtschaftlichkeit spielt die Berücksichtigung etwa von Restriktionen aus der Fertigung eine wichtige Rolle:

- Entformbarkeit
- minimal / maximal zulässige Wandstärken
- Rundheit
- Symmetrie
- ...

Die Umsetzung solcher Anforderungen gestaltet sich dabei unterschiedlich schwer. Während Rundheit oder Symmetrie relativ einfach mathematisch ausgedrückt werden können, muss die Anforderung einer gussgerechten Gestaltung durch einzelne Anforderungen wie zum Beispiel Entformbarkeit oder Wandstärkenrestriktionen angenähert werden⁷⁹. In vielen Fällen ist im Anschluss an die Optimierung noch eine ingenieurmäßige Nachbearbeitung der Ergebnisse notwendig, weshalb auch explizit von einem *Designvorschlag* als Ergebnis der Optimierung gesprochen wird. In der Regel entfernt man sich dadurch auch wieder ein Stück vom ermittelten Vorschlag und nimmt gewisse Einbußen in Kauf. Daher ist die Sicherheit oder der Nachweis für das Auffinden des globalen Optimums innerhalb der Strukturoptimierung nicht von zentraler Bedeutung.

Die Anforderungen an die einzusetzenden Methoden und Werkzeuge verändern sich dabei im Laufe des Entwicklungsprozesses. Zur Einordnung der unterschiedlichen numerischen Methoden wird im Folgenden zunächst der gesamte Produktentstehungsprozess etwas näher beleuchtet.

Der Produktentstehungsprozess

Im Sinne einer integrierten Produktentstehung wird eine Zusammenarbeit aller beteiligten Akteure angestrebt. Für eine erfolgreiche Produktentwicklung gelten gemeinsame Begriffe, Denkweisen und Methoden als entscheidende Faktoren. Eine

⁷⁹ Emmrich 2005

ganzheitliche Sicht auf diesem Gebiet wurde von ALBERS⁸⁰ entwickelt. MEBOLDT⁸¹ greift diesen neuen Begriff des *Integrierten Produktentstehungsprozess-Modells* - *iPeM* von ALBERS auf und nimmt in seiner Arbeit eine wissenschaftliche Einordnung vor. Insgesamt gelang damit eine Bündelung zahlreicher Forschungsarbeiten durch das IPEK - Institut für Produktentwicklung, die Anfang der 1990er Jahre von ALBERS^{82, 83} mit dem *Core Team Management* und dem *Simultaneous Engineering* initiiert wurden. Diese iPeM von ALBERS stellt eine Weiterentwicklung des Lebenszyklusmodells, angepasst an die Randbedingung moderner Produktentstehungsprozesse, dar. Innerhalb des iPeM sind *Aktivitäten* von zentraler Bedeutung. Diese sogenannten Makroaktivitäten des iPeM leitet ALBERS aus dem Lebenszyklusmodell ab (siehe Abbildung 2.12)⁸⁴.

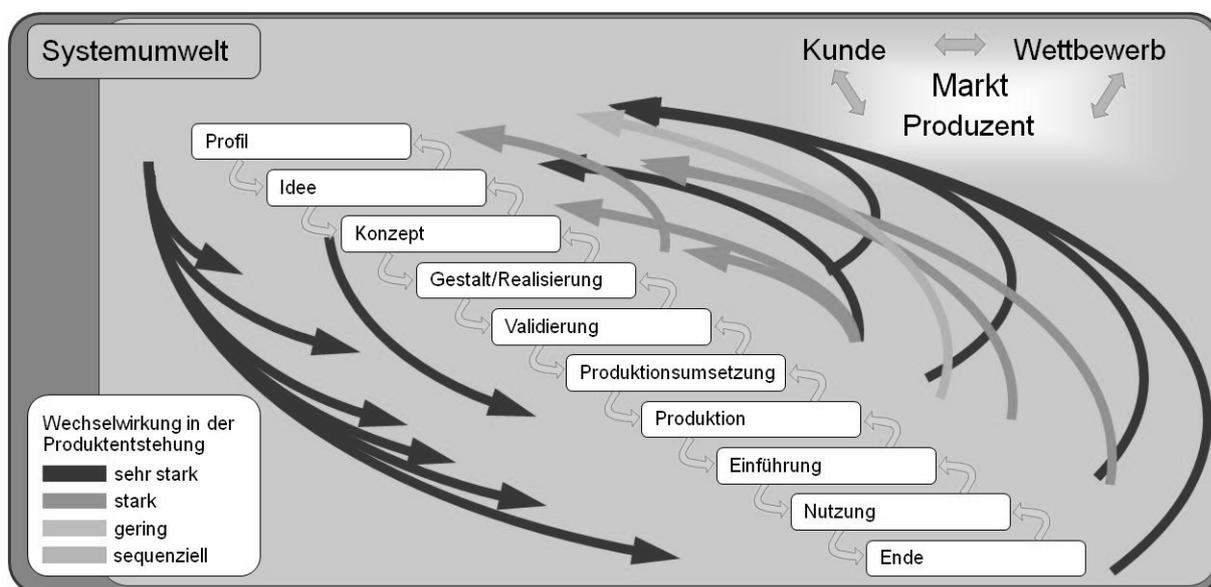


Abbildung 2.12: Lebenszyklusmodell der Produktentwicklung nach ALBERS⁸⁴

ALBERS ersetzt den Phasenbegriff auf der Entwicklungsebene durch einen Produktentstehungsprozess als Abfolge vernetzter Aktivitäten. Eine Aktivität setzt sich aus einer Tätigkeit, einer ausführenden Ressource, einer zu benutzenden Ressource und einer zeitlichen Abhängigkeit zusammen und stellt das kleinste Element eines Prozesses dar⁸⁵. Die Aktivitäten der Makro-Logik stellen nicht

⁸⁰ Albers / Meboldt 2006

⁸¹ Meboldt 2008

⁸² Albers 1993

⁸³ Albers 1994

⁸⁴ Albers / Burkardt 1998

⁸⁵ Albers 2009

zwangsläufig einen sequenziellen Ablauf des Entwicklungsprozesses dar. Zur Beschreibung dieser Aktivitäten kommt die weitere Dimension des iPeM zum Tragen, die Mikro-Logik. Hierbei kommt die Problemlösungssystematik SPALTEN⁸⁶ zur Anwendung.

Bei einer konsequenten Fortführung dieses Ansatzes wird klar, dass das Handlungssystem eine gewisse Basisfunktion einnimmt und somit das Zielsystem und Objektsystem integriert. Im Handlungssystem wird das Zielsystem definiert und über den gesamten Prozess der Produktentwicklung detailliert beziehungsweise weiterentwickelt. Die Ziele werden also vom Handlungssystem selbst vorgegeben und die Ergebnisse kontinuierlich evaluiert. Die Summe der daraus resultierenden Objekte bildet schließlich das Objektsystem. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 2.13 nach ALBERS⁸⁷ dargestellt.

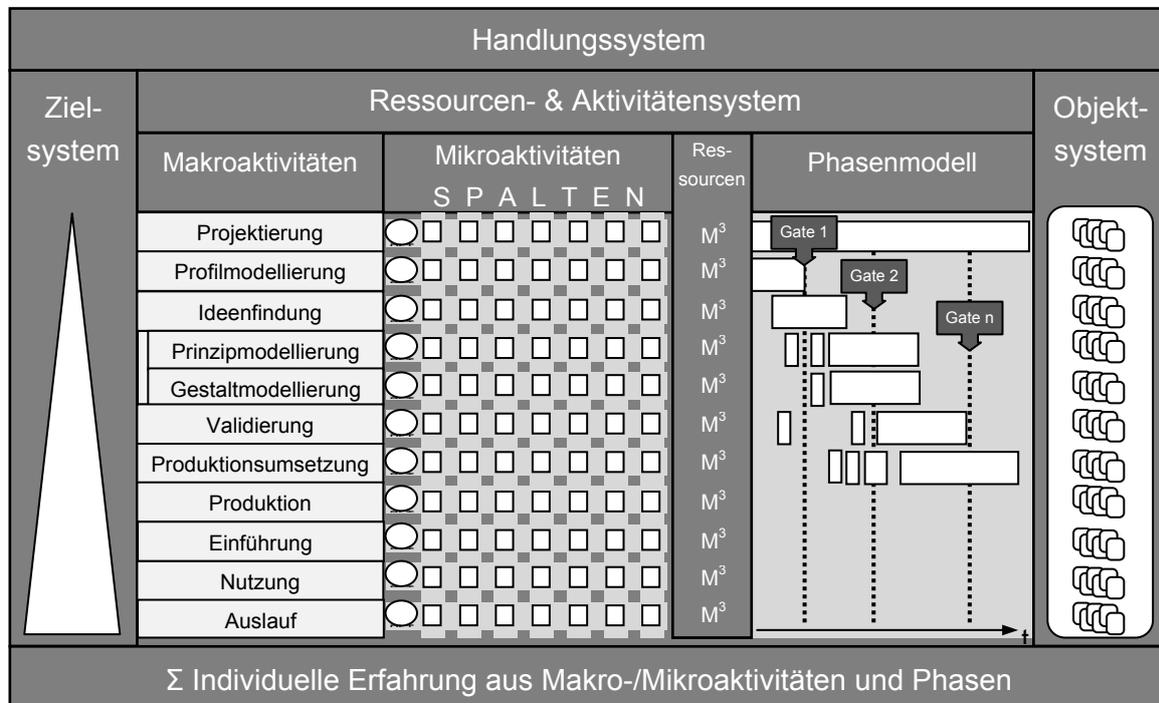


Abbildung 2.13: Integriertes Produktentstehungs-Modell (iPeM) von ALBERS⁸⁷

Das Ressourcen- / Aktivitätensystem schließt dabei die Makro- und Mikroaktivitäten genauso ein wie die Ressourcen (M^3 - Man-Machine-Money) mit denen schließlich auch die Phasen modelliert werden können. Ein eingesetztes Projektteam nutzt bei der Planung auf operativer Ebene genau diese Ressourcen bei der Aktivität Projektierung, so dass die Kenntnis darüber von zentraler Bedeutung ist. Die

⁸⁶ Albers et al 2002

⁸⁷ Albers 2010

Verwendung der in dieser Arbeit entwickelten numerischen Strukturoptimierung von Bauteilen in dynamischen und geregelten Systeme schließt die Aktivitäten Prinzip- und Gestaltmodellierung sowie die Validierung ein. Für eine detaillierte Diskussion dieser Zusammenhänge wird auf Kapitel 5 verwiesen.

Virtuelle Produktentwicklung

Eine wesentliche Motivation für virtuelle Produktentwicklung besteht darin, Schritte, die einen hohen Einsatz an Ressourcen verlangen wie etwa der Weg von der Validierung eines nahezu serienreifen Produkts zurück zum Konzept, zu vermeiden, in dem bereits zu einem frühen Zeitpunkt entsprechende Erkenntnisse gewonnen werden⁸⁸. Dabei geht es darum, weiches und risikobehaftetes Wissen aus der Erfahrung durch Berechnungen um quantifizierbare Aussagen über verschiedene Varianten zu ersetzen⁸⁹. Im Kontext des iPeM stellen die Berechnungsmethoden und -werkzeuge also eine Ressource dar. Die Strukturoptimierung unterstützt dabei die Konkretisierung im Verlauf des Prozesses, wobei die Anforderungen und Rahmenbedingungen stetiger Veränderung unterliegen. Um diesem Sachverhalt Rechnung zu tragen wurden in der Vergangenheit verschiedene Methoden entwickelt, wie etwa die oben bereits eingeführte Topologie- oder Formoptimierung. Entsprechend der Ausrichtung kann die Topologieoptimierung vor allem bei der Ermittlung einer ersten, groben Gestalt besonders effizient eingesetzt werden⁹⁰. Insbesondere bei komplex belasteten Bauteilen und gleichzeitig angestrebten Leichtbaustrukturen werden in der industriellen Anwendung hier Ergebnisse erzielt, die herkömmlichen Verfahren überlegen sind⁹¹. Die Formoptimierung, die zur weiteren Konkretisierung eingesetzt wird, benötigt dagegen bereits einen groben Designvorschlag, der idealerweise das Ergebnis einer vorangegangenen Topologieoptimierung darstellt. In der Praxis ist aber auch häufig zu beobachten, dass erst im Falle von auftretenden Problemen bei der Validierung mit Hilfe einer solchen Formoptimierung versucht wird, ohne konzeptionelle Änderungen die Probleme zu beheben. Dies ist in vielen Fällen auch erfolgreich, da durch verhältnismäßig kleine Veränderungen große Verbesserungen erzielt werden können. Besonders ausgeprägt kann dies mit Blick auf die Lebensdauer bei Bauteilen in dynamischen Systemen sein, wo unter Einsatz von geeigneten Simulations- und Optimierungsmethoden statt eines Versagens sogar Dauerfestigkeit

⁸⁸ Albers 2008b

⁸⁹ Schnitger 2003

⁹⁰ Pedersen / Allinger 2005

⁹¹ Friedrich 2006

erreicht werden kann, wie etwa von HÄUßLER⁹² oder PUCHNER^{93,94} für industrielle Anwendungen aufgezeigt wurde. Ähnlich verhält es sich mit der Sickenoptimierung von EMMRICH⁹⁵ und ALBERS⁹⁶, die ebenfalls bereits ein Ausgangsdesign erfordert.

2.6.2 Verfahren der Strukturoptimierung

Zur Umsetzung der oben beschriebenen Optimierungsverfahren ist, wie bereits erwähnt, eine mathematische Formulierung notwendig. Die allgemeine, verbal definierte Definition eines Optimierungsproblems lautet:

*„Minimiere (oder maximiere) eine Zielfunktion (objective function)
unter Einhaltung vorgegebener Randbedingungen (constraints)“*

Dies kann mathematisch wie folgt ausgedrückt werden (siehe zum Beispiel VANDERPLAATS⁹⁷ oder BAIER⁹⁸):

$$\text{Minimiere: } F(\mathbf{X}) \quad \text{Zielfunktion (Objective Function)} \quad (2.34)$$

$$g_j(\mathbf{X}) \leq 0 \quad j = 1 \dots m \quad \text{Ungleichheitsnebenbedingung (Inequality Constraints)} \quad (2.35)$$

$$h_k(\mathbf{X}) = 0 \quad k = 1 \dots l \quad \text{Gleichheitsnebenbedingung (Equality Constraints)} \quad (2.36)$$

$$X_i^l \leq X_i \leq X_i^u \quad i = 1 \dots n \quad \text{Schranken (Side Constraints)} \quad (2.37)$$

Die sogenannten Designvariablen (design variables) werden im Vektor

$$\mathbf{X} = [X_1 \quad \dots \quad X_n]^T \quad (2.38)$$

zusammengefasst. Diese Variablen stellen die Parameter dar, die im Verlauf einer Optimierung verändert werden können. Sie bestimmen also die Eigenschaften und das Verhalten des zu optimierenden Modells beziehungsweise durch die Auswahl der Designvariablen wird schon im Vorfeld einer Optimierung eingegrenzt in welchem Rahmen Veränderungen oder Modifikationen überhaupt eingeräumt werden. Ein

⁹² Häußler et al 2003

⁹³ Puchner 2002

⁹⁴ Puchner 2003

⁹⁵ Emmrich 2005

⁹⁶ Albers et al 2005b

⁹⁷ Vanderplaats 1999

⁹⁸ Baier et al 1984

Modell, das einem Vektor \mathbf{X} entspricht, der alle Randbedingungen $g_j, h_k, (X^l / X^u)$ erfüllt, wird als „*Feasible Design*“ bezeichnet. Der zulässige *Designraum* (Design Space), wird durch die Nebenbedingungen eingegrenzt und „*Feasible Region*“, genannt. In Abbildung 2.14 verdeutlicht HÄUßLER⁹⁹ den Zusammenhang anhand von zwei Designvariablen X_1, X_2 mit zwei Ungleichheitsnebenbedingungen g_1, g_2 sowie einer Schranke für die Designvariable X_2 :

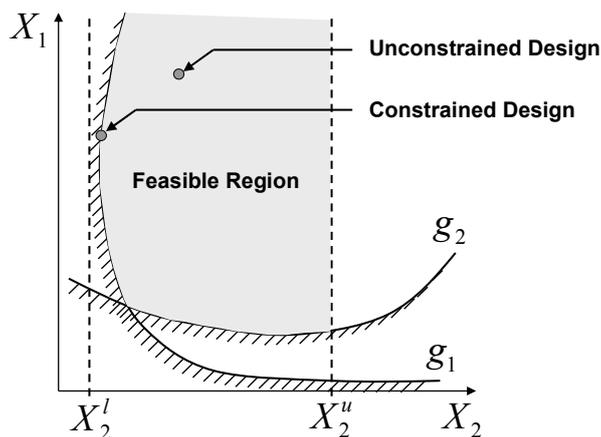


Abbildung 2.14: Designraum für zwei Designvariablen mit Nebenbedingungen und einer Schranke für eine Variable nach HÄUßLER¹⁰⁰

Mathematische Programmierung

Verfahren oder Methoden der *Mathematischen Programmierung* (MP) sind rein mathematische Verfahren, die nicht auf bestimmte Anwendungen oder Problemstellungen, wie etwa die Strukturoptimierung beschränkt sind. Die Strategie der mathematischen Programmierung ist es, durch iterative Veränderungen eines Anfangsdesigns den Wert der Zielfunktion in jeder Iteration zu verbessern und gleichzeitig die Zwangsbedingungen einzuhalten. Es werden dabei lokale Eigenschaften der Zielfunktion verwendet um die Richtung und das Inkrement zu bestimmen. Dazu wird das mechanische Modell durch ein parametrisches, mathematisches Modell ersetzt und dieses allein mit mathematischen Methoden betrachtet.

Heute sind unterschiedliche Verfahren verbreitet^{101, 102}. Dabei werden zum Beispiel nicht direkt die Zielfunktion und die Nebenbedingungen gelöst, sondern zunächst um

⁹⁹ Häußler 2005

¹⁰⁰ Häußler 2005

¹⁰¹ Bazaraa et al 1993

¹⁰² Kirsch 1993

den Ausgangspunkt, etwa mittels einer Taylorentwicklung, approximiert. Falls die Nebenbedingungen direkt berücksichtigt werden, wird von sogenannten Approximationsmethoden gesprochen. Werden dagegen die Nebenbedingungen mittels eines Strafterms zur Zielfunktion addiert, so spricht man von Straffunktionsmethoden. Greift der Algorithmus dagegen auf keine Approximation zurück, so handelt es sich um eine direkte Methode.

Im Anschluss folgt dann die Sensitivitätsanalyse. Dabei werden die partiellen Ableitungen der Zielfunktion und, sofern vorhanden, auch von den Nebenbedingungen bezüglich der Designvariablen gebildet. Dies entspricht den Gradienten, weshalb diese Verfahren auch als Gradientenverfahren bezeichnet werden. Falls im Vorfeld eine Approximation durchgeführt wurde, können diese Ableitungen eventuell auch analytisch gebildet werden. In vielen Situationen ist dies allerdings nicht möglich, so dass sich die Berechnung der Sensitivitäten in der Praxis häufig als sehr zeitaufwändig erweisen kann. Je nach Algorithmus werden unterschiedliche Grade der Ableitungen benötigt, so dass nach Verfahren mit 1. Ableitung (1st Order Methods) und mit 2. Ableitung (2nd Order Methods) unterschieden wird.

Optimalitätskriterien-Verfahren

Eine andere Klasse von Optimierungsmethoden bilden die sogenannten Optimalitätskriterien-Verfahren (Optimality Criteria, OC). Im Gegensatz zu den Verfahren der mathematischen Programmierung müssen hierbei keine Gradienten ermittelt werden. Möglich ist dies, da jeweils für einen relativ eng eingegrenzten Anwendungsfall Kriterien für einen optimalen Entwurf bekannt sind.

Optimalitätskriterien machen sich Kenntnisse aus der Physik der Problemstellung zu Nutze. Das gewünschte Optimum wird dabei über physikalische Gesetzmäßigkeiten, wie beispielsweise den Energiesatz, beschrieben. Gemäß dem Energiesatz strebt ein System stets den Zustand minimaler Gesamtenergie an. Ein Optimierer würde folglich, unter Kenntnis des Energiesatzes, das Gesamtsystem in Richtung des Energieminimums verschieben.

Durch die Verwendung von relativ eng eingegrenzten Kriterien sind die OC-Verfahren auf bestimmte beziehungsweise spezialisierte Anwendungsfälle beschränkt. Im Gegenzug sind diese Verfahren mit Blick auf die Konvergenz typischerweise effizienter als die zuvor diskutierten Verfahren der mathematischen

Programmierung. Die ersten OC-Verfahren wurden von PRAGER^{103, 104} und VENKAYYA¹⁰⁵ vorgeschlagen.

Zwei Bausteine bilden die Grundlage für ein OC-Verfahren:

1. Ein formuliertes Optimalitätskriterium.
2. Eine Re-Design-Formel, die die Veränderung der Designvariablen im Sinne des Optimalitätskriteriums bewirkt.

Beispiele für Optimalitätskriterien sind:

- Die Beanspruchungs-Homogenisierungshypothese nach BAUD¹⁰⁶
- Die Sickenoptimierung nach EMMRICH¹⁰⁷
- Faserorientierung in Verbundwerkstoffen entlang der Hauptspannung, siehe z.B. ^{108, 109} oder ¹¹⁰
- Prinzip des gleichmäßig beanspruchten Tragwerkes (Fully Stressed Design), von SCHMIDT¹¹¹ oder siehe z.B. ¹¹²

Das Antwortverhalten des Systems auf eine Änderung der Eingangsgrößen ist also im Lösungsalgorithmus enthalten, weshalb auf eine Sensitivitätsanalyse verzichtet werden kann. Die Konvergenzgeschwindigkeit der Methode ist dabei allein von der Qualität der Formulierung der Gesetzmäßigkeiten und nicht von der Anzahl der Optimierungsparameter abhängig. Es können daher große und komplexe Probleme mit vielen Variationsparametern in verhältnismäßig kurzer Zeit gelöst werden. Dies führt dazu, dass die Anzahl der notwendigen Abstrahierungen geringer ist als bei mathematischen Verfahren.

Ein Nachweis im mathematischen Sinne dafür, dass derartige OC-Verfahren tatsächlich zu einem globalen Optimum führen, ist oft nicht möglich. Wie bereits im vorangegangenen Kapitel angedeutet wurde, ist dies in der Praxis in vielen Fällen nicht von Bedeutung, da auf Grund vielfältiger und oft sehr komplexer Restriktionen in der Produktentwicklung ein Optimierungsergebnis nicht exakt umgesetzt werden

¹⁰³ Prager / Shield 1968

¹⁰⁴ Prager / Taylor 1968

¹⁰⁵ Venkayya et al 1968

¹⁰⁶ Baud 1934

¹⁰⁷ Emmrich 2005

¹⁰⁸ Setodeh 2005

¹⁰⁹ Ledermann 2003

¹¹⁰ Pedersen 1991

¹¹¹ Schmidt 1958

¹¹² Patnaik / Hopkins 1998

kann. Stattdessen geht es vielfach um eine Verbesserung von Produkten, so dass zum Beispiel der Effizienzvorteil der OC-Verfahren diese Abstriche deutlich überwiegen kann¹¹³.

2.6.3 Topologieoptimierung

Die Grundzüge der Topologieoptimierung wurden bereits in den vorherigen Abschnitten skizziert. Hier soll nun eine etwas detailliertere Betrachtung folgen, insbesondere sind dabei die Merkmale der später verwendeten Software von Bedeutung.

Grundlegender Ansatz

BENDSØE und SIGMUND¹¹⁴ definieren die Topologieoptimierung folgendermaßen:

“Topology optimization of solid structures involves the determination of features such as the number and location and shape of holes and the connectivity of the domain.”

Es geht also darum, für einen gegebenen Bauraum Ω eine optimale Materialverteilung unter Einhaltung verschiedener Randbedingungen zu ermitteln.

Das Ergebnis einer solchen Optimierung wird im C&CM von ALBERS als Tragstruktur (TS) bezeichnet. Diese stellt die Summe aller Leitstützstrukturen (LSS) ohne Reststruktur (RS) dar¹¹⁵. Unter Vorgabe einer minimalen und einer maximalen Beanspruchungsgrenze (B_{\min} , B_{\max}) sowie dem Bauteilvolumen (BV) formuliert ALBERS diesen Zusammenhang folgendermaßen:

$$RS = BV - TS \Big|_{B_{\min}}^{B_{\max}}, \text{ wobei } TS = \sum_{i=1}^{\text{alle}} LSS_i \quad (2.39)$$

Daraus ergibt sich die optimale Materialausnutzung unter den vorgegebenen Beanspruchungsgrenzen, wenn gilt:

$$RS = 0, \text{ also } BV = TS \quad (2.40)$$

¹¹³ Emmrich 2005

¹¹⁴ Bendsøe / Sigmund 2003

¹¹⁵ Albers / Matthiesen 2002

Zu Beginn einer Topologieoptimierung entspricht das Bauteilvolumen (BV) dem vorgegebenen Bauraum Ω . Der ermittelte Designvorschlag Ω^* als Ergebnis der Optimierung weist also keine Reststruktur mehr auf. Abbildung 2.15 illustriert dies anhand eines einseitig eingespannten Balkens unter Last:

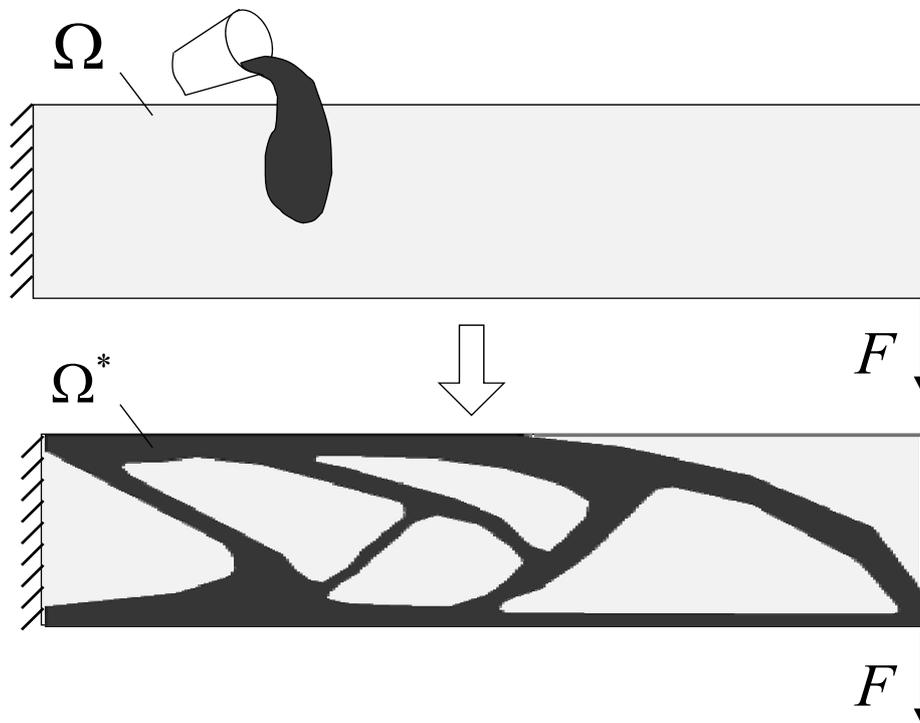


Abbildung 2.15: Das Prinzip der Materialverteilung als Ziel der Topologieoptimierung am Beispiel eines einseitig eingespannten Balkens

Gesucht ist also eine diskrete Materialverteilung. Dies kann mathematisch wie folgt ausgedrückt werden:

$$\rho(x) = \begin{cases} 1 & , x \in \Omega^* \\ 0 & , x \in \Omega \end{cases} \quad (2.41)$$

Dann lautet die Steifigkeit, beschrieben durch einen von der Dichte abhängigen E-Modul, in jedem Punkt x :

$$E(x) = \rho(x) \cdot E_0 \quad (2.42)$$

Es handelt sich dabei um ein Integer-Problem, das nur sehr schwierig zu lösen ist. Entscheidende Impulse bei der Entwicklung der Topologieoptimierung leisteten an

diesem Punkt BENDSØE und KIKUCHI¹¹⁶ im Jahre 1988. Der *SIMP*-Ansatz (*Solid Isotropic Material with Penalization*) stellt im Wesentlichen eine Materialinterpolation dar, bei dem die Dichte Werte zwischen null und eins annehmen kann:

$$0 < \rho(x) \leq 1 \tag{2.43}$$

Das diskrete Problem wird auf diesem Weg in ein kontinuierliches überführt. Durch diesen Ansatz für die Dichte kann über die folgende Beziehung auch der E-Modul einbezogen werden:

$$E(x) = \rho(x)^p \cdot E_0 \tag{2.44}$$

Der Faktor p stellt dabei den Bestrafungsfaktor (*penalty factor*) dar. Dadurch werden Zwischenwerte der Dichte „bestraft“, so dass am Ende eine diskrete Materialverteilung erzielt wird. In Abbildung 2.16 sind E-Modul beziehungsweise Masse über die Dichte aufgetragen für den Wert von $p = 3$:

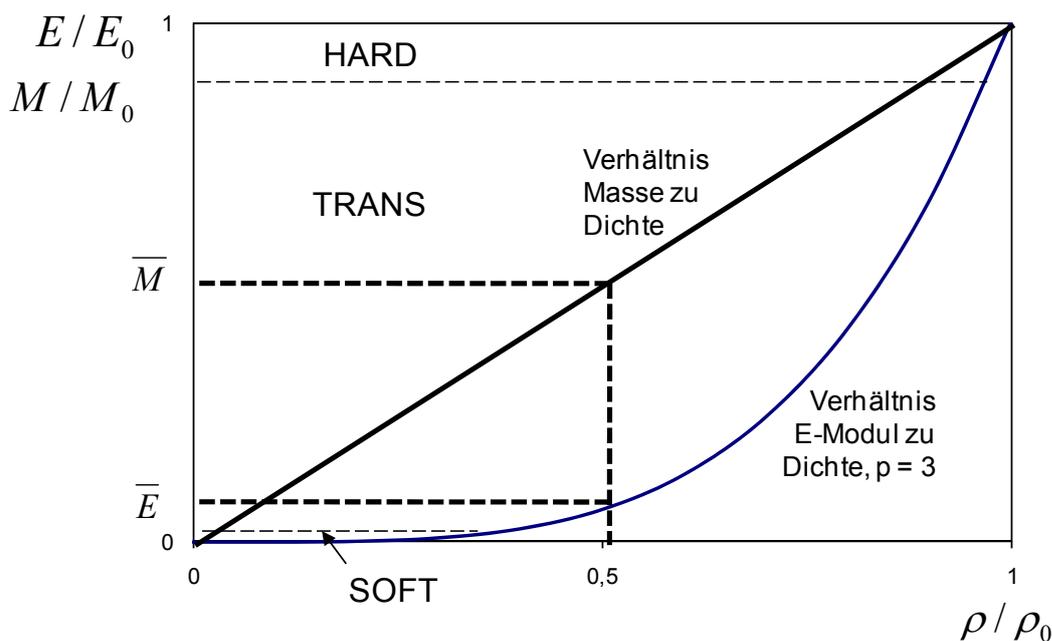


Abbildung 2.16: Schema der SIMP Materialinterpolation¹¹⁶

Es wird deutlich, dass sich bei einem Zwischenwert der Dichte ein verhältnismäßig geringer Wert des E-Moduls \bar{E} ergibt, wohingegen ein signifikanter Wert für die Masse \bar{M} vorliegt. Aus diesem Grund werden durch den Optimierungsalgorithmus

¹¹⁶ Bendsøe / Kikuchi 1988

Dichtewerte von null oder eins bevorzugt, was schließlich zu der gewünschten diskreten Materialverteilung führt. In diesem Zusammenhang wird häufig auch von sogenannten SOFT-, TRANS- oder HARD-Elementen gesprochen. Die HARD-Elemente haben eine Dichte von $\rho \approx \rho_0$ und dienen mit einem maximalen E-Modul als tragende Elemente. Die SOFT-Elemente haben eine zu vernachlässigende Dichte und mit einem minimalen E-Modul keine tragende Funktion. Die TRANS-Elemente, als eine Art Zwischenstufe, haben noch keine eindeutige Materialzuteilung, das heißt es ist noch nicht geklärt, ob am jeweiligen Ort Material angelagert ist, oder nicht. Am Ende der Optimierung liegen nur noch SOFT- und HARD-Elemente vor. Die HARD-Elemente repräsentieren den Designvorschlag.

Inzwischen basieren vielfältige wissenschaftliche Arbeiten sowie kommerzielle Werkzeuge auf diesem Ansatz. Einen Überblick sowie eine zeitliche Einordnung der Entwicklung der Topologieoptimierung gibt beispielsweise ROZVANY¹¹⁷.

Topologieoptimierung mit OC-Verfahren

Die bereits erwähnte Arbeit von BENDSØE und KIKUCHI¹¹⁸ legte Ende der 1980er Jahre den Grundstein zahlreicher Entwicklungen für Verfahren auf Basis der *Mathematischen Programmierung*. Im Bereich der Verfahren auf Basis der Optimalitätskriterien entstanden erste Ansätze anfangs der 1990er Jahre. So etwa die *Soft Kill Option (SKO)*¹¹⁹ von MATTHECK¹²⁰ und BAUMGART¹²¹. Die Grundlage des empirisch entstandenen Verfahrens bilden Erfahrungen und Beobachtungen im Zusammenhang mit dem Wachstum von Bäumen und der Heilung von Knochenbrüchen. Zur Bewertung der Ergebnisse wurden dabei auch immer wieder die Vorgänge in der Natur herangezogen. Ein anderes Verfahren ist die „*Reglerbasierende Energiehomogenisierung (CAOSS)*“ von SAUTER, MULFINGER und MÜLLER¹²². Während vergleichbare Arbeiten zu dieser Zeit auf Grund der mathematischen und damit verhältnismäßig rechenintensiven Verfahren auf 2-D Probleme beschränkt waren, konnte mit dem reglerbasierenden Verfahren der Schritt zu 3-D Bauteilen vollzogen werden. MLEJNEK^{123,124} entwickelte ein Verfahren, bei dem die Dichteverteilung mit

¹¹⁷ Rozvany 2008

¹¹⁸ Bendsøe / Kikuchi 1988

¹¹⁹ Baumgart / Mattheck 1991

¹²⁰ Mattheck 1992

¹²¹ Baumgart 1994

¹²² Sauter et al 1992

¹²³ Mlejnek et al 1990

¹²⁴ Mlejnek 1991

Hilfe eines mathematischen Verfahrens gesteuert wurde. Weitere Ansätze stammten von BENDSØE¹²⁵ und ROZVANY¹²⁶.

Das Verfahren zur Topologieoptimierung von SAUTER¹²⁷ wurde dabei auf Basis eines zuvor neu eingeführten Verfahrens zur Gestaltoptimierung entwickelt. Aus den Forschungsarbeiten am IPEK¹²⁸ - Institut für Produktentwicklung wurde Mitte der 1990er Jahre das Spin-off Unternehmen FE-Design gegründet. Inzwischen sind verschiedene Arten der Strukturoptimierung in dem Programm TOSCA integriert und haben eine weite Verbreitung im industriellen Umfeld gefunden. Die weiterentwickelte Version TOSCA Structure wird im Verlauf der vorliegenden Arbeit genutzt, um die Methode zur Strukturoptimierung in dynamischen und geregelten Systemen zu erweitern.

TOSCA setzt als Optimalitätskriterium im Bereich der Topologieoptimierung die These der *Homogenisierung der Formänderungsenergiedichte* ein. Aus dem Abklinggesetz nach NEUBER¹²⁹ und dem Homogenisierungsgesetz nach BAUD¹³⁰ wurde abgeleitet, dass an hochbeanspruchten Orten eine Massenzunahme und an niedrig beanspruchten Orten eine Massenreduktion zu einer homogenen Beanspruchungsverteilung führt. Dadurch wird eine Art Umverteilung der Struktur erreicht. Gedanklich kann der Vergleich zu porösen Materialien angestellt werden, bei denen an hoch beanspruchten Orten der Porenanteil verringert wird beziehungsweise an wenig beanspruchten Orten erhöht wird, was einer Reduktion der Dichte entspricht. MLEJNEK und SCHIRRMACHER¹³¹ hatten hierzu gezeigt, dass über die Variation des lokalen Elastizitätsmoduls eine optimale Dichteverteilung erreicht werden kann.

In einer Erweiterung der Thesen zur Beanspruchungshomogenisierung nach SAUTER¹³² diskutiert ALLINGER¹³³ den Zusammenhang zwischen einer optimalen Dichteverteilung im Designraum und einer homogenen Formänderungsenergiedichte. Hierbei werden unterschiedliche Prinzipien der Mechanik herangezogen, wie das *Green-Dirichlet'schen-Prinzip*, das Prinzip vom stationären Wert des Gesamtpotentials, der Arbeitssatz der Mechanik sowie die Gleichgewichtsbedingung für elastische

¹²⁵ Bendsøe 1990

¹²⁶ Rozvany / Zhou 1990

¹²⁷ Sauter 1991

¹²⁸ damals noch Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Krafffahrzeugbau - mkl

¹²⁹ Neuber 1957

¹³⁰ Baud 1934

¹³¹ Mlejnek / Schirrmacher 1993

¹³² Sauter 1991

¹³³ Allinger 1993

Körper. Letztlich wird daraus abgeleitet, dass bei konstanter Belastung die Formänderungsenergie zur Verschiebung proportional ist. Beim Erreichen des Minimums der Formänderungsenergie liegt folglich ein Minimum der Verschiebungen vor. Damit wird ein Maximum der Steifigkeit der Struktur gefunden.

TOSCA nutzt zur Umsetzung des oben beschriebenen Kriteriums den Aufbau eines geschlossenen Regelkreises mit integrierter Rückkopplung (siehe Abbildung 2.17). Auf Basis einer mittels FE-Analyse ermittelten Beanspruchung des Systems verändert der Regler durch den integrierten Regelungsalgorithmus die Eigenschaften des Systems. Zur Optimierung der Steifigkeit verändert der Regler, in Abhängigkeit der durch eine Energie dargestellten Beanspruchung, innerhalb des vorgegebenen Designraums die Dichte.

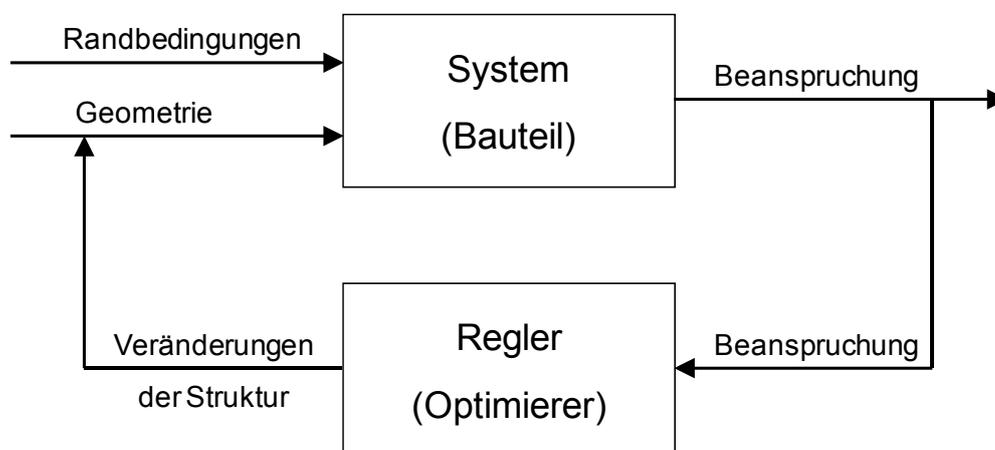


Abbildung 2.17: Topologieoptimierung auf der Basis von Optimalitätskriterien in Reglerstruktur

Die in TOSCA integrierten Regelungsalgorithmen optimieren die Dichteverteilung bezüglich der Beanspruchung des ursprünglich im Variationsraum homogen verteilten Materials. In jeder Iteration wird in Gebieten hoher Energiedichte das Material verdichtet beziehungsweise in Gebieten niedriger Energiedichte herabgesetzt. Die zunächst homogene Materialverteilung wird hochgradig inhomogen. Zur Vereinfachung des Problems wird, wie bereits angesprochen, anstatt der Dichteverteilung die Verteilung des zunächst homogenen Elastizitätsmoduls des verwendeten Materials optimiert.

Anzumerken ist an dieser Stelle, dass die Optimierungssoftware TOSCA in der aktuellen Version inzwischen auch über ein Gradientenverfahren verfügt, das bereits an Bedeutung gewonnen hat. Diese Arbeit baut dagegen auf institutsinternen Entwicklungen am IPEK - Institut für Produktentwicklung auf, deren Implementierung auf dem reglerbasierten Ansatz beruht.

2.7 Optimierung von Bauteilen in dynamischen und mechatronischen Systemen

Am Beispiel der Entwicklung von PKW-Fahrwerken wird der Trend des gesteigerten Systemgedankens, der auch Leitfaden dieser Arbeit ist, beziehungsweise die Umsetzung in CAE-Prozessen kurz betrachtet. So stellte beispielsweise WIMMER¹³⁴ Ende der 1990er Jahre fest, dass in der „klassischen Fahrwerksentwicklung“ die Wechselwirkungen zwischen Komponente und Gesamtverhalten erst zu einem späten Zeitpunkt in der Entwicklung berücksichtigt werden. Als Folge kann das Potenzial von Optimierungsmethoden nur begrenzt ausgeschöpft werden. In jüngerer Vergangenheit haben anwendungsorientierte Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet ebenfalls aufgezeigt, wie Wechselwirkungen auch für komplexe realitätsnahe Systeme zwischen Komponenten- und Systemverhalten abgebildet werden können. BENZ¹³⁵ nutzt zum Beispiel ein Gesamtfahrzeugmodell inklusive aufwändiger Reifensimulation um Zuverlässigkeitsaussagen über Karosseriebauteile zu treffen. MACK¹³⁶ integriert zusätzlich Regelungsmodelle, um mittels geregelter und elastischer MKS-Simulationen relevante mechanische Belastungen im Fahrwerk moderner Sportfahrzeuge zu ermitteln, die durch die Wechselwirkungen von Bauteil, System und Regelung hervorgerufen werden.

Diese Entwicklungen beschränken sich aber keineswegs auf die Fahrzeugtechnik. Im Zusammenhang mit der Simulation eines Landemanövers eines Transportflugzeugs zeigt zum Beispiel KRÜGER¹³⁷ auf, welchen Einfluss Elastizitäten auf Beschleunigungswerte für das Cockpit haben. Im Umfeld der Simulation von Werkzeugmaschinen wird dieser Aspekt ebenfalls verdeutlicht¹³⁸ wobei zusätzlich die Wechselwirkungen zur Regelung mit in der Simulation eingebunden werden^{139 140}.

Strukturoptimierung und Systembetrachtung

Im Rahmen der Strukturoptimierung wird ein Bauteil modifiziert, um die entsprechende Zielfunktion unter gewissen Randbedingungen zu erfüllen. Diese Randbedingungen stehen in einem dynamischen, mechatronischen System in Wechselwirkung mit dem Verhalten des Gesamtsystems. Die relevanten

¹³⁴ Wimmer 1997

¹³⁵ Benz 2007

¹³⁶ Mack 2009

¹³⁷ Krüger 2002

¹³⁸ Kroneis et al 2007

¹³⁹ Berkemer / Knorr 2003

¹⁴⁰ Oertli 2008

Bauteilbelastungen können hierfür zum Beispiel aus Dynamiksimulationen oder aus Versuchen mit Vorgängerversionen¹⁴¹ gewonnen werden. In Verlauf der sich anschließenden Topologieoptimierung bleiben diese Lasten dann unverändert. HOSHINO und SHIMADA¹⁴² beschreiben diese klassische Vorgehensweise in Verbindung mit einer Mehrkörpersimulation. Bei der Anwendung der Topologieoptimierung für Strukturbauteile von humanoiden Robotern¹⁴³ wird die gleiche Vorgehensweise angewendet. Allerdings wird auch beschrieben, dass die korrekte Modellierung und Abbildung des dynamischen Systemverhaltens für die Optimierungsaufgabe des einzelnen Bauteils keineswegs trivial ist, gleichzeitig für die Qualität der Ergebnisse aber von großer Bedeutung¹⁴⁴. Eine Veränderung der Lasten innerhalb einer Optimierung findet in keinem der beschriebenen Fälle statt. Eine erneute Untersuchung des Systemverhaltens im Anschluss an die Bauteilmodifikationen durch die Strukturoptimierung findet nicht statt.

Wenn in der Literatur von einer sogenannten *Optimierung auf Dynamik* gesprochen wird, so wird diese typischerweise als Optimierung auf Eigenfrequenzen verstanden oder, wie bereits oben beschrieben, manuell definierte, über die gesamte Optimierung hinweg konstante Beschleunigungslastfälle. Die Optimierung von Bauteilen bezüglich Eigenfrequenzen ist nicht Gegenstand dieser Arbeit, jedoch seien die Ansätze von SIGMUND und JENSEN¹⁴⁵ erwähnt, die beispielsweise Strukturen mit gezielten Frequenzbändern mittels Topologieoptimierung erzeugen.

Bezüglich der Optimierung von Systemen gibt es vielfältige Ansätze, die teilweise auch direkt einzelne Bauteile modifizieren. GOOD und MCPHEE¹⁴⁶ verwenden beispielsweise parameterbasierte Optimierungsverfahren zur Optimierung von MKS-Systemen. Am Beispiel eines gefederten Mountain-Bikes nutzen sie vier unabhängige geometrische Parameter, um das Schwingungsverhalten des gesamten Fahrrades zu verbessern. HEILIG und MCPHEE¹⁴⁷ nutzen numerische Verfahren auch zur Optimierung von Bewegungsabläufen von Robotern.

Unter dem Begriff der Topologieoptimierung von Mehrkörpersystemen forschen SEDLACZEK¹⁴⁸ und EBERHARD¹⁴⁹ an Möglichkeiten der optimalen Synthese von

¹⁴¹ Dombrowski 2008

¹⁴² Hoshino / Shimada 2007

¹⁴³ Kwon et al 2007

¹⁴⁴ Lohmeier et al 2006

¹⁴⁵ Sigmund / Jensen 2003

¹⁴⁶ Good / McPhee 2000

¹⁴⁷ Heilig / McPhee 1999

¹⁴⁸ Sedlaczek 2007

¹⁴⁹ Sedlaczek / Eberhard 2007

Mechanismen. Als Beispiel wird die Minimierung der Abweichung der Trajektorie eines Endeffektors von einer Solltrajektorie aufgeführt. Für diese kinematische Topologieoptimierung werden stochastische Optimierungsmethoden wie die *Particle Swarm* Optimierung eingesetzt, die eine gradientenfreie globale Suche ohne ein vorgegebenes Startdesign ermöglichen.

Mechatronische Systeme

Viele moderne Produkte stellen mechatronische Systeme dar, bei deren Entwicklung das Zusammenspiel von Mechanik und Regelung immer stärker berücksichtigt wird. AMERONGEN¹⁵⁰ fordert eine starke Integration dieser beiden Elemente bereits auf der Ebene der Simulation und bezeichnet diese als „*mechatronic design*“. Gemeinsam mit BREEDVELD¹⁵¹ demonstriert er bei der Entwicklung eines mobilen Montageroboters, wie eine optimierte Gewichtsverteilung die Genauigkeit der Montageeinheit verbessert. Federsteifigkeiten und die Lage beziehungsweise Anordnung von diskreten Massen dienen hierbei als Parameter, die eigentliche Gestalt von Bauteilen wird dagegen nicht untersucht.

HIRAMOTO und INAYOSHI¹⁵² schlagen einen integrierten Design Ansatz vor, der sowohl strukturmechanische Fragestellungen als auch Regelungsaspekte als Grundlage hat. Der Ansatz ist stark von Seiten der Regelungstechnik geprägt, so dass zur Beschreibung des mechanischen Verhaltens nur verhältnismäßig wenige Parameter verwendet werden. Diese Parameter wie etwa Masse, Steifigkeit oder Dämpfung werden aber aktiv eingebunden und somit auch durch den iterativen Optimierungsalgorithmus beachtet.

EBERHARD¹⁵³ betrachtet die Optimierung geregelter Systeme mit parameterbasierten Mehrkriterien-Optimierungsverfahren. Hier werden Parameter der Regelung sowie gegebenenfalls noch die Systemtopologie und Geometriegrößen aufeinander abgestimmt. Eine gleichzeitige Optimierung der Topologie einzelner Bauteile findet dabei jedoch nicht statt¹⁵⁴.

Allgemein ist zu beobachten, dass die Forschungsaktivitäten zur ganzheitlichen Betrachtung von mechatronischen Systemen in der jüngeren Vergangenheit

¹⁵⁰ Amerongen 2003

¹⁵¹ Amerongen / Breedveld 2003

¹⁵² Hiramoto / Inayoshi 2007

¹⁵³ Eberhard 1996

¹⁵⁴ Eberhard / Dignath 2000

zugenommen haben. Die Arbeiten von CHEN und CHENG¹⁵⁵ dienen hier als gutes Beispiel, denn sie zeigen sehr gut die Wechselwirkungen zwischen Mechanik und Regelung auf. Für eine effiziente Entwicklung von solchen dynamischen mechatronischen Systemen wie eine Werkzeugmaschine fordern auch sie eine gleichzeitige Untersuchung und Entwicklung der Struktur und der Regelung, um die Leistung des Gesamtsystems zu erhöhen. In diesem Zusammenhang sprechen sie von einer sogenannten „*Method of DFC (Design For Control)*“, bei der in fünf Schritten im Wechsel Parameter der Struktur und der Regelung ermittelt, untersucht und bei Bedarf weiter verändert werden. Die Optimierung der mechanischen Struktur bleibt auf einige wesentliche Parameter beschränkt, während eine gezielte Modifikation einer Tragstruktur wie bei einer Topologieoptimierung nicht durchgeführt wird. Abschließend wird noch der Einsatz alternativer Materialien zur Verbesserung von Massen- und Steifigkeitswerten empfohlen. An dieser Stelle sei angemerkt, dass im Rahmen einer Topologieoptimierung ja genau das Verhältnis dieser beiden Kenngrößen verbessert werden soll. Dies unterstreicht den Bedarf einer erweiterten, systembasierenden Möglichkeit zur Optimierung von mechanischen Strukturen in dynamischen mechatronischen Systemen.

Prinzip des „Last-Update“

Die Forschung an Methoden und Prozessen zur Strukturoptimierung dynamisch beanspruchter Bauteile in mechanischen Systemen wird am IPEK - Institut für Produktentwicklung seit Ende der 1990er Jahre von ALBERS¹⁵⁶ mit seiner Forschungsgruppe CAE/Optimierung intensiv verfolgt^{157, 158}. Während bei den oben beschriebenen Ansätzen unterschiedlichste Parameter aus mechatronischen Systemen variiert wurden, so zeichnen sich diese Arbeiten durch einen sogenannten parameterfreien Ansatz aus. Diese beruhen auf einer Finiten Elemente Repräsentation der zu untersuchenden Bauteile, wobei die Elemente beziehungsweise Knoten der jeweiligen Modelle die veränderlichen Parameter darstellen. Eine Beschränkung auf einfache geometrische Parameter wie beispielsweise Radien oder Winkel besteht hierbei nicht. Da die Anzahl der Freiheitsgrade bei einer Topologieoptimierung um viele Größenordnungen höher sein kann als bei den auf Parameter basierenden Ansätzen, wird hier im Allgemeinen von einer parameterfreien Optimierung gesprochen.

¹⁵⁵ Chen / Cheng 2004

¹⁵⁶ Albers et al 1999

¹⁵⁷ Müller et al 1999a

¹⁵⁸ Müller et al 1999b

Die Kopplung unterschiedlicher numerischer Simulationsverfahren führte hierbei zu neuen Analyse- und Optimierungsprozessen, die Gestalt- und Topologieoptimierung für solche Bauteile ermöglichen^{159, 160, 161, 162}. Diese Topologie- und Gestaltoptimierung auf Basis von Vergleichsspannungen bei dynamischen Lastfällen erfolgt durch eine Kopplung von Finite Elemente Methode (FEM), Mehrkörperdynamik-Simulation und Optimierung (siehe Abbildung 2.18).

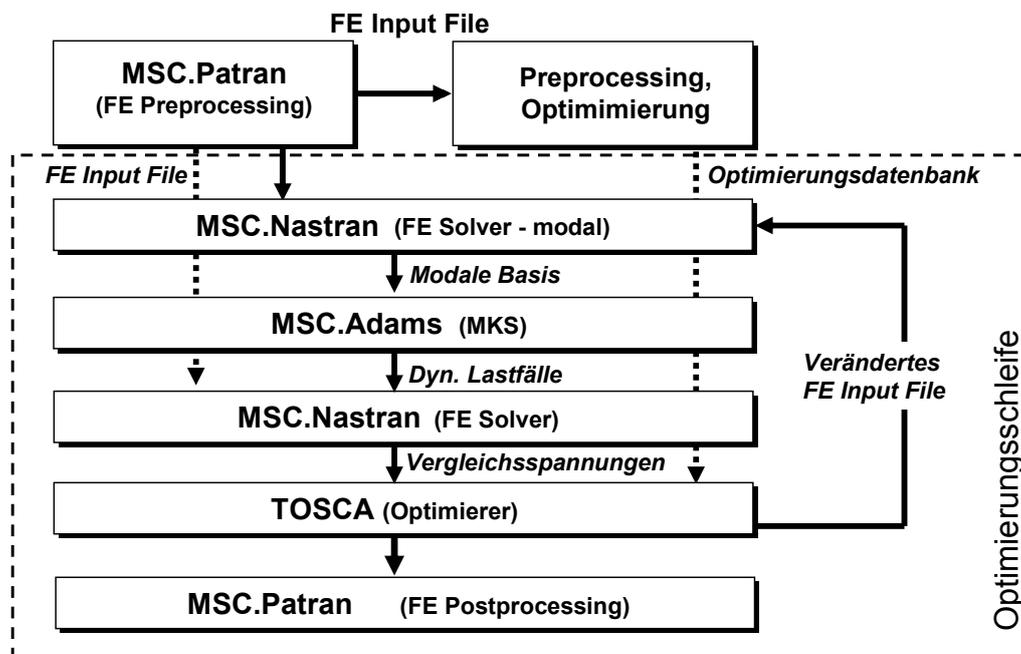


Abbildung 2.18: Ablaufprozess beanspruchungsbasierter Optimierung¹⁶³

Zunächst wird eine modale Repräsentation des Bauteils (*Component Mode Synthesis*) mittels FEM erzeugt, um zu einem elastischen Mehrkörpersystem (MKS) beziehungsweise Hybridmehrkörpersystem zu gelangen. Die dynamische System-Simulation liefert Belastungs-/Zeitreihen für das betreffende Bauteil. Aus diesen werden kritische Lastfälle ermittelt und finden Eingang in eine zweite FEM-Analyse zur Berechnung von Beanspruchungen. Die Optimierung arbeitet mit dieser Beanspruchungsverteilung. Dadurch stehen in jeder Iteration der Optimierung realistische Lastfälle zur Verfügung, die aus dem Systemverhalten abgeleitet werden.

¹⁵⁹ Häußler et al 2001

¹⁶⁰ Emmrich et al 2002

¹⁶¹ Albers et al 2005a

¹⁶² Müller 2005

¹⁶³ Häußler et al 2001

Hierin liegt der entscheidende Unterschied zu klassischen Ansätzen der Topologieoptimierung, bei denen nur im Vorfeld der Optimierung ein Beanspruchungsfall definiert wird, der dann unverändert in jeder Iteration der Optimierung verwendet wird. Durch den erweiterten Ansatz werden die Wechselwirkungen erfasst, die sich zum Beispiel aus einer veränderten Masseverteilung oder Steifigkeit in Folge der Optimierung in Kombination mit der Systemdynamik ergeben. Die Ermittlung der relevanten Lastfälle erfolgt durch den Benutzer der Optimierungswerkzeuge, eine allgemein definierte Strategie existiert hierzu nicht.

Ein zentrales Element ist die kommerzielle Optimierungssoftware TOSCA, die wie bereits erwähnt, ihre Ursprünge am IPEK - Institut für Produktentwicklung hat. Die neuen Analyse- und Optimierungsansätze sind in den iterativen Optimierungsprozess integriert und wurden im Rahmen von Forschungsprojekten auch bereits im industriellen Umfeld erfolgreich eingesetzt¹⁶⁴.

In einem weiteren Forschungsprojekt im Umfeld von Werkzeugmaschinen wurde eine Erweiterung der Methode vorgenommen, so dass nicht nur ein Körper im System optimiert werden kann, sondern beliebig viele Bauteile in einem dynamischen System parallel optimiert werden können^{165, 166}. Darüber hinaus ermöglichte die Integration der Mehrkörpersimulation einen neuen Prozess zur Gestaltoptimierung von dynamisch beanspruchten Bauteilen hinsichtlich der Lebensdauer. Durch HÄUßLER und ALBERS^{167, 168, 169} wurde ein neuer Homogenisierungsansatz der Bauteilschädigung auf Basis der Systembetrachtung eingeführt.

Insgesamt unterstreichen diese Arbeiten die Wechselwirkungen im System beziehungsweise sind Beleg für die Notwendigkeit, das Systemverhalten aktiv in den Prozess der Strukturoptimierung einzubinden. Eine Berücksichtigung von Aspekten der Regelung fand in diesen Arbeiten zur Strukturoptimierung von dynamisch belasteten Bauteilen nicht statt. Auf der anderen Seite zeigen die Aktivitäten im Umfeld der mechatronischen Entwicklung, dass die Wechselwirkungen zwischen Mechanik und Regelung in vielen Anwendungsfällen von Bedeutung sind. Das Einbeziehen der Einflussgrößen aus der Mechanik geschieht derzeit, verglichen mit den aktuellen Möglichkeiten in der klassischen Strukturmechanik, auf Basis von nur wenigen Parametern zur Beschreibung von mechanischen Bauteilen beziehungsweise

¹⁶⁴ ELAnO

¹⁶⁵ Minx et al 2004

¹⁶⁶ Fleischer et al 2006

¹⁶⁷ Häußler 2005

¹⁶⁸ Häußler / Albers 2005

¹⁶⁹ Häußler / Albers 2007

se deren Verhalten. Ein Verfahren, das die Vorteile beider Ansätze vereint, ist derzeit nicht bekannt.

3 Ziele der Arbeit

Die Motivation und damit die Zielsetzung dieser Arbeit kann direkt aus dem in Kapitel 2 beschriebenen Stand der Forschung sowie dem bereits in der Einleitung diskutierten Spannungsfeld in der Produktentwicklung abgeleitet werden.

Die virtuelle Produktentwicklung bietet die Chance, den aktuellen Herausforderungen wirkungsvoll zu begegnen, in dem sowohl effizientere Entwicklungsprozesse geschaffen werden als auch leistungsfähigere Produkte entwickelt werden können, die letztlich den Fortschritt in der Technik markieren. Heute existieren bereits zahlreiche rechnergestützte Werkzeuge und Methoden, die genau dies unterstützen und in der Vergangenheit schon deutliche Fortschritte zu verzeichnen hatten. Die enormen Steigerungsraten der Rechnerleistung haben mit Sicherheit auch zu dieser Entwicklung beigetragen und spielen für zukünftige Ansätze ebenso eine wichtige Rolle. Die Überwindung von „Insellösungen“ und die Orientierung an realen Problemstellungen im CAE-Bereich sind hierbei von zentraler Bedeutung.

Es wird also deutlich, dass die im Stand der Forschung beschriebene Kopplung unterschiedlicher Methoden und Werkzeuge langsam den Weg in die industrielle Anwendung findet. Gleichwohl stellen der Aufbau solcher systembasierender Modelle sowie die dafür nötigen Simulationsprozesse eine große Herausforderung dar. Dies geht soweit, dass gewachsene und etablierte Organisationsstrukturen in Unternehmen überwunden oder neu ausgerichtet werden müssen, insbesondere wenn domänenübergreifende Effekte behandelt werden.

Besonders deutlich wird dies bei der Abbildung von mechatronischen Systemen, die insbesondere durch die Fortschritte im Bereich der Elektronik und Aktorik sowie der Software stark an Bedeutung gewonnen haben. Bei der Verbesserung beziehungsweise Optimierung solcher mechatronischer Produkte gibt es viele Ansätze zur Integration des Systemverhaltens. Die Berücksichtigung von strukturmechanischen Fragestellungen steht dabei aber nicht im Mittelpunkt. Wie in Kapitel 2 beschrieben, werden die Wechselwirkungen hier in der Literatur klar aufgezeigt, doch im Zuge von Optimierungsansätzen wird lediglich auf Basis weniger einfacher geometrischer Parameter gearbeitet, die bei der Gestaltung von mechanischen Bauteilen nur wenige Impulse geben können.

Auf der anderen Seite bieten aktuelle Werkzeuge der Topologieoptimierung bedeutend bessere Möglichkeiten, den Entwicklungs- und Konstruktionsprozess zu unterstützen, wie etwa durch die Integration von Fertigungsrestriktionen. Insbesondere bei komplexen Bauteilen und Lastsituationen sind diese rechnergestützten Werkzeuge gegenüber traditionellen Konstruktionsregeln und intuitiven Vorgehensweisen überlegen. Wechselwirkungen mit dem Systemverhalten können dagegen von den kommerziell verfügbaren Werkzeugen nicht berücksichtigt werden. Die in Kapitel 2 beschriebenen Ansätze des Einbezugs von MKS-Simulationen aus den Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung haben aber klar aufgezeigt, dass diese Einbindung von Wechselwirkungen zwischen System und Bauteil in der Strukturoptimierung Vorteile bringt.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, den Grundgedanken beider Ansätze, aus der Regelung und der Strukturmechanik, aufzunehmen und somit einen Prozess zur Strukturoptimierung von Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen unter Berücksichtigung der gegenseitigen Interaktionen zu entwickeln. Damit wird ein Beitrag zur Entwicklung von mechanischen Leichtbaustrukturen beziehungsweise energieeffizienten mechatronischen Systemen geleistet.

Die Zielsetzung kann in folgende Punkte gegliedert werden:

- Entwicklung einer methodischen Unterstützung beziehungsweise Hilfestellung für die Auswahl und Zusammenstellung des Optimierungsprozesses auf Basis einer Systemanalyse mittels C&CM
- Integration unterschiedlicher Analysemethoden aus dem CAE- und CACE-Bereich (FEM, MKS, Regelung, Topologieoptimierung) zu einem durchgängigen virtuellen Optimierungsprozess zur Überwindung von „Insellösungen“
- Einbezug der Wechselwirkungen von Bauteil, System und Regelung in den Prozess der Strukturoptimierung von Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen
- Entwicklung eines Optimierungsprozesses, der nicht auf akademische Modelle beschränkt ist, sondern realitätsnahe Modelle effizient behandeln kann. Soweit dies möglich ist, bilden daher Standard Softwaretools die Basis für Erweiterungen und Ergänzungen, was eine gute Umsetzbarkeit für die industriellen Anwendung schafft
- Ausgehend von einfachen Modellen zur Demonstration soll der Übergang zu komplexen Systemen aufgezeigt werden. Der Arm des humanoiden Roboters ARMAR dient hier als komplexes Beispielsystem.

4 Der generalisierte Ansatz mittels C&CM

Eines der in Kapitel 3 benannten Ziele für diese Arbeit besteht darin, eine methodische Unterstützung beziehungsweise Hilfestellung bei der Auswahl oder dem Aufbau eines Simulationsprozesses zu entwickeln. Der Ansatz, das *Contact and Channel Model* nach ALBERS¹⁷⁰ als Basis dafür zu nutzen und entsprechend zu erweitern, wurde von ALBERS und ENKLER gemeinsam mit dem Autor der vorliegenden Arbeit entwickelt^{171, 172}.

4.1 Motivation

In den vorangegangenen Kapiteln wurde aufgezeigt, dass es mit Blick auf die Abbildung eines komplexen Systems erforderlich ist, verschiedene Simulationsmethoden und damit -werkzeuge je nach Fragestellung miteinander zu koppeln oder zu kombinieren. Besonders die Analyse domänenübergreifenden Effekte, wie es in dieser Arbeit auch der Fall ist, führt zu komplexen Simulationsprozessen. Stellvertretend sei hier die Integration von flexiblen Körpern in der MKS-Simulation genannt. Die Vorgehensweise auf Basis der Methode der Component Mode Synthesis (CMS) wurde im Kapitel 2 ausführlich erläutert.

In vielen Fällen ist also die Beschreibung mit Hilfe nur einer spezialisierten Methode nicht mehr ausreichend, so dass neue Softwareprodukte und Forschungsarbeiten in Richtung einer Integration verschiedener Analysedomänen zielen¹⁷³. Für einen effizienten Einsatz dieser Methoden innerhalb der unterschiedlichen Aktivitäten während des Produktentstehungsprozesses ist die Auswahl geeigneter Simulationsprozesse von außerordentlicher Bedeutung.

Im ersten Schritt muss ein entsprechendes Zielsystem nach ALBERS¹⁷⁴ für die Simulation festgelegt werden, d. h. die physikalischen Effekte und benötigten

¹⁷⁰ Albers / Matthiesen 2002

¹⁷¹ Albers et al 2009b

¹⁷² Albers et al 2010

¹⁷³ Cross et al 2007

¹⁷⁴ Albers / Meboldt 2007

Ergebnisse müssen definiert werden. Im zweiten Schritt müssen unter Berücksichtigung des Zielsystems beziehungsweise Produkts geeignete Simulationsmethoden und -prozesse ausgewählt werden. Dieser Auswahlprozess basiert in der Praxis auf zuvor gemachten Erfahrungen und der Intuition der involvierten Personen.

Während die Simulationsmethoden als solche schon sehr weit erforscht sind, gibt es dagegen für den Auswahlprozess noch einen großen Bedarf an methodischer Unterstützung. Darüber hinaus ist die Tatsache, dass in den meisten Fällen mehrere Personen in den Prozess involviert sind, nicht zu vernachlässigen. Daher bietet eine verbindende Sprache die Chance, den Produktentwicklungsprozess an dieser Stelle zu verbessern. Ausgehend von einer C&CM-Beschreibung des Systems kann eine solche Verbindung zwischen Zielsystem, Handlungssystem und Objektsystem erreicht werden. Abbildung 4.1 verdeutlicht diesen Gedanken am Beispiel einer Spannungsuntersuchung an einem Bauteil. Zur Ermittlung der gesuchten Werte (Objektsystem) muss dabei zunächst ein geeignetes FE-Modell (Handlungssystem) aufgebaut werden.

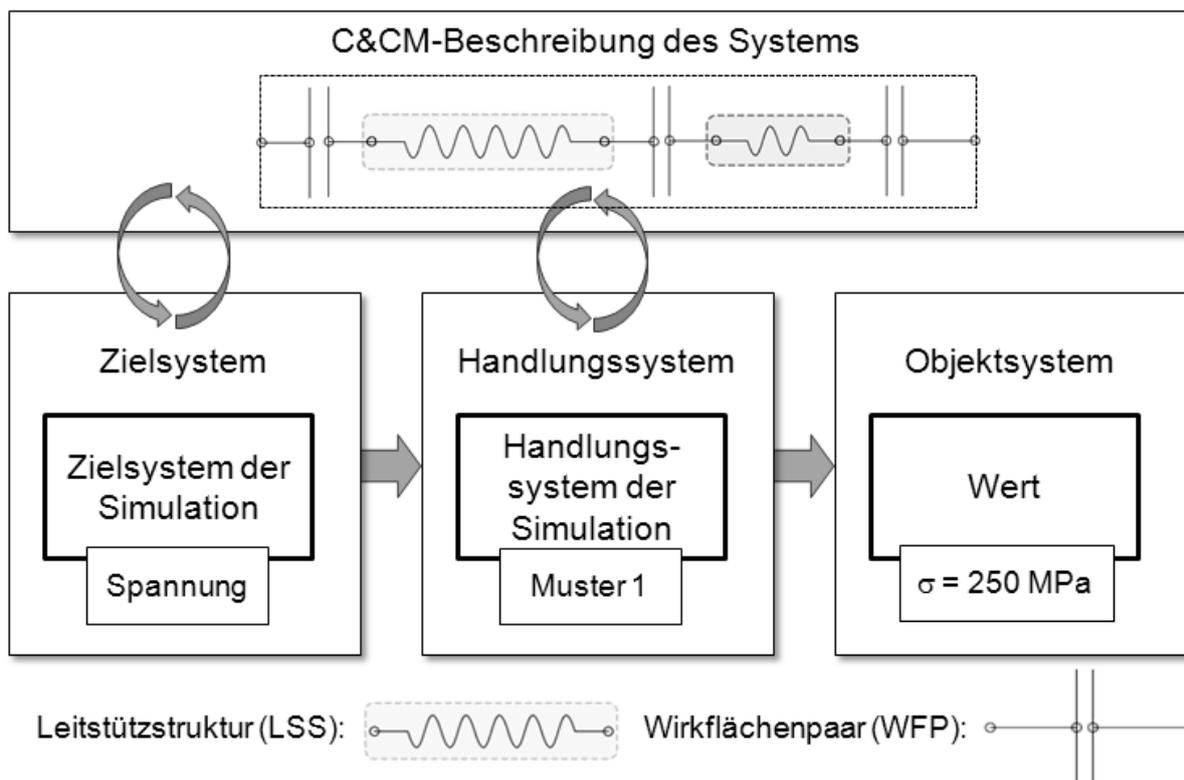


Abbildung 4.1: C&CM als verbindende Sprache zwischen dem Zielsystem der Simulation und den verfügbaren Simulationsprozessmustern

Es wird also keine Methodik angestrebt, mit der die Prozesse selbst entwickelt werden können. Stattdessen besteht das Ziel darin, auf Basis einer Systembeschreibung und einer korrespondierenden Beschreibung der Zielsetzung unter

verschiedenen Mustern eine geeignete Auswahl treffen zu können. Im Kontext der Entwicklungsmethodik wurden von ALBERS¹⁷⁵ bereits sogenannte Design-Muster eingeführt. Am Beispiel der Mikrosystemtechnik zeigt er, wie auf Basis einer Problembeschreibung aus unterschiedlichen, abstrakt formulierten Lösungsmustern ausgewählt wird. Eine C&CM Beschreibung des Systems kann hierbei als Bindeglied genutzt werden. Im Zusammenhang mit der Simulation zielt die Methodik darauf ab, den Zugriff auf Prozessmuster zu gewährleisten.

4.2 Ansatz

Das C&CM stellt die grundlegenden Prinzipien zur Analyse und Beschreibung technischer Systeme bereit. Der generalisierte Ansatz liefert einen Beitrag zur Auswahl eines Simulationsprozesses aus bestehenden Prozessmustern.

Ursprünglich wurde das C&CM von ALBERS¹⁷⁶ im Umfeld der Konstruktionsmethodik zur funktionalen Beschreibung von Systemen entwickelt¹⁷⁷. In Abbildung 4.2 stellt ALBERS die Anwendung des C&CM am Beispiel des Prozesses „Schreiben mit Kugelschreiber“ dar:

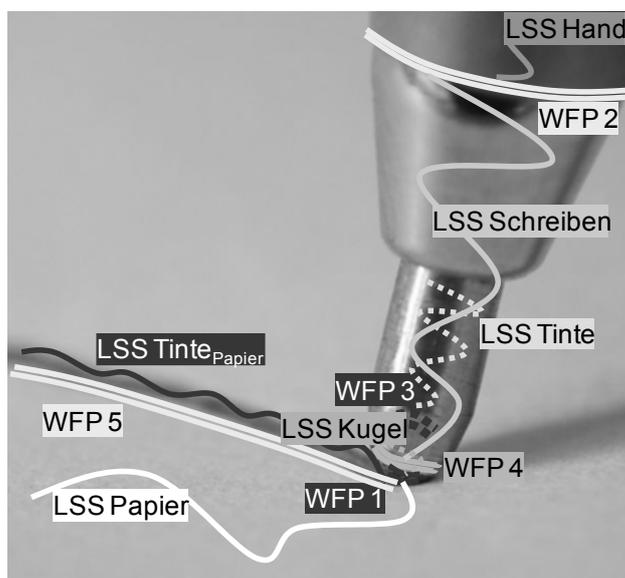


Abbildung 4.2: C&CM-Analyse des Prozesses „Schreiben mit Kugelschreiber“¹⁷⁸

¹⁷⁵ Albers et al 2009d

¹⁷⁶ Albers / Burkardt 1998

¹⁷⁷ Albers / Matthiesen 2002

¹⁷⁸ Albers et al 2007a

Durch eine entsprechende Umsetzung im CAD zeigen FELDHUSEN und LEMBURG¹⁷⁹ wie dies in einer modernen Entwicklungsumgebung eingesetzt werden kann.

Das kleinste denkbare System, das noch eine (Teil-)Funktion erfüllen kann, besteht aus zwei Wirkflächenpaaren und zwei sie verbindende Leitstützstrukturen. Nach ALBERS sind WFPs Grundvoraussetzung für jegliche Funktion in einem technischen System oder Produkt¹⁸⁰. Auch bei der Erstellung eines Simulationsmodells ist im Grunde dieser gedankliche Vorgang stets zu durchlaufen, beispielsweise um die Randbedingungen für ein FE-Modell richtig zu implementieren.

Im Allgemeinen stellt sich die Frage, welche Funktion innerhalb eines bestimmten Softwaretools abgebildet werden kann oder ob mehrere Werkzeuge erforderlich sind. Im zweiten Fall ergeben sich innerhalb des Simulationsprozesses Schnittstellen, über die ein Datenaustausch der einzelnen Werkzeuge erfolgen muss. Diese Daten, zum Beispiel mechanische Lasten, beschreiben die Wechselwirkungen in den WFPs. Damit kann ein abstraktes Wirkflächenpaar eingeführt werden, das es ermöglicht, sowohl den Simulationsprozess als auch das geometrische und physikalische Modell zu beschreiben.

Hierzu wird das bestehende Elementmodell durch eine abstraktere Definition von WFP und LSS erweitert (siehe auch Abbildung 4.3).

***Wirkflächenpaare** beschreiben damit nicht nur physikalische und funktionale Zusammenhänge, sondern auch **Schnittstellen zwischen Softwarewerkzeugen** und schaffen damit eine Verknüpfung von Gestalt und Simulation.*

*Die **Leitstützstrukturen** werden durch die **Werkzeuge als solche** ergänzt.*

Nach der Analyse des Systems mit Hilfe des C&CM bilden die WFPs den Ausgangspunkt zur Verknüpfung von Funktion und Prozess. Das Zielsystem der Simulation wird also auf Basis der Elemente WFP und LSS definiert. Dabei wird die gleiche Sprache verwendet, egal ob es sich um das System als solches oder den gewünschten Simulationsprozess handelt.

¹⁷⁹ Feldhusen / Lemburg 2007

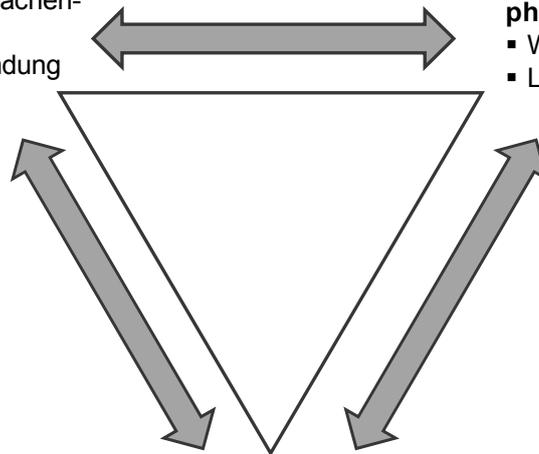
¹⁸⁰ Albers / Matthiesen 2002

funktionale Beschreibung

- WFP: beliebige Oberflächenpaare
- LSS: beliebige Verbindung zweier WF

physikalische Beschreibung

- WFP: Konnektoren
- LSS: Gleichungen

**Simulationsprozessbeschreibung**

- WFP: Softwareschnittstellen
- LSS: Softwaretools

Abbildung 4.3: Schema des generalisierten Contact and Channel Models (C&CM)

Falls die Verformung einer LSS innerhalb einer MKS-Simulation untersucht werden soll, muss demnach der Starrkörper durch einen flexiblen ersetzt werden. Diese scheinbar kleine Änderung hat für den zugrunde liegenden Simulationsprozess allerdings große Auswirkungen¹⁸¹. Weitere Aspekte können Temperaturgradienten, Dynamik, Reibung, Fluid-Struktur-Interaktionen, Regelung, Werkstoffanisotropie wie Kornstrukturen etc. sein. Darüber hinaus unterstützt das generalisierte C&CM die Modellierung aus unterschiedlichen Sichtweisen. Aus Sicht der Regelungstechnik kann zum Beispiel das Mehrkörpersystem als Eingangs-/Ausgangsmodell angesehen werden, während der Schwerpunkt auf dem Entwurf der Regelung liegt. Beim klassischen Konstrukteur verhält es sich dagegen genau umgekehrt, da für ihn die Details der Regelung nicht im Vordergrund stehen.

Der generalisierte Ansatz des C&CM unterstützt also die Erstellung eines bedarfsgerechten Simulationsprozesses, in dem die Definition der Ziele einer Simulation direkt mit dem System verknüpft wird. Diese Simulationsprozesse setzen sich dann aus unterschiedlichen Softwaremodulen und der sie verbindenden Sprache zusammen.

¹⁸¹ Craig / Bampton 1968

5 Ein neuer Prozess zur Topologieoptimierung

5.1 Anforderungen

Wie in Kapitel 4 dargestellt wurde, bildet die Definition des Zielsystems im Entwicklungsprozess - auch für Simulationsprozesse - den Ausgangspunkt. Die wesentliche Zielsetzung dieser Arbeit besteht darin, Strukturoptimierung von Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen zu betreiben beziehungsweise zu ermöglichen. Im Formalismus des C&CM geht es also darum, für ein gegebenes Ausgangsdesign bzw. Bauteilvolumen die Reststruktur zu entfernen, so dass nur noch die Tragstruktur bestehen bleibt.

Entscheidend ist hierbei, dass es sich um Bauteile handelt, die in dynamischen und geregelten Systemen zur Anwendung kommen. Hierdurch ergibt sich, etwa im Vergleich zu statisch belasteten Komponenten, eine verhältnismäßig komplexe Situation für die Eingangsgröße eines numerischen Optimierungswerkzeugs. In einem solchen System existieren Wechselwirkungen zwischen Bauteil, System und Regelung. Wie im Kapitel 2 zum Stand der Forschung beschrieben wurde, können diese Interaktionen inzwischen auch mehr und mehr in der Simulation abgebildet werden.

Die prinzipielle Möglichkeit der Abbildung dieser Effekte in einer Simulation ist als Grundvoraussetzung anzusehen. Die Anforderung an einen neuen Prozess zur Topologieoptimierung besteht folgerichtig darin, diese Wechselwirkungen (siehe Abbildung 5.1) für die Optimierung zu berücksichtigen beziehungsweise direkt in den Optimierungsprozess einfließen zu lassen.

Aus der Zielsetzung, reale und komplexe Modelle handhaben zu können, ergibt sich die Forderung, leistungsfähige Standard-Software einzusetzen. Diese muss in der jeweiligen Domäne den Stand der Technik markieren und darf nicht auf vereinfachte, rein akademische Modelle beschränkt sein. Hierdurch wird die Umsetzung in der industriellen Anwendung gefördert.

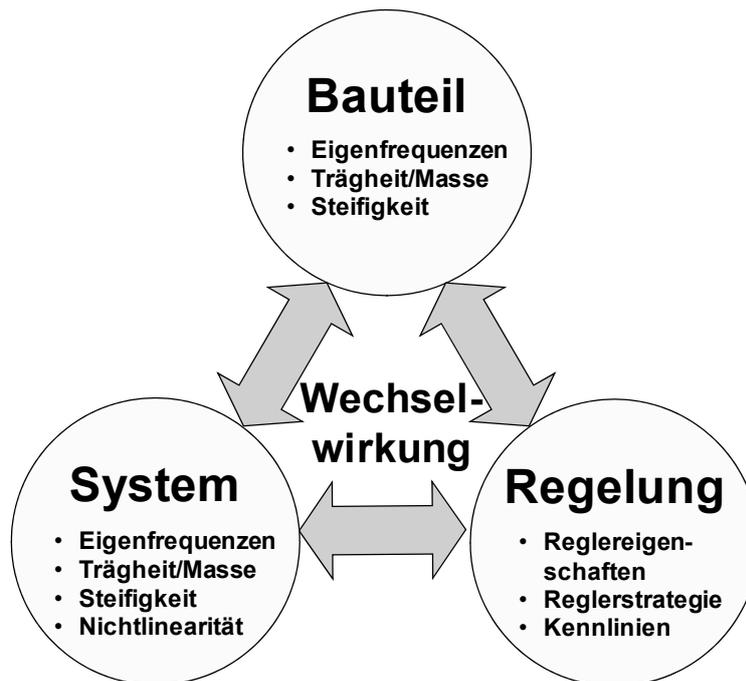


Abbildung 5.1: Wechselwirkungen in dynamischen und geregelten Systemen¹⁸²

Ein zentraler Baustein ist daher das eigentliche Optimierungsmodul. Moderne Software zur Topologieoptimierung arbeitet auf Basis eines Finiten Elemente Modelles sowie der entsprechenden Simulation. Bei der Auswahl beziehungsweise Gestaltung des Prozesses ist dies insofern zu berücksichtigen, als dass bei einer Simulation des Systemverhaltens ebenfalls diese FE-Repräsentation des untersuchten Bauteils genutzt werden muss.

Um einen effizienten Einsatz in der Produktentwicklung zu gewährleisten, ist ein durchgängiger virtueller Prozess notwendig, der die Hindernisse von Insellösungen überwindet. Dies bedeutet, dass nach der Bereitstellung der Modelle sowie der Definition der Optimierungsaufgabe kein Benutzereingriff während der eigentlichen Optimierung erfolgt, so dass der gesamte Prozess voll automatisiert ablaufen kann.

5.2 Grundidee

Ausgehend von der Anforderung, dass für die Topologieoptimierung auf Standard-Werkzeugen aufgebaut werden soll, wird zunächst diese Vorgehensweise in traditioneller Form erläutert und analysiert, bevor die eigentliche Grundidee für einen

¹⁸² Häußler 2005

neuen Ansatz zur Topologieoptimierung in dynamischen und geregelten Systemen eingeführt wird.

Analyse der traditionellen Topologieoptimierung

Die Topologieoptimierung läuft als iterativer Prozess prinzipiell nach dem Schema ab, wie es in Abbildung 5.2 dargestellt ist:

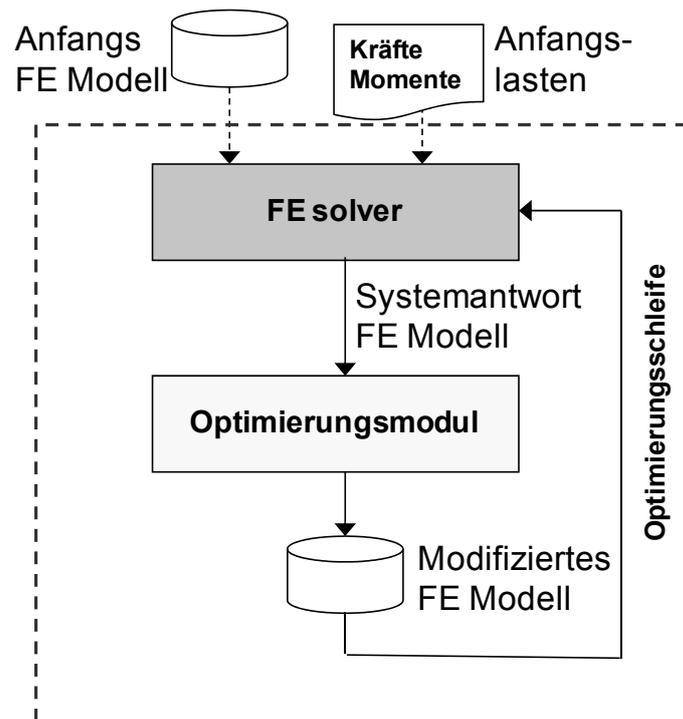


Abbildung 5.2: Schema der traditionellen Topologieoptimierung

Dabei werden zunächst für ein Anfangs- FE-Modell bestimmte Lasten definiert. Dieses Modell stellt unter anderem den Designraum dar, der für das zu untersuchende Bauteil maximal zur Verfügung steht. Darüber hinaus können weitere Randbedingungen modelliert werden. Nach einem ersten FE-Lauf nimmt das Optimierungsmodul auf Basis der Systemantwort wie beispielsweise der Verteilung der Dehnungsenergie und den Optimierungszielen beziehungsweise -randbedingungen Modifikationen am Bauteil vor. Das veränderte FE-Modell wird dann einer erneuten Simulation unterzogen. Diese Iterationsschleife wird so lange durchlaufen, bis ein zuvor definiertes Kriterium erreicht ist. Wie bereits aufgezeigt (siehe Gleichung (2.39)) bilden eine minimale und eine maximale Beanspruchungsgrenze (B_{\min} , B_{\max}) ein solches Kriterium. Die aufgebrachten Lasten bleiben dabei in jeder Iteration des Optimierungsprozesses gleich.

Problemeingrenzung

Für ein statisch belastetes Bauteil ist dies ein sinnvoller Weg, da die Lasten in der Regel unabhängig von der Gestalt des Bauteils sind. Doch in dynamischen und geregelten Systemen können die relevanten Lasten aus dem dynamischen Verhalten des Bauteils im System resultieren. Ein modifiziertes Bauteil kann folglich ein geändertes Systemverhalten bewirken, was wiederum zu einer veränderten Lastsituation führt.

Dieser Veränderung wird im traditionellen Optimierungsprozess aber nicht Rechnung getragen, was gewisse Gefahren mit sich bringt. Denn strukturoptimierte Konstruktionen zeichnen sich dadurch aus, dass, wie der Name bereits impliziert, die Struktur optimal ausgenutzt wird, das heißt Reststruktur minimiert beziehungsweise im idealen Fall gänzlich eliminiert ist. Es handelt sich also um eine Spezialisierung auf die vorgegebene Situation unter entsprechender Einhaltung von gewissen Randbedingungen. Bei einer unzureichenden Modellierung der (Last)-Situation und damit Bereitstellung mittels der Systemantwort als Eingangsgröße für den Optimierer wird das Bauteil aber genau in dieser realen Situation sehr ungünstig belastet.

An dieser Stelle sei aber ausdrücklich darauf hingewiesen, dass diese Bauteilveränderungen gewünscht sind, denn der eigentliche Sinn der Topologieoptimierung besteht ja gerade darin, die Materialverteilung zu ermitteln. Eine modifizierte Materialverteilung resultiert zum Beispiel in einer veränderten Steifigkeit oder veränderten Trägheitswerten, die wiederum das Gesamtverhalten eines dynamischen und geregelten Systems beeinflusst. Das Systemverhalten kann aber auf Grund der Wechselwirkungen ohne Kenntnis der Bauteilgestalt nicht ermittelt werden.

Abstrakt kann dies folgendermaßen formuliert werden:

Das Problem besteht darin, dass bei der Suche der Tragstruktur als Bauteilgestalt die Eingangsgrößen wiederum von der Tragstruktur selbst abhängen. Es ist demnach nicht möglich, Ursache und Wirkung zu identifizieren.

In der Logik wird hierzu oft das „*Henne-Ei-Problem*“ als Metapher bemüht. Mit Blick auf die Strukturoptimierung lässt sich die Problemstellung demnach auf zwei wesentliche Punkte fokussieren:

1. Ermittlung und Auswahl relevanter Lasten, basierend auf dem Gesamtsystemverhalten.
2. Geeignete Bereitstellung dieser relevanten Lasten im Optimierungsprozess.

Lösungsansatz

Um diesen „Teufelskreis“ von Ursache und Wirkung zu durchbrechen sind unterschiedliche Möglichkeiten denkbar. So kann beispielsweise ein Systemverhalten geschätzt oder angenähert werden. Hierfür kann, sofern vorhanden, ein Vorgängerbauteil oder -system genutzt werden, sowohl in Form von Simulationen als auch in Form von Messungen an physikalischen Modellen. Andernfalls wird in der Praxis häufig ein Startwert geraten oder intuitiv bestimmt. Problematisch ist dabei, dass es sich in diesem Fall als „Startwert“ nicht um eine skalare Größe handelt, sondern um ein gestaltetes Bauteil. Auf Grund der vielfältigen Freiheitsgrade in der Konstruktion zieht dieses „Raten des Startwertes“ einen deutlich größeren Aufwand nach sich als dies bei einfachen skalaren Parametern der Fall wäre.

Im nächsten Schritt könnte dann das Ergebnis einer ersten Optimierung wiederum dazu dienen, die Eingangsgrößen für eine zweite Optimierung zu ermitteln. Dieser Gesamtprozess würde dann so lange wiederholt werden bis die Unterschiede der Optimierungsentwürfe, wohlgermerkt als Ergebnis eines an sich schon iterativen Optimierungsprozesses, unterhalb eines bestimmten Wertes liegen.

Diese Vorgehensweise ist alles andere als effizient, sowohl was die benötigte Rechenzeit als auch den Aufwand des Entwicklers betrifft, der mit zahlreichen Modellierungs- und Auswertearbeiten beschäftigt wäre. Dennoch steckt hierin in Ansätzen schon der Versuch, die oben benannten Hauptprobleme zu lösen. Es wird schrittweise und mit sehr viel Aufwand das Gesamtsystemverhalten ermittelt und anschließend einem neuen Optimierungsprozess bereitgestellt.

Dies führt zu einem neuen Ansatz, der diese beiden Elemente in den eigentlichen Optimierungsprozess integriert:

Die Eingangsgrößen für das Optimierungsmodul müssen in jeder Iteration des Optimierungsprozesses auf Basis des veränderten Systemverhaltens ermittelt, ausgewählt und bereitgestellt werden. In diesem Zusammenhang wird von einer Aktualisierung oder Update der Lasten gesprochen.

Das Problem von Ursache und Wirkung wird damit zwar nicht aufgehoben, aber die Auswirkung einer „falschen“ Annahme wird massiv reduziert, da die Korrektur innerhalb des eigentlichen Optimierungsprozess stattfindet. Hierdurch wird eine deutliche Steigerung der Effizienz erzielt, insbesondere wenn das „*Updaten der Lasten*“ vollständig automatisiert abläuft. Da der oben beschriebene Aufwand mehrfacher vollständiger Optimierungszyklen in aller Regel in der Praxis nicht in Kauf genommen werden kann, wird das Problem einer Spezialisierung auf eine „falsche“

Situation durch den neuen Ansatz gelöst. Neben der Effizienzsteigerung bedeutet dies eine Verbesserung der Qualität der Ergebnisse.

Dieses „*Updaten der Lasten*“ wird im Optimierungsprozess umgesetzt, in dem in jeder Iteration der Topologieoptimierung das Systemverhalten unter Einbezug des modifizierten Bauteils neu simuliert wird. Aus diesem Systemverhalten heraus werden die Lasten und in einem weiteren Schritt die Eingangsgrößen für den Optimierer jeweils neu ermittelt. Das Schema der erweiterten, systembasierenden Topologieoptimierung stellt sich wie folgt dar:

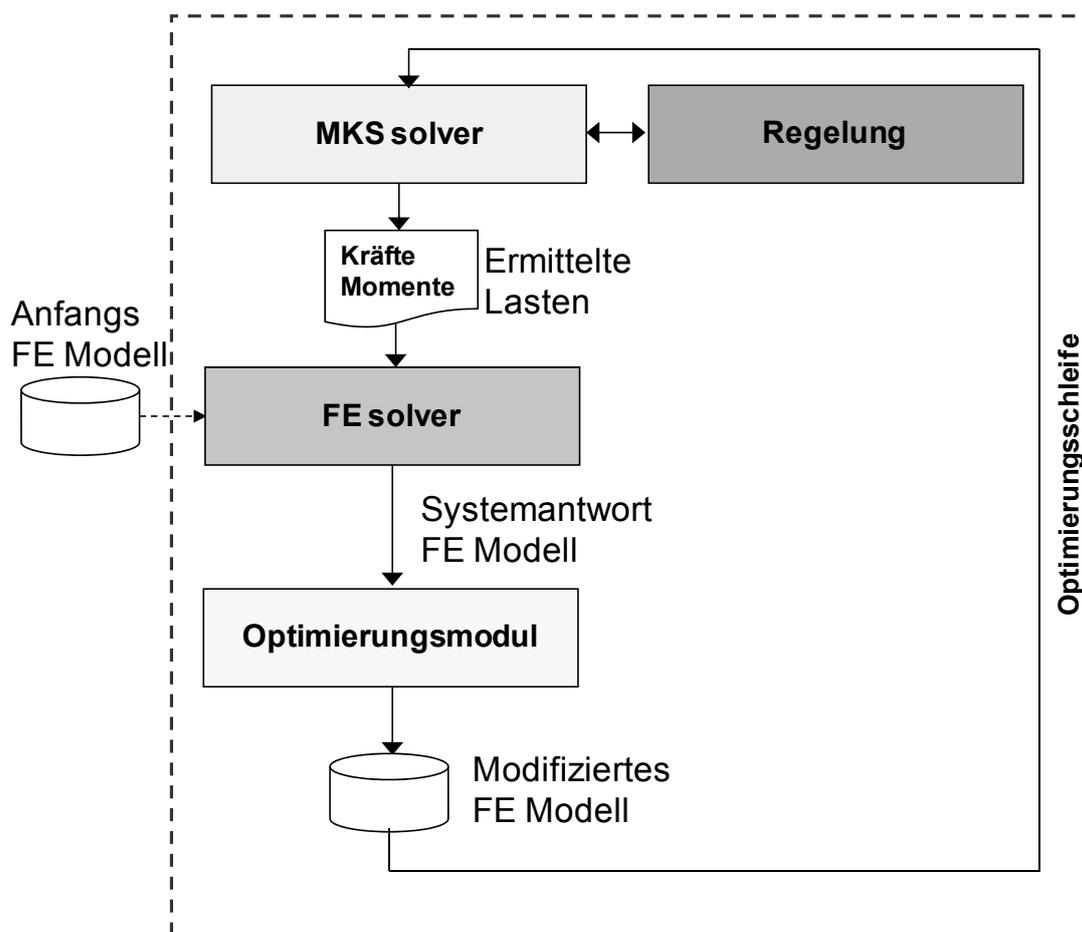


Abbildung 5.3: Schema der erweiterten, systembasierenden Topologieoptimierung

Durch diese Erweiterung zu einer Art gekoppelten Optimierung werden unterschiedliche „Funktionsblöcke“ integriert.

Der Grundgedanke von solchen Lastupdates innerhalb eines Prozesses der Strukturoptimierung wurde in dieser Art bereits von ALBERS¹⁸³, MÜLLER¹⁸⁴ und HÄUßLER¹⁸⁵ herangezogen. Er wird zudem auch in anderem Zusammenhang verwendet. LEE ET AL¹⁸⁶ greifen auf Ersatzlasten zurück, um aufwändige nichtlineare Kontaktsimulationen als Basis für Gradientenverfahren innerhalb der Optimierung zu vermeiden.

5.3 Gesamtkonzept

Die schematisch aufgezeigte Erweiterung des Optimierungsprozesses wird nun in einem durchgängigen Gesamtkonzept mit Hilfe verschiedener Softwaretools beziehungsweise Erweiterungen und Ergänzungen umgesetzt.

5.3.1 Aufbau des Simulationsprozesses mit Hilfe des generalisierten C&CM

Eine Simulationsumgebung beziehungsweise ein gesamter Prozess, der die oben beschriebene Grundidee der systembasierenden Topologieoptimierung nutzbar macht, muss dabei unterschiedlichen Anforderungen und Randbedingungen gerecht werden. Eine grundsätzliche Beschreibung dieser Anforderungen an einen solchen neuen Prozess und damit an die Simulation wurde eingangs des Kapitels bereits durchgeführt. Als Hilfestellung oder Leitlinie für die Umsetzung beziehungsweise Gestaltung dieses Prozesses wird nun der in Kapitel 4 eingeführte *generalisierte Ansatz des Contact and Channel Model (C&CM)*¹⁸⁷ nach ALBERS, ENKLER und OTTNAD genutzt.

Systembeschreibung auf Basis von C&CM

Hierbei findet eine Verknüpfung der Systembeschreibung sowie des Zielsystems für die Simulation statt. Ohne die allgemeine Anwendbarkeit oder Bedeutung einzuschränken soll dies hier zur besseren Anschaulichkeit an einem einfachen Beispiel erfolgen. Es handelt sich dabei um ein möglichst einfaches dynamisches und geregeltes System, in dem ein Bauteil einer Topologieoptimierung unterzogen

¹⁸³ Albers et al 2005

¹⁸⁴ Müller 2005

¹⁸⁵ Häußler 2005

¹⁸⁶ Lee et al 2008

¹⁸⁷ Albers et al 2010

werden soll. Zentraler Bestandteil ist ein mechanisches Strukturbauteil, das dynamisch bewegt wird und in Folge dieser Bewegung eine gewisse Belastung erfährt. Die Bewegung wird dabei mittels eines Sensor- Aktorsystems geregelt. Das System weist einen aktiven Freiheitsgrad auf und kann als stark vereinfachter Roboterarm angesehen werden, der eine vorgegebene Last auf einer Kreisbahn um einen gewissen Winkel bewegt. Eine schematische Beschreibung des mechanischen Systems inklusive des Antriebsmoments eines Elektromotors sowie einer entsprechenden Positionssensorik ist in Abbildung 5.4 dargestellt:

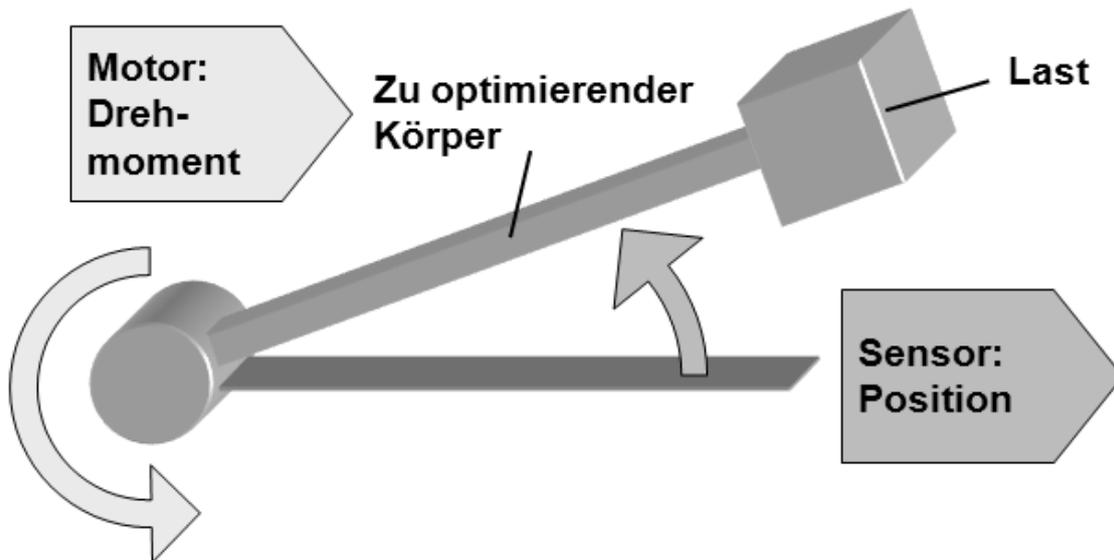


Abbildung 5.4: Mechatronisches Beispielsystem mit einem Freiheitsgrad

Ein erster Schritt bei der Anwendung des generalisierten C&CMs ist die Beschreibung des Systems auf Basis von Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen. Entscheidend ist dabei, ein Grundprinzip im C&CM zu beachten, in dem die richtige Auflösung gewählt wird¹⁸⁸. Bei einer ersten Betrachtung können drei Wirkflächenpaare identifiziert werden, zwischen Motor und Arm (WFP1), zwischen Arm und Last (WFP2) sowie die Sensorschnittstelle (WFP3). Abbildung 5.5 verdeutlicht diesen Zusammenhang:

¹⁸⁸ Albers / Matthiesen 2002

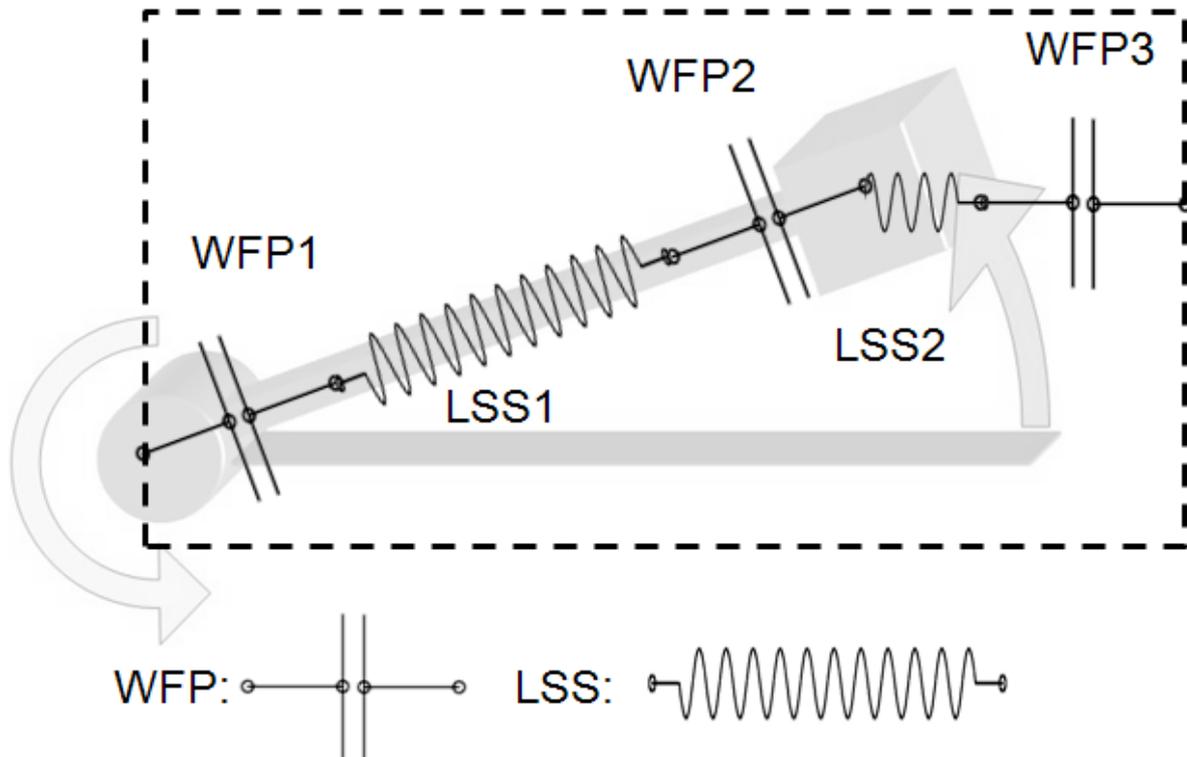


Abbildung 5.5: Wirkflächen und Leitstützstrukturen im einfachen Armmodell

Durch eine Ausweitung des Blickfeldes auf das Gesamtsystem entstehen durch Einbezug der Regelung neue Informationskanäle und zusätzliche Schnittstellen, die in der Sprache des C&CM nichts anderes sind als Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen. Dies führt dann zu einer abstrakten Beschreibung des Systems. Der eingesetzte PID-Regler oder der Elektromotor sind dabei nicht näher beschrieben, da der Fokus hierbei auf der Gestaltung der mechanischen Strukturen gelegt ist. Abbildung 5.6 stellt das System dar, wobei das in Abbildung 5.5 beschriebene Teilsystem zur besseren Übersicht gekennzeichnet ist:

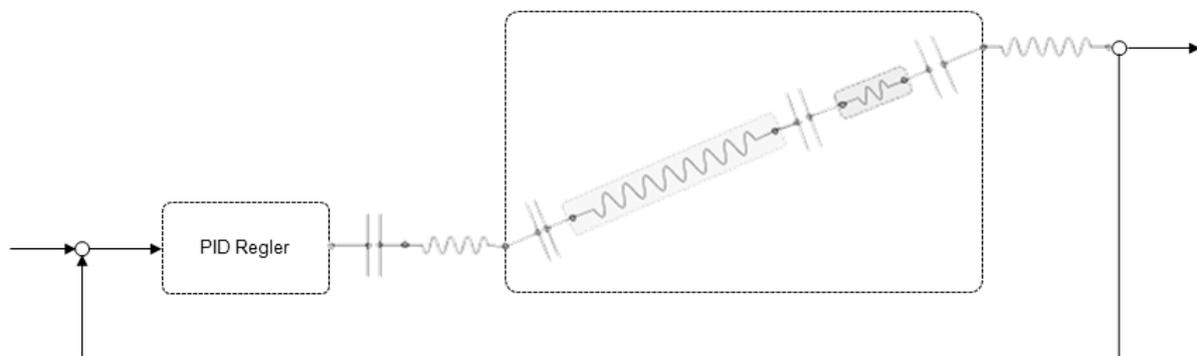


Abbildung 5.6: C&CM Darstellung des geregelten Gesamtsystems

Zielsystem der Simulation

Unter Nutzung dieser Systembeschreibung kann im Folgenden das Zielsystem der Simulation definiert werden, was die Auswahl entsprechender Handlungssysteme der Simulation erleichtert. Die zentrale Zielsetzung besteht darin, die Tragstruktur eines mechanisch belasteten Bauteils innerhalb eines dynamischen und geregelten Systems mit Hilfe einer Topologieoptimierung zu gestalten, wobei den Wechselwirkungen zwischen System und Bauteil Rechnung zu tragen ist.

Die Tragstruktur als Summe der Leitstützstrukturen des vereinfachten Roboterarms (LSS1 aus Abbildung 5.5) soll also mittels einer Topologieoptimierung gestaltet werden. Wie in Kapitel 5.1 ausgeführt soll dabei möglichst auf etablierte und leistungsfähige Softwaretools zurückgegriffen werden, um prinzipiell realitätsnahe und komplexe Systeme und Bauteile behandeln zu können. Für den Simulationsaufbau bedeutet dies, dass die zu optimierende Leitstützstruktur, in diesem Beispiel die LSS1, durch ein FE-Modell repräsentiert werden muss. In Abbildung 5.7 ist dieser Zusammenhang zwischen Zielsystem der Simulation und eingesetzter Softwareumsetzung anhand des generalisierten C&CM Ansatzes schematisch dargestellt:

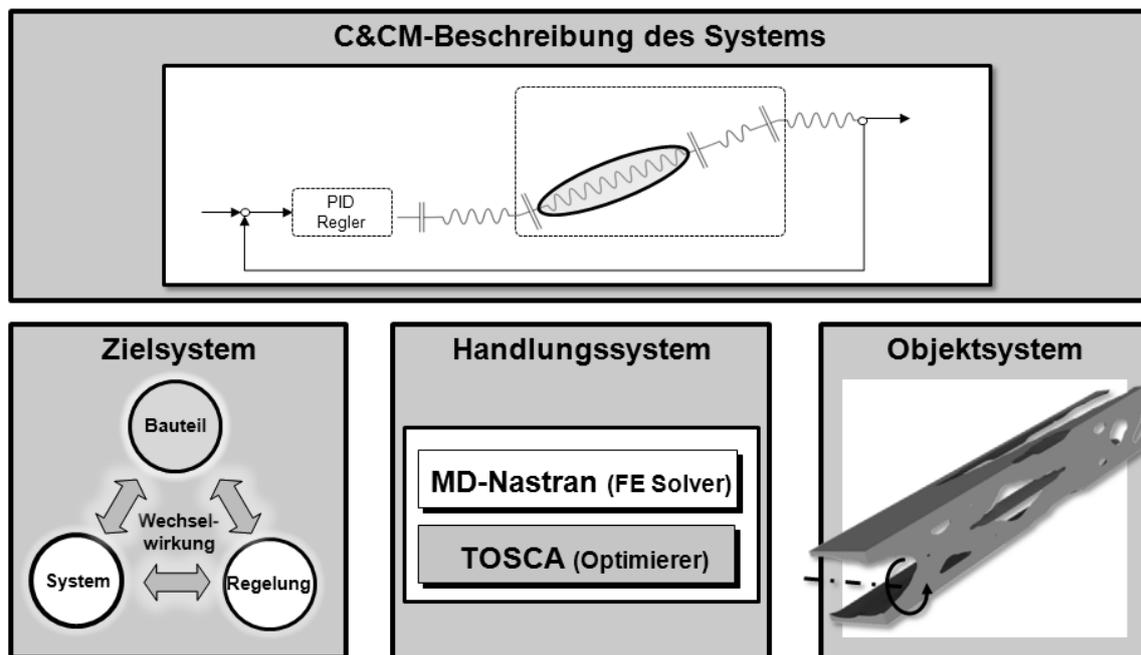


Abbildung 5.7: Der generalisierte C&CM Ansatz - FE-Repräsentation der zu optimierenden LSS zur Nutzung der Topologieoptimierung

Aus der Forderung, die Wechselwirkungen zwischen Bauteil, System und Regelung in die Optimierung einfließen zu lassen, ergeben sich zwangsläufig neue Wirkflächenpaare (WFP1 und 2 aus Abbildung 5.5). Die Verbindung zwischen flexiblem Körper auf Basis einer FE-Repräsentation und dem umgebenden

Mehrkörpersystem ist, wie in Kapitel 2.3 ausführlich erläutert wurde, keineswegs trivial. Auf Grund des verwendeten *Component Mode Synthesis* (CMS) Ansatzes von CRAIG und BAMPTON¹⁸⁹, der eine Kombination von Eigenvektoren und statischen Korrektur-Moden darstellt, müssen bereits bei der vorbereitenden Modellierung der elastischen Körper die Wirkflächen zum umgebenden System definiert werden. In diesem Zusammenhang wird auch von sogenannten *Interface-Knoten* gesprochen.

An dieser Stelle wird deutlich, dass die Wirkflächenpaare im betrachteten System mit den Schnittstellen im Simulationsprozess einhergehen können. Genau dies ist auch der Kern des generalisierten C&CM Ansatzes, denn die Betrachtung der Wirkflächenpaare liefert in vielen Fällen auch wichtige Aufschlüsse über den Simulation- beziehungsweise Modellaufbau. Es stellt sich dabei stets die Frage, ob ein Wirkflächenpaar „innerhalb“ eines Softwaretools abgebildet werden kann.

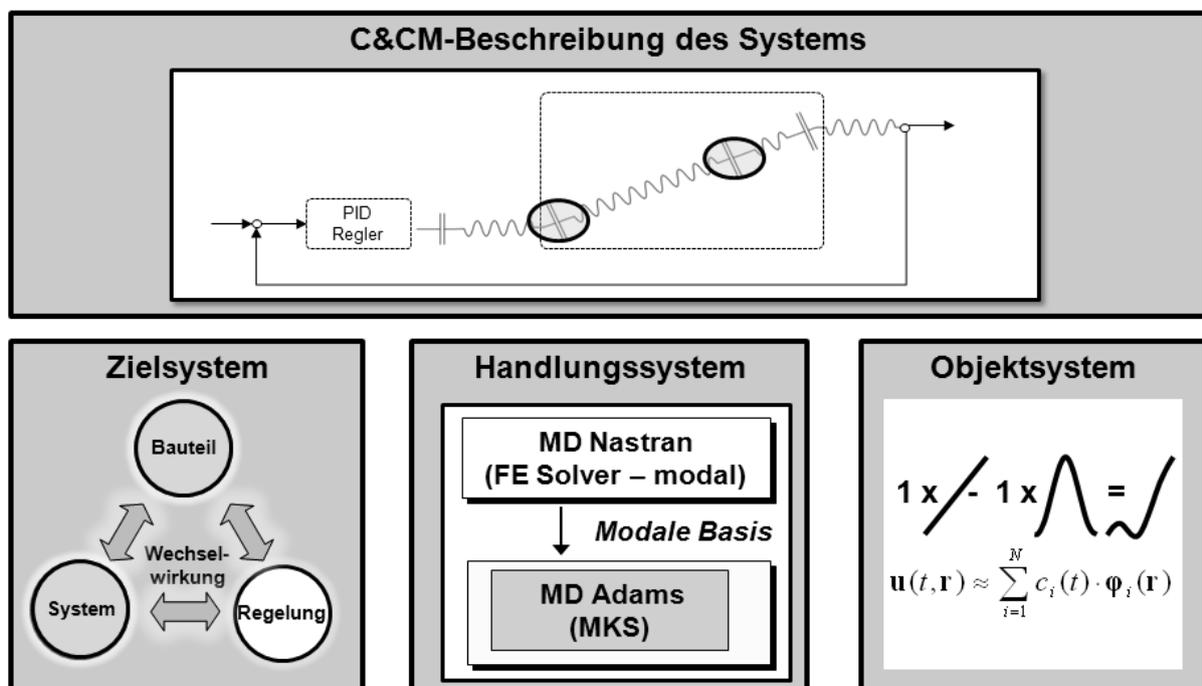


Abbildung 5.8: Der generalisierte C&CM Ansatz - WFP im System und im Prozess zur Integration von elastischen Körpern in der MKS

Der Übergang vom dynamischen, elastischen zum dynamischen, elastischen und geregelten System erfordert im nächsten Schritt die Anbindung der Regelung. Über das WFP3 in Abbildung 5.5 wird z.B. die Lageinformation der Last, in der Robotik auch als *Tool Center Point* (TCP) bekannt, übertragen. Diese Sensorinformation bildet im System also eine wichtige Schnittstelle zur Regelung. Entsprechend muss

¹⁸⁹ Craig / Bampton 1968

beim Simulationsaufbau entschieden werden, ob dieses Wirkflächenpaar und vor allem die angeschlossene Regelung innerhalb einer MKS-Umgebung abgebildet werden kann.

In Kapitel 2.4 wurden die unterschiedlichen Konzepte zur Verknüpfung von Mehrkörpersimulationen und Regelung bereits ausführlich diskutiert und werden an dieser Stelle nun wieder aufgegriffen. Eine Integration von MKS-Modellen im Regelungsmodell erlaubt es nicht, eine mechanische Struktur auf Basis einer FE-Repräsentation darzustellen, um somit beispielsweise eine Aussage über auftretende Dehnungsenergien während einer Bewegung machen zu können. Da aber diese Abbildung der Leitstützstruktur (im Beispiel LSS1) mittels einer FE-Repräsentation zur Topologieoptimierung erforderlich ist, scheidet diese Möglichkeit aus. Die Einbindung von Regelungsmodellen im MKS-Modell ist prinzipiell möglich. Diese Art der Integration hat einen gewissen Black-Box Charakter, da die Regelungsmodelle zuvor in einer anderen Umgebung vorbereitet und als kompilierter Regelungscode eingebunden werden. Im Grunde ist dieses Verfahren mit der Einbindung der flexiblen Körper vergleichbar, allerdings besteht dann kein Einblick mehr in die Regelungsstruktur oder gar eine Änderungsmöglichkeit der Parameter. Gravierender ist dagegen, dass die Umwandlung komplexer Regelungsmodelle aus der industriellen Anwendung derzeit noch nicht stabil ohne Benutzereingriff möglich ist¹⁹⁰. Da dies der Zielsetzung für den neuen Prozess zur Topologieoptimierung nicht entspricht, scheidet diese Variante aus, so dass noch die Möglichkeit der Co-Simulation bleibt. Abbildung 5.9 stellt wieder auf Basis der C&CM Systembeschreibung den Zusammenhang zwischen Ziel- und Handlungssystem der Simulation dar.

Auch hier fallen die Wirkflächenpaare im System mit denen im Simulationsprozess zusammen, so dass diese im Folgenden betrachtet werden. Die diskrete Informationsübertragung der Sensordaten im Rahmen einer Co-Simulation von der MKS-Umgebung zum Regelungsmodell bringt für den Simulationsprozess keine besonderen Effekte mit sich. Im realen System geschieht diese Kommunikation zum Beispiel mittels CAN-Bus, wobei die Übertragungszyklen mit den Kommunikationsintervallen der Co-Simulation vergleichbar sind. Das Wirkflächenpaar zur Übertragung des Antriebsmoments muss dagegen für den Simulationsaufbau näher betrachtet werden. Eine Übertragung von Bewegungsgrößen basierend auf Lageinformationen von der Regelung zum MKS führt durch die zeitdiskrete Arbeitsweise der Solver und der Kommunikation zu unendlich großen Beschleunigungen und somit (nach dem zweiten Newton'sche Axiom $F = m \cdot a$) zu unendlich großen Kräften. Werden

¹⁹⁰ Mack 2009

dagegen statt dieser Zwangsbewegung (z. B. Aktorhub) Zwangskräfte (z. B. Aktorkraft) kommuniziert, so treten diese Probleme nicht auf.

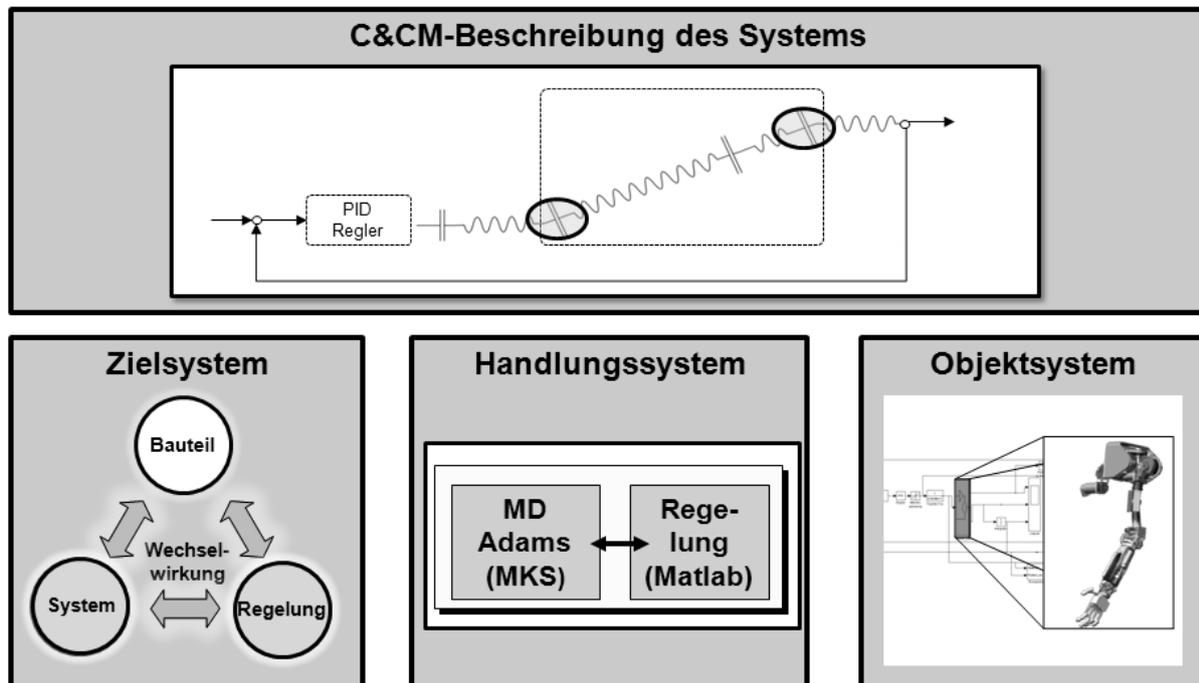


Abbildung 5.9: Der generalisierte C&M Ansatz - WFP im System und im Prozess zur Co-Simulation von Regelung und hybridem MKS

Da die detaillierte Gestaltung der Regelung nicht Gegenstand dieser Arbeit ist, werden die in der Regelungsstruktur enthaltenen Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen nicht näher betrachtet. Die Simulation kann also mit Hilfe einer Co-Simulation zwischen Regelung und einem hybriden, das heißt elastischen Mehrkörpersystem aufgebaut werden.

5.3.2 Erweiterung des reglerbasierten OC-Verfahren

Durch die geeignete Auswahl der einzelnen Simulationsbausteine ist es also möglich, das Gesamtsystemverhalten entsprechend dem Zielsystem, wie etwa die Anwendbarkeit auf komplexe reale Modelle, abzubilden. Im nächsten Schritt kann der Kernpunkt des neuen Ansatzes umgesetzt werden, in dem die Eingangsgrößen für das Optimierungsmodul in jeder Iteration der Topologieoptimierung auf Basis des veränderten Systemverhaltens neu ermittelt werden. Hierzu ist es notwendig, das reglerbasierte OC-Verfahren zu modifizieren beziehungsweise zu erweitern. Der Regelkreis der Optimierung wird durch die Einführung eines weiteren Moduls oder Funktionsblocks ergänzt. In Anlehnung an die Begrifflichkeiten der Regelungstechnik kann hierbei auch von einer zusätzlichen „Übertragungsfunktion“ gesprochen

werden. In Abbildung 5.10 wird diese Ergänzung des reglerbasierten Verfahrens (siehe Abbildung 2.17) in Verbindung mit Optimalitätskriterien dargestellt:

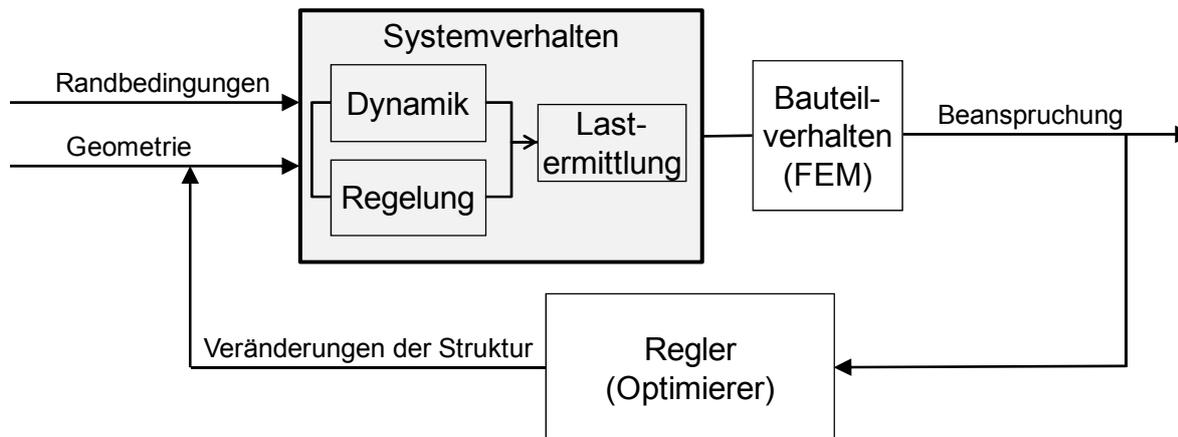


Abbildung 5.10: Modifikation des reglerbasierten OC-Verfahren

Für das Optimierungsverfahren bedeutet dies, dass die Systemantwort nicht alleine beziehungsweise unmittelbar durch die Modifikationen des Optimierungsalgorithmus an den entsprechenden Designvariablen hervorgerufen wird. Stattdessen gibt es einen Eingriff von „extern“, der in diesem Falle durch die Wechselwirkungen zwischen Bauteil und geregelter und dynamisches System bedingt ist. Das Konvergenzverhalten wird hierdurch grundsätzlich beeinflusst, was jedoch bei den Beispielen im Rahmen dieser Arbeit nicht problematisch war. Ein Nachweis der Konvergenz im mathematischen Sinne existiert dabei nicht, doch für die Anwendbarkeit der Methode in der realen Produktentwicklung ist dies nicht von großer Bedeutung solange in der empirischen Erprobung keine Probleme entstehen. Wie bereits in Kapitel 2.6 diskutiert, stehen hierbei Verbesserungen gegenüber herkömmlichen Verfahren im Vordergrund, während etwa der Nachweis, das globale Optimum aufzufinden kaum eine Rolle spielt. Gleichwohl gibt es für die Zukunft hier noch Forschungsbedarf.

Dass diese OC-Verfahren sehr leistungsfähig und robust sind haben schon HÄUßLER¹⁹¹ oder MÜLLER¹⁹² gezeigt, die in vergleichbarer Weise den Regelkreis des OC-Verfahren modifiziert haben.

¹⁹¹ Häußler 2005

¹⁹² Müller 2005

PUCHNER¹⁹³ nutzte diese Optimierungsalgorithmen der Topologieoptimierung zur Verteilung von Schweißpunkten beziehungsweise zur Ermittlung von Schweißpunkt-mustern bezüglich der Optimierung von Steifigkeit und Lebensdauer.

5.3.3 Lastfallermittlung und Lastenexport

Aus der Integration der Systemsimulation in den Regelkreis des Optimierungsprozesses ergibt sich die Notwendigkeit, eine automatisierte Art und Weise der Lastfallermittlung beziehungsweise Bereitstellung für den weiteren Prozess zu entwickeln. Während bei einer traditionellen Vorgehensweise stets ein Benutzer für dies Schritte verantwortlich ist, muss dies für den neuen Optimierungsprozess ohne Benutzereingriff und voll automatisiert geschehen.

Problemstellung

In bisherigen Ansätzen der systembasierenden Strukturoptimierung^{194, 195, 196, 197} waren Aspekte der Regelung nicht enthalten. Durch das Aufbringen von Zwangsbe-wegungen in der Mehrkörpersimulation ändert sich die Charakteristik auch bei modifizierten Bauteilen im dynamischen System nur in einem solchen Maß, dass eine Auswahl der relevanten Lastfälle auf Basis von zuvor festgelegten Zeitpunkten möglich war. Die bezieht sich auf die Topologieoptimierung, während die Formoptimierung durch den Aspekt der Lebensdauer die komplette Last/Zeitgeschichte nutzt. Das eigentliche Verfahren zum Lastexport wurde durch entsprechende Eingriffe in der MKS-Simulation automatisiert¹⁹⁸, um einen effizienten Optimierungsprozess zu gewährleisten. Die Auswahl geeigneter Zeitpunkte in der Simulation war Aufgabe des Benutzers, ohne dass hier nähere Kriterien, Verfahren oder Algorithmen zum Einsatz kamen.

In diesem neuen Prozess zur Topologieoptimierung soll jedoch der Einfluss der Regelung auf die Systemdynamik berücksichtigt werden. Bei einer veränderten Regelstrecke, hervorgerufen durch die Bauteilmodifikationen durch den Optimierer, ist ein verändertes Systemverhalten zu erwarten. Eine Auswahl der Lastfälle anhand von a priori bestimmten Zeitpunkten während der Simulation ist dann nicht mehr

¹⁹³ Puchner et al 2007

¹⁹⁴ Häußler et al 2001

¹⁹⁵ Emmrich et al 2002

¹⁹⁶ Minx et al 2004

¹⁹⁷ Albers et al 2005

¹⁹⁸ Müller 2005

zweckmäßig, da sich die Last/Zeitreihen in einem geregelten dynamischen System von Iteration zu Iteration ändern. Abbildung 5.11 zeigt schematisch die Auswirkungen einer rein zeitlich orientierten Vorgehensweise, die dazu führen kann, dass in späteren Iterationen der Topologieoptimierung nicht mehr die relevanten Lastfälle für die Optimierung herangezogen werden. Der Parameter U wird dabei als Maß für die Beanspruchung des zu optimierenden Bauteils über die Simulationsdauer t angenommen:

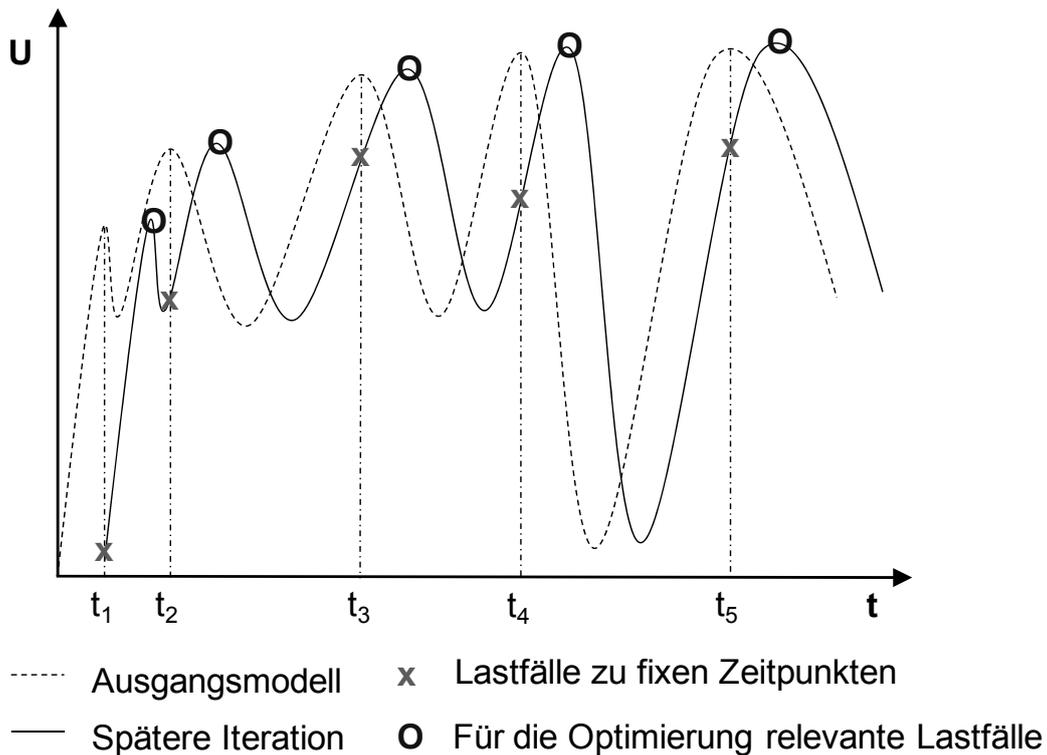


Abbildung 5.11: Zeitlich verschobenes Belastungsprofil sowie die schematische Darstellung der Auswirkungen eines rein zeitlich orientierten Auswahlverfahrens

Durch diesen Effekt wird also ein automatisches Verfahren zur Lastfallermittlung erforderlich.

Auswahlverfahren auf Basis der Dehnungsenergie

Ziel ist es nun, automatisiert auf Basis der in der MKS-Simulation ermittelten Belastungen, Lastfälle für den weiteren Prozess der Topologieoptimierung zu bestimmen. Eine einfache Lösung stellt das *Data Element (FEMdata)* von MD ADAMS dar. Dieses exportiert die Lastfälle zu den Zeitpunkten, zu denen die Komponenten der äußeren Kräfte und Momente in den Interfaceknoten des flexiblen Körpers maximal und minimal werden. Bei einem flexiblen Körper mit zwei

Interfaceknoten ergeben sich dabei 24 Lastfälle. Darunter befinden sich jedoch etliche Lastfälle, die nicht für die Topologieoptimierung relevant sind, was die Rechenzeit der anschließenden FE-Simulation unnötig erhöht. Des Weiteren werden nur die Belastungen zu den Zeitpunkten der Maxima der einzelnen Komponenten und nicht die maximalen Belastungen selektiert. Bei komplexen Lastfällen aus der Überlagerung einzelner Belastungen fallen die Maxima der einzelnen Belastungen im Allgemeinen nicht zwingend mit dem Maximum der Überlagerung zusammen. Auf Grund dieser Unzulänglichkeiten wird deutlich, dass an dieser Stelle die Zielsetzung möglichst standardisierte Werkzeuge einzusetzen nicht weiter umgesetzt werden kann und stattdessen ein neuer Weg zur automatischen Lastfallermittlung entwickelt werden muss. Dieser neue Ansatz wird im Folgenden vorgestellt.

Das in dieser Arbeit eingesetzte Werkzeug zur Topologieoptimierung TOSCA Structure zieht zur Maximierung der Steifigkeit die Summe der Dehnungsenergien der Finiten Elemente heran¹⁹⁹. Es liegt deshalb nahe, die Dehnungsenergie als Indikator für die Relevanz für die Optimierung zu verwenden. Auf Basis der in der MKS Simulation aufgezeichneten Dehnungsenergien des flexiblen Körpers über den Simulationszeitpunkten können somit in jeder Iteration die für die Optimierung relevanten Belastungen ausgewählt werden. Hierzu wird in MD ADAMS auf das vordefinierte *Measure Strain Energy* zurückgegriffen. Dieses berechnet aus den modalen Koordinaten \mathbf{q} und der modalen Steifigkeitsmatrix $\hat{\mathbf{K}}$ die Dehnungsenergie (Strain Energy) U des flexiblen Körpers zu jedem Simulationszeitpunkt:

$$U = \mathbf{q}^T \cdot \hat{\mathbf{K}} \cdot \mathbf{q} \quad (5.1)$$

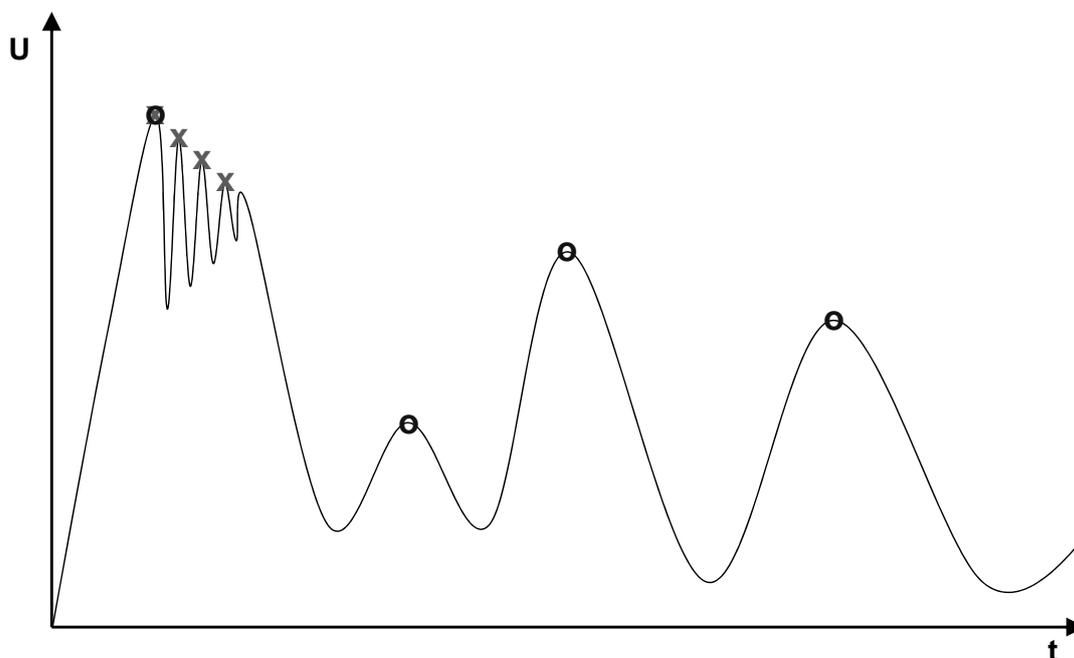
Zur Ermittlung der Belastungsfälle werden zu jedem Simulationszeitpunkt die Kräfte und Momente in den Interfaceknoten des flexiblen Körpers aufgezeichnet. Im Anschluss an die Simulation können die Dehnungsenergie/-Zeitreihe und Last-/Zeitreihe exportiert werden. Auf Basis dieser Datensätze kann dann im nächsten Schritt ein Lastkollektiv ausgewählt werden, das für die FE-Analyse der eigentlichen Topologieoptimierung genutzt wird.

Algorithmus und Umsetzung

In einem ersten Schritt werden für den zeitlichen Verlauf der Dehnungsenergie die lokalen Maxima inklusive möglicher Randmaxima ermittelt und deren Zeitpunkt gespeichert. Im folgenden Schritt werden nun die größten lokalen Maxima mit

¹⁹⁹ Auf Basis von Sensitivitäten stehen inzwischen in Tosca auch Alternativen zur Verfügung.

paarweise hinreichend großem zeitlichem Abstand ausgewählt. Hierbei kann die Anzahl der auszuwählenden Maxima und der minimal zulässige zeitliche Abstand zwischen zwei ausgewählten Maxima durch den Benutzer vorgegeben werden. Die Anzahl der auszuwählenden Lastfälle beeinflusst dabei direkt die Rechenzeit der sich anschließenden FE-Rechnung zur Optimierung. Bei komplexen Bewegungen muss aber sichergestellt werden, dass alle Arten der Belastung berücksichtigt werden, obwohl hierfür nur der skalare Wert der Dehnungsenergie zur Verfügung steht. Es ist daher notwendig, vor Beginn einer Optimierung, den Verlauf der Dehnungsenergie einmalig bei der Einstellung von Auswahlparametern zu berücksichtigen. Damit nämlich alle relevanten Lastfälle erreicht werden, ist der minimal zulässige Abstand zwischen zwei auszuwählenden Lastfällen ein solcher Parameter. Die Folge ist, dass aus zeitlich nahe beieinander liegenden Maxima nur das größte ausgewählt wird. Das Auftreten solcher Situationen für den Verlauf der Dehnungsenergie ist häufig durch Schwingungen bedingt. Abbildung 5.12 zeigt diesen Effekt schematisch auf:



Auswahl der vier größten lokalen Maxima ohne x und mit o paarweise hinreichend großem Abstand

Abbildung 5.12: Auswahlkriterium: „minimal zulässiger Abstand“

Unter der Annahme, dass diese durch Schwingungen hervorgerufenen Fälle in ihrer Auswirkung auf die Struktur sich kaum unterscheiden, kann an dieser Stelle auf eine Dopplung dieser Lastfälle verzichtet werden. Ein positiver Nebeneffekt ist, dass lokale Maxima, die durch numerisches Rauschen bedingt sind, sich auf den Gesamtprozess der gekoppelten Topologieoptimierung weniger auswirken.

Im Weiteren wird kurz auf die spezifischen Anforderungen der in dieser Arbeit eingesetzten Softwaretools^{200,201} eingegangen. Zunächst müssen die zu den ausgewählten Dehnungsenergien gehörenden Lastfälle extrahiert und für das Inputdeck von MD Nastran geeignet aufbereitet werden. Während die ausgewählten Zeitpunkte nach dem ersten Auswahlschritt nach der Größe der Dehnungsenergie geordnet vorliegen, erwartet MD Nastran in der Eingabedatei jedoch eine aufsteigende Reihenfolge der vergebenen Nummern bei den Lastfällen (*Subcases*). Bei der Sortierung müssen die zusammen gehörenden Elemente *Subcase* und *Load* koordiniert werden. Dabei kommen die folgenden MD Nastran²⁰¹ Einträge zum Einsatz, wobei die entsprechende Notation beachtet werden muss: Translatorische Beschleunigung (GRAV), Winkelgeschwindigkeit (RFORCE), Winkelbeschleunigung (RFORCE), Kraft (Force) und Moment (Moment). Da Nulleinträge hier nicht vorgesehen sind, werden diese abgefangen. In Abbildung 5.13 wird der Ablauf des Algorithmus zum besseren Verständnis grafisch dargestellt.

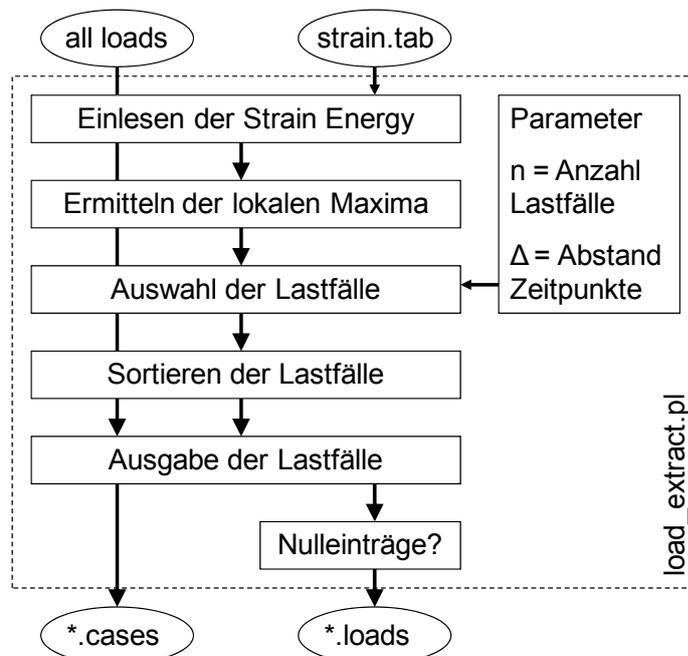


Abbildung 5.13: Ablauf und Implementierung des Skripts „load_extract.pl“

Als Eingangsgrößen dienen die beiden Dateien, die die Lastfälle („all loads“) und die Dehnungsenergie (strain.tab) über die Zeit enthalten. Ausgegeben werden am Ende ebenfalls zwei Dateien, *.cases und *.loads, die dann in der Eingabedatei für die FE-Simulation eingebunden werden können. Die Implementierung ist in Perl

²⁰⁰ MSC Software 2003

²⁰¹ MSC Software 2004

vorgenommen und als Modul „load_extract.pl“ bezeichnet. Auf diesem Weg ist die Möglichkeit zur Integration im Gesamtprozess genauso gegeben wie eine separate Nutzung.

Lastenexport und Inertia Relief

In den bisherigen Ausführungen wurde die Ermittlung der Lastzeitpunkte sowie die entsprechende Aufbereitung diskutiert, während der eigentliche Lastenexport als vorgegeben angesehen wurde. Bei der statischen Analyse mit der Finiten Elemente Methode zur Ermittlung der Eingangsgrößen für das eigentliche Optimierungsmodul (siehe auch Abbildung 5.10) muss also eine Art Momentaufnahme der dynamischen Lastzeitreihen abgebildet werden. Hierbei dürfen keine Starrkörperbewegungen auftreten, da sonst die Steifigkeitsmatrix des Modells singulär wird. Folglich kann die konventionelle statische Finite Elemente Analyse nicht auf statisch unbestimmte Strukturen angewandt werden. Um derartige Problemstellungen handhaben zu können, gibt es eine Methode namens *Inertia Relief*. Mittels Inertia Relief wird die Trägheit der Struktur genutzt, um den angreifenden Lasten entgegenwirken zu können. Es wird die Annahme getroffen, dass sich die Struktur im statischen Gleichgewicht befindet, obwohl sie statisch nicht bestimmt ist und somit eine Starrkörperbewegung durchführen könnte. In MD Nastran gibt es sowohl eine manuelle als auch eine automatische Version des Inertia Relief. In der gekoppelten Topologieoptimierung wird das automatische Inertia Relief eingesetzt, zum besseren Verständnis soll hier aber zunächst die manuelle Variante erläutert werden.

Bei der manuellen Inertia Relief Methode sind mit einem SUPORT Eintrag in der *Bulk Data File (bdf)* bis zu sechs unabhängige Freiheitsgrade und ein Referenzknoten zu definieren, womit die möglichen freien Bewegungen zu beschreiben sind. Werden diese SUPORT Freiheitsgrade festgehalten, ist keine Starrkörperbewegung mehr möglich. Zu Beginn der Berechnung werden die Trägheitskräfte ermittelt, die aus Starrkörperbeschleunigungen in Richtung der Freiheitsgrade resultieren. Anschließend wird die Resultierende der aufgebrachten Belastungen in die gleichen Richtungen ermittelt. Um die aufgebrachten Belastungen mit Trägheitskräften ausgleichen zu können, werden Beschleunigungen in die Struktur in passende Richtungen eingepägt. Die Struktur befindet sich nun im Zustand des statischen Gleichgewichts, die Resultierende aller angewendeten Lasten ist der Nullvektor. Da das Problem statisch unbestimmt ist, sind Starrkörperverschiebungen immer noch möglich. Im nächsten Schritt werden deshalb die SUPORT Freiheitsgrade bei einer Verschiebung von null im Referenzknoten festgehalten und eine Relativbewegung der anderen Knoten ermöglicht. Die auf diese Weise ermittelte Lösung repräsentiert die Deformation der Struktur, die ein Beobachter im System der SUPORT Freiheitsgrade, dem Referenzsystem, sieht.

Beim automatischen Inertia Relief wird der SUPORT Eintrag nicht benötigt, stattdessen wird das Referenzsystem automatisch ausgewählt. Die mit dem Referenzsystem verbundenen Zwangsbedingungen werden auf alle Massenpunkte des FE-Modells verteilt.

Bei der manuellen Lagerung wird die freie Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{aa} durch das Entfernen des Referenzsatzes \mathbf{u}_r aus dem Gesamtsatz \mathbf{u}_a der Freiheitsgrade beschränkt und der Referenzsatz der Freiheitsgrade zu null gesetzt.

$$\mathbf{K}_{aa} \mathbf{u}_a = \mathbf{P}_a \quad (5.2)$$

$$\mathbf{u}_r = \mathbf{0} \quad (5.3)$$

In der automatischen Inertia Relief Methode ist der Referenzsatz nicht mehr Teilmenge des Gesamtsatzes an Freiheitsgraden. Die Zwangsbedingungsgleichung (5.3) wird durch eine verallgemeinerte Zwangsbedingungsgleichung ersetzt.

$$[\mathbf{M}_{aa} \mathbf{D}_{a6}]^T \mathbf{u}_a = \mathbf{u}_r = \mathbf{0} \quad (5.4)$$

Der Vektor \mathbf{u}_r stellt einen Satz aus generalisierten Koordinaten dar, welche die durchschnittliche Bewegung in den Freiheitsgraden \mathbf{u}_a repräsentieren, gewichtet mit der Massenmatrix \mathbf{M}_{aa} , während \mathbf{D}_{a6} die Formfunktionen repräsentiert. Die durchschnittliche Bewegung aller Knoten in den Freiheitsgraden \mathbf{u}_a ist null. Trotzdem können sich die Verschiebungen relativ zum Referenzsystem mit den kleinsten Quadraten frei bewegen. Die Zwangskräfte, die durch die verteilten Zwangsbedingungen verursacht werden, sind dabei im Allgemeinen nahe null.

Die Eignung dieser Vorgehensweise für Aufgaben der Strukturoptimierung untersuchte auch MÜLLER²⁰² und führte zusätzlich weiche Federelemente zur numerischen Stabilisierung ein, welche er an verschiedenen Beispielen verifizierte.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Methode des Inertia Relief in der gekoppelten Topologieoptimierung dazu genutzt wird, aus den vorliegenden äußeren Belastungen auf die Trägheitsbelastungen der einzelnen Elemente durch die Bewegung zurückzuschließen. Für die Elemente werden dabei diejenigen Trägheitsbelastungen angenommen die gemeinsam mit den äußeren Belastungen eine verschwindende Resultierende erzeugen.

²⁰² Müller 2005

Relevanz des Trägheitsexports aus MD ADAMS

Beim Export der Belastungen auf den flexiblen Körper aus MD ADAMS besteht die Möglichkeit, die Trägheitslasten auf die einzelnen Elemente implizit zu berücksichtigen. Hierzu werden die translatorischen Beschleunigung, die Winkelgeschwindigkeit und die Winkelbeschleunigung des Ursprungs des lokalen Koordinatensystems des flexiblen Körpers angegeben. MD Nastran ist mit diesen Informationen in der Lage, für jedes Element die Trägheitskräfte und -momente zu ermitteln. Da dies mit einer erhöhten Anzahl an Rechenoperationen einhergeht und für eine simultane Topologieoptimierung mehrerer Körper nicht möglich ist²⁰³, soll im Folgenden untersucht werden, welchen Einfluss eine Nichtberücksichtigung der Informationen über die Trägheitskräfte und -momente auf das Ergebnis hat. Die Untersuchungen werden am Beispiel eines rotierenden Balkens durchgeführt, wobei die Position des Drehpunkts vom Schwerpunkt bis an die Stirnfläche variiert wird. Zunächst wird der in der Ebene um seinen Schwerpunkt rotierende Balken (Abbildung 5.14 links) zu einem Zeitpunkt mit stationärer Winkelgeschwindigkeit betrachtet.



Abbildung 5.14: Rotierender Balken mit Variation des Drehpunktes

Nach dem Abklingen von Verformungen, die durch die Winkelbeschleunigung induziert wurden, wirkt auf die Elemente des Körpers nur noch die jeweilige Zentrifugalbeschleunigung. Bei vergleichenden Simulationen, mit und ohne Trägheitsexport, lässt sich die Wirkung der Zentrifugalkräfte nicht erkennen. Dieser Sachverhalt erklärt sich dadurch, dass die radialen Trägheitskräfte auf Grund der Symmetrie im Gleichgewicht stehen und somit nicht über die Kräfte und Momente im Interfaceknoten in Verbindung mit Inertia Relief rekonstruiert werden können. Dies kann am Beispiel (siehe Abbildung 5.15) eines um den Mittelpunkt rotierenden Balkens mit zwei Massenpunkten veranschaulicht werden.

²⁰³ Dahnz 2006

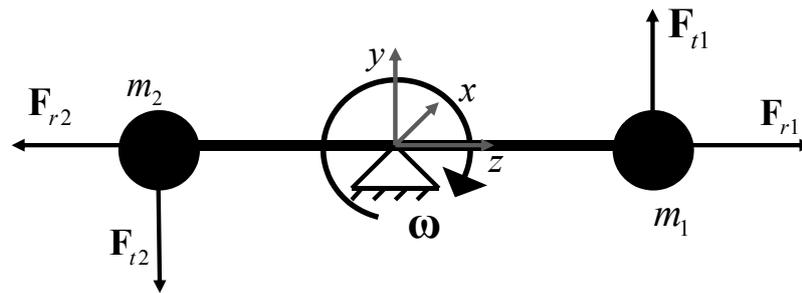


Abbildung 5.15: Rotation einer Hantel um den Schwerpunkt

Aus Gleichung (5.5) wird ersichtlich, dass die Trägheitskräfte der beiden Punktmassen genau in die entgegengesetzte Richtung zeigen.

$$\mathbf{F}_i = m_i [\boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) + \boldsymbol{\alpha} \times \mathbf{r}] = (\pm 1)^i m_i [r \boldsymbol{\omega}^2 \mathbf{e}_z + r \boldsymbol{\alpha} \mathbf{e}_y] \quad (5.5)$$

Bei zwei gleich großen Massen kommt es deshalb zum Ausgleich der radialen Komponente, wohingegen die tangentialen Komponenten sich zu einem Moment um die x-Achse zusammenfassen lassen. Daher sieht das Lager im Ursprung keine Lagerkräfte, folglich werden auch keine exportiert. Die Hantel befindet sich in radialer Richtung bereits im dynamischen Gleichgewicht, deshalb werden mittels Inertia Relief keine Trägheitsterme erzeugt, um selbiges herzustellen.

Da in der Regel aus Anfahr- oder Abbremsvorgängen weitaus größere Belastungen resultieren, werden derartige Fälle im Folgenden näher betrachtet. Für die Vergleiche werden jeweils die maximalen Spannungen einander gegenübergestellt, die zu den Zeitpunkten vorliegen, an denen die Kräfte und Momente an den Interfaceknoten maximal werden. Als Bewegung wird eine Geschwindigkeit von 90 °/s mit Anfahren und Abbremsen über die Sprungfunktion in MD ADAMS (*Step-Function*) in 0,1 s gewählt. Zunächst gehe die Drehachse durch den Schwerpunkt des Balkens (siehe Abbildung 5.14 links). Zwischen den beiden Varianten, mit und ohne Trägheitsexport ist sowohl für die Verformung als auch für die Spannungsverteilung kein Unterschied erkennbar, wie in Abbildung 5.16 dargestellt ist.

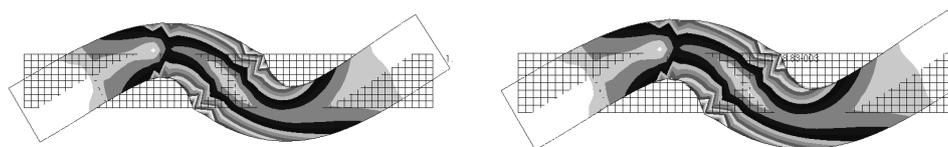


Abbildung 5.16: Lastfall maximaler Spannung bei Drehung um den Schwerpunkt links mit, rechts ohne Trägheitsexport

Einzig bei untergeordneten Lastfällen treten größere Unterschiede auf. Als Beispiel kann der Zeitpunkt der minimalen Kraft in y-Richtung gewählt werden. Wie in Abbildung 5.17 ersichtlich, stimmen die Verteilung der Spannungen und Dehnungen der beiden Varianten keineswegs überein. Außerdem ist die maximale Spannung ohne Trägheitskräfte um 92,8 % geringer als diejenige für den Fall mit Trägheitskräften. Der Grund für diese Abweichung ist, wie für den Fall stationärer Winkelgeschwindigkeit bereits erwähnt, das Nichtberücksichtigen der radialen Trägheitskräfte. In der Optimierung fällt diese Abweichung allerdings nicht ins Gewicht, da diese Differenz nur 0,781 % des maximalen Spannungswertes des zuerst betrachteten Lastfalles, des maximalen Moments um die x-Achse, beträgt.

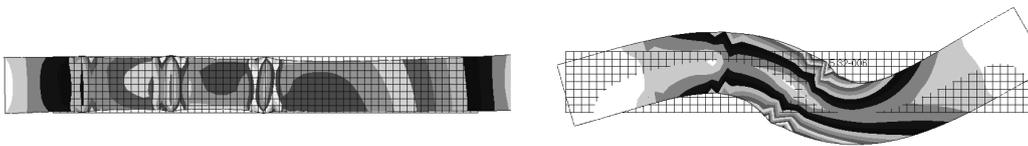


Abbildung 5.17: Lastfall zum Zeitpunkt minimaler Kraft in y-Richtung links mit, rechts ohne Trägheitsexport

Je weiter die Drehachse von der Mitte (Offset = 0) parallel in Richtung Stirnfläche (Offset = 1) verschoben wird, nehmen die Differenzen der untergeordneten Lastfälle ab. Diese Aussage stützt sich auf folgende Werte:

Tabelle 5-1: Unterschiede in den Spannungen mit und ohne Trägheitsexport

Offset der Drehachse zur Mitte	0	1/3	2/3	1
Maximale relative Differenz	92,80 %	10,60 %	12,80 %	0,32 %
Verhältnis der Differenz zum Maximum	0,78 %	0,31 %	0,11 %	0,01 %

Erreicht die Drehachse schließlich die Stirnfläche, sind die Unterschiede marginal. Bei der Betrachtung etwas komplexerer Bewegungen, wie etwa einem 2-DOF Roboterarmmodell mit zwei elastischen Körpern, verbunden über ein Scharniergelenk, lässt sich kein Unterschied in den Versionen mit und ohne Trägheitsexport aus MD Adams erkennen.

Abschließend lässt sich feststellen, dass bei Winkelgeschwindigkeiten wie sie in etwa in der Robotik zu erwarten sind, die radialen Trägheitskräfte bei stationärem Betrieb gegenüber den durch Anfahr- und Abbremsvorgängen erzeugten Trägheitskräften und -momenten vernachlässigt werden können. Da sich diese aus den Kräften und Momenten in den Interfaceknoten rekonstruieren lassen, kann mit ausreichender

Genauigkeit auf den Export der Trägheitskräfte und -momente aus MD Adams verzichtet werden.

Diese Aussagen können jedoch nicht ohne weitere Prüfung auf hochdynamische, zum Beispiel schnell rotierende Systeme mit Momentanpol der Bewegung innerhalb des zu analysierenden Körpers übertragen werden.

5.3.4 Umsetzung des neuen Gesamtprozesses

Zur Umsetzung des neuen Gesamtprozesses wird entsprechend der Zielsetzung dieser Arbeit so weit als möglich auf Standardsoftware zurückgegriffen. Den Kern bildet dabei das Optimierungswerkzeug TOSCA Structure der Firma *FE-DESIGN*, welche ausgehend von den Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung²⁰⁴ als Spin-off Unternehmen gegründet wurde. Auf Grund der engen Kooperation ist der notwendige Zugriff auf die Softwarestruktur gegeben, so dass die entsprechenden Modifikationen für den erweiterten Prozess durchgeführt werden konnten.

Als MKS-Werkzeug wird *MD Adams* von *MSC Software* genutzt. Diese Software kann von „außen“ angesteuert und in unterschiedlichen Modi (z.B. Batch-Mode) betrieben werden. Zur Integration von flexiblen Körpern wird das Modul *ADAMS/Flex* genutzt, das auf der *Component Mode Synthesis* (CMS) beruht. Die dazu notwendigen FE-Rechnungen werden mit *MD Nastran* durchgeführt.

Gleichzeitig stellt das MKS Programm das Bindeglied zur Regelung dar. Dies wird mittels einer Co-Simulation mit *Matlab/Simulink* von *The MathWorks* realisiert.

Die eigentliche FE-Simulation, die die Eingangsgröße für das Optimierungsmodul liefert, wird ebenfalls mit *MD Nastran* durchgeführt.

Damit sind alle Bausteine gegeben, mit der die Systemsimulation in Verbindung mit der Optimierung durchgeführt werden kann. Prinzipiell können für unterschiedliche Aufgaben innerhalb des gesamten Prozesses auch alternative Softwareprodukte zum Einsatz kommen, sofern die gestellten Anforderungen erfüllt werden. Ein Vorteil der Verwendung von mehreren Produkten eines Unternehmens wie in diesem Fall von *MSC Software* liegt darin, dass zum Beispiel der Aufwand beim Export von Lastfällen nicht durch eine unterschiedliche Syntax zusätzlich ansteigt. Auch wird die besondere Modellierung zur Generierung der elastischen Körper durch das

²⁰⁴ damals noch Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau - mkl

entsprechenden *Pre- und Post-processing* beispielsweise mit MD Patran von MSC Software unterstützt.

In jeder Iteration der Topologieoptimierung wird also eine Simulation des dynamischen und geregelten Mehrkörpersystems mit elastischen Körpern durchgeführt. Hierzu wird auf Basis des vom Optimierer modifizierten Bauteils mittels einer Modalanalyse eine neue modale Basis (*modal neutral file* - *.mnf) geschaffen, um das elastische Verhalten im dynamischen und geregelten System abzubilden. Mit Hilfe der daraus gewonnenen Last-/Zeitreihen können dann die Ersatzlastfälle mit dem neu entwickelten Modul „load_extract.pl“ gewonnen werden, welche schließlich für die eigentliche FE-Rechnung verwendet werden. In Abbildung 5.18 ist der gesamte Prozess dargestellt, wobei die neuen Elemente grau hinterlegt sind:

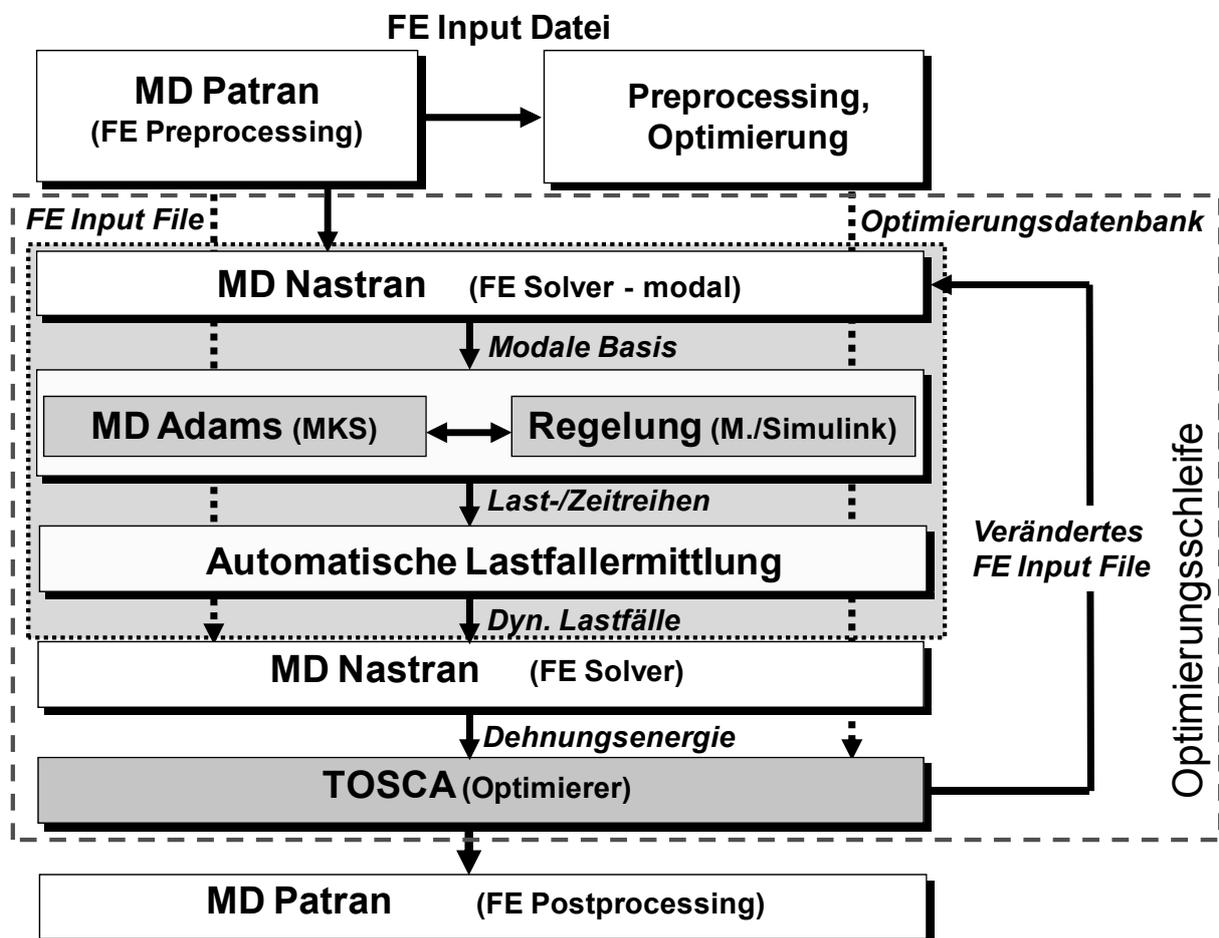


Abbildung 5.18: Umsetzung des neuen Prozesses zur Topologieoptimierung

Entscheidend ist dabei, dass für beide FE-Analysen das gleiche FE-Modell als Grundlage dient. Durch einen Austausch der spezifischen Elemente der Modalanalyse (*solution 103* in MD Nastran) beziehungsweise der statischen Rechnung (*solution 101* in MD Nastran) innerhalb der Eingabedatei kann dieser wichtige Punkt gewährleistet werden. Alle hierfür notwendigen Abläufe sind voll automatisiert und

können nach entsprechender Vorbereitung ohne Benutzereingriff ablaufen. Dies ist mit Blick auf einen effizienten Gesamtprozess von zentraler Bedeutung.

Die Vorbereitungen für die eigentliche Optimierung können genau gleich erfolgen wie bei einer traditionellen Topologieoptimierung. Das Parameter-File in Tosca muss nicht modifiziert werden, so dass alle Funktionalitäten zur Verfügung stehen. Wie bereits in Kapitel 2 diskutiert wurde sind gerade diese Funktionalitäten wie etwa die Berücksichtigung von komplexen Fertigungsrandbedingungen für den Einsatz in der Praxis äußerst wichtig.

5.4 Einordnung in das integrierte Produktentstehungs-Modell

Zur Einordnung der neuen systembasierenden Topologieoptimierung in den Prozess der Produktentwicklung wird das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) herangezogen, das bereits in Kapitel 2 vorgestellt wurde. Der neue Prozess zur Strukturoptimierung integriert dabei verschiedene Aktivitäten. Dies sind die Makroaktivitäten Prinzipmodellierung, die Gestaltmodellierung sowie die Validierung, in diesem Fall nicht experimentell, sondern mittels Simulation (siehe Abbildung 5.19).

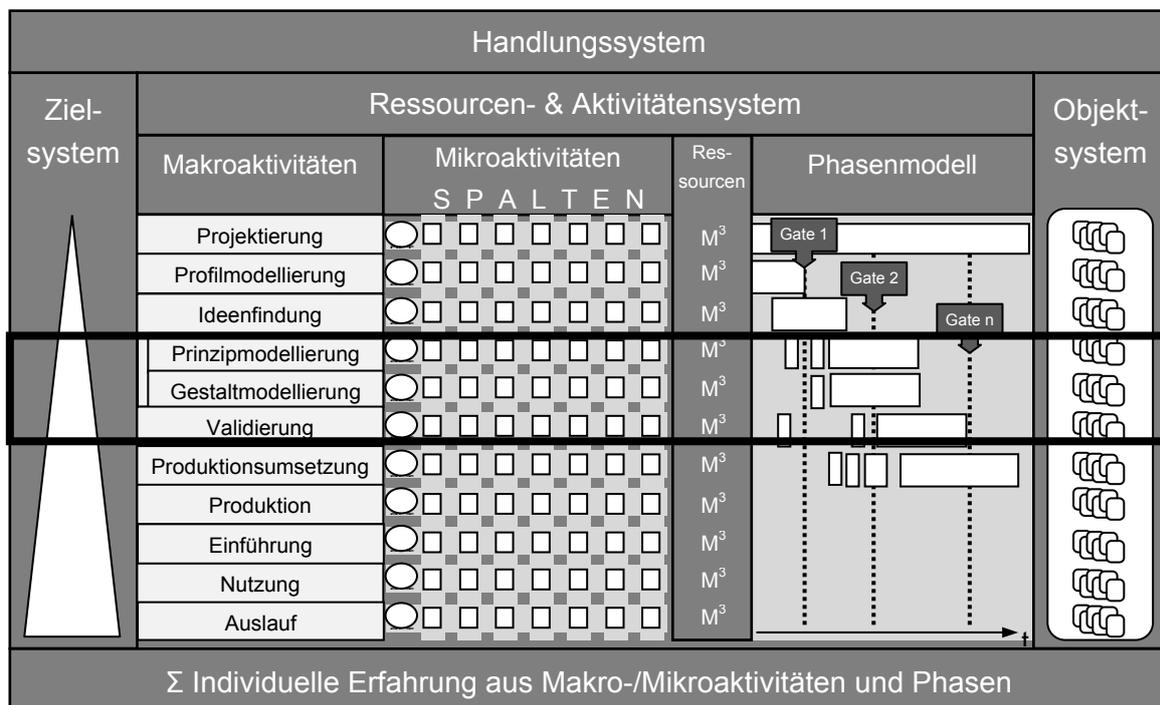


Abbildung 5.19: Integrierte Aktivitäten im neuen Optimierungsprozess

Ausgangspunkt für die Ermittlung eines Designvorschlags zur Gestaltung eines dynamisch belasteten Bauteils ist die Abbildung des Systems sowie die Modellierung des zur Verfügung stehenden Bauraumes. Bei dieser Prinzipmodellierung sind beispielsweise mögliche Kollisionen mit anderen Bauteilen zu prüfen. Auf der Ebene

der Mikroaktivitäten sind also eine Situationsanalyse (SA), eine Problemeingrenzung (PE) und die Ableitung von Alternativen Lösungen (AL) sowie deren Auswahl (LA) notwendig²⁰⁵. Je nach Komplexität des Systems kann dies auch ein Team zur Problemlösung (PLT) mit entsprechenden Kompetenzen erfordern.

Das Ergebnis einer Topologieoptimierung stellt einen Designvorschlag dar und trägt somit zur Gestaltmodellierung bei. Bei einem traditionellen Prozess würde im Anschluss der ermittelte Designvorschlag im Kontext des Systems validiert werden. Durch die Integration des Systemverhaltens in den gesamten Prozess der Topologieoptimierung werden diese Schritte in jeder Iteration der Optimierung durchlaufen. Da dies in einer automatisierten Art und Weise vollzogen wird, ist der Ressourceneinsatz im Vergleich zu einer Vorgehensweise „von Hand“ deutlich geringer. Der einmalige Aufwand im Vorfeld ist dagegen erhöht, was aber weniger ins Gewicht fällt, sobald verschiedene Alternativen erzeugt werden sollen.

Der umgesetzte Prozess läuft in vielen kleinen Schritten entsprechend den Mikroaktivitäten ab, was im Folgenden am Beispiel der Lastfallermittlung (siehe auch 5.3.3) kurz erläutert wird:

So ist für diese Art der Gestaltmodellierung die Analyse des Systemverhaltens eine Voraussetzung, welche die Basis für die Definition beziehungsweise die Ableitung von entsprechenden Last/Zeitreihen ist. Diese Lastzeitreihen sind wiederum Gegenstand einer Situationsanalyse, da aus Effizienzgründen nur eine beschränkte Anzahl an Lastfällen für die eigentliche FE-Analyse zur Optimierung verwendet werden kann. Der Verlauf der Dehnungsenergie über den betrachteten Zeitraum hinweg wird dabei als Kriterium für die Bestimmung der relevanten Zeitpunkte genutzt. Die Problemeingrenzung beinhaltet demnach die Ermittlung der lokalen Maxima im zeitlichen Verlauf der Dehnungsenergie. Bei der Lösungsauswahl werden Zeitpunkte mit hinreichend großem zeitlichem Abstand ausgewählt, um für die Optimierung die unterschiedlichen Lastfallcharakteristika berücksichtigen zu können. Eine alternative Lösungsauswahl kann über modifizierte Parameter für die Anzahl und den Mindestabstand von Lastzeitpunkten durch den Benutzer im Vorfeld gesteuert werden. Schließlich werden die korrespondierenden Ersatzlastfälle exportiert und im entsprechenden Datenformat dem anschließenden FE-Lauf bereitgestellt.

²⁰⁵ Albers et al 2003

6 Untersuchungen zur Validierung

In diesem Kapitel werden der neue sowie der traditionelle Prozess zur Topologieoptimierung von Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen verglichen. Als Leitbeispiel dient dabei der humanoide Roboter ARMAR III²⁰⁶ (siehe Abbildung 6.1), der im Rahmen des Sonderforschungsbereichs (SFB) 588, unter anderem durch den Autor, entwickelt und aufgebaut wurde.



Abbildung 6.1: Oberkörper des humanoiden Roboters ARMAR III des SFB 588

Zunächst wird an einem sehr stark vereinfachten System mit lediglich einem geregelten Freiheitsgrad demonstriert, wie sich der neue Ansatz auswirkt. In der Folge wird aufgezeigt, wie der neue Prozess die Wechselwirkungen im System bei

²⁰⁶ Albers et al 2006

einer gesteigerten Modellkomplexität berücksichtigen kann. Schließlich wird die Methode für ein reales und komplexes System angewendet und die Nutzung und Einbindung während der Entwicklung und Konstruktion demonstriert.

Der Arm des humanoiden Roboters ARMAR III verfügt über sieben aktive Freiheitsgrade (degree of freedom - DOF) und orientiert sich damit an einer menschlichen Gestalt. Dadurch soll er in der Lage sein, Tätigkeiten in menschlicher Umgebung, zum Beispiel im Haushalt auszuüben. Zur Bereitstellung geeigneter Antriebsmomente werden Elektromotoren in Kombination mit unterschiedlichen Elementen wie etwa Zahnriemen, Seilzügen und Harmonic Drive- oder Schneckengetrieben eingesetzt. Zur Erfassung von Position, Geschwindigkeit sowie Drehmoment und äußeren Kräften kommen in den Gelenken verschiedene Sensorsysteme zum Einsatz. Abbildung 6.2 zeigt das Handgelenk sowie das Ellenbogengelenk, die beide jeweils über zwei Freiheitsgrade verfügen:

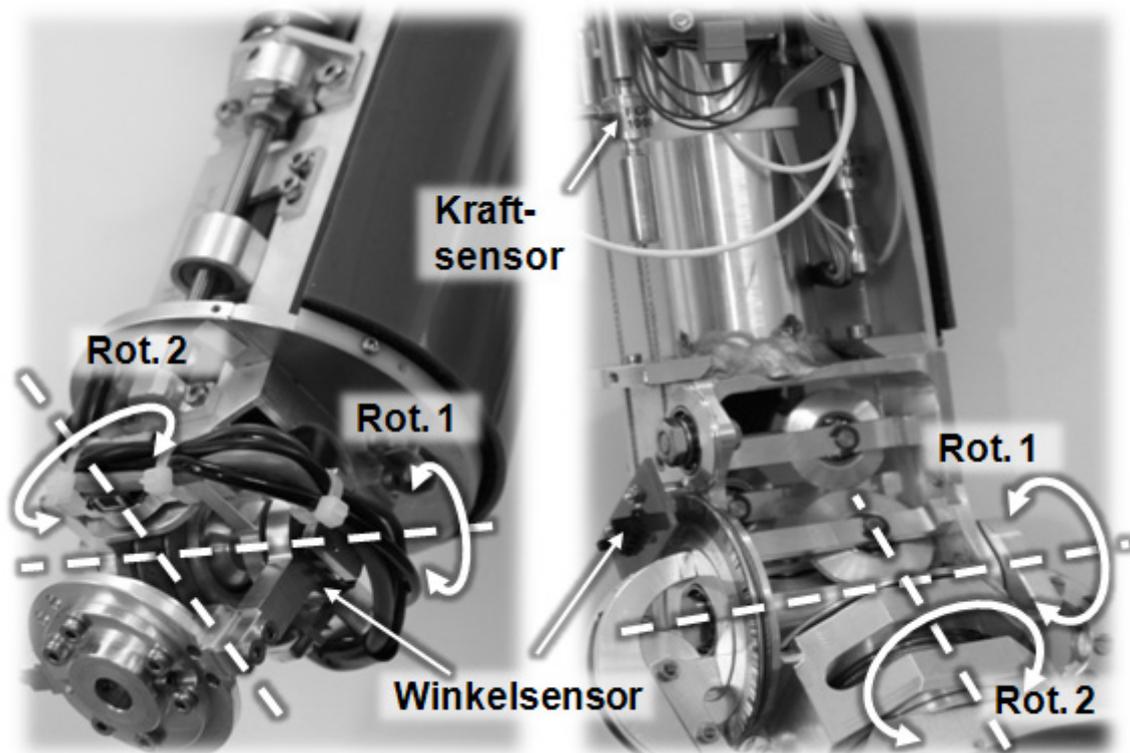


Abbildung 6.2: Hand- und Ellenbogengelenk des humanoiden Roboters ARMAR III

6.1 Roboterarm mit einem Freiheitsgrad (1 DOF Arm)

6.1.1 Modellbildung

MKS und Regelung

Für die erste Anwendung des erweiterten Prozesses zur Topologieoptimierung wird ein vereinfachtes Modell in Anlehnung an den Unterarm des humanoiden Roboters ARMAR III aufgebaut. Dabei handelt es sich um ein System mit einem aktiven geregelten Rotationsgelenk vergleichbar mit dem Teilsystem zur Beugung des Ellenbogengelenks wie es bei verschiedenen Manipulationsaufgaben des Roboters im Haushalt auftreten kann. Das zu optimierende Bauteil stellt die verbindende LSS zwischen aufgebrachtem Motormoment und der zu bewegenden Last dar. Da diese Struktur im weiteren Vorgehen optimiert werden soll, ist in der MKS-Simulation ein flexibler Körper auf Basis einer FE-Repräsentation notwendig. Die Last weist eine Masse von 3,5 kg auf und entspricht zusammen mit der Handmasse dem Wert, den ARMAR III dynamisch bewegen kann. Die Last ist als einfacher quaderförmiger Starrkörper modelliert und ist etwas außerhalb der Mitte beziehungsweise der Armlängsachse fixiert. Abbildung 6.3 zeigt eine schematische Darstellung des Aufbaus:

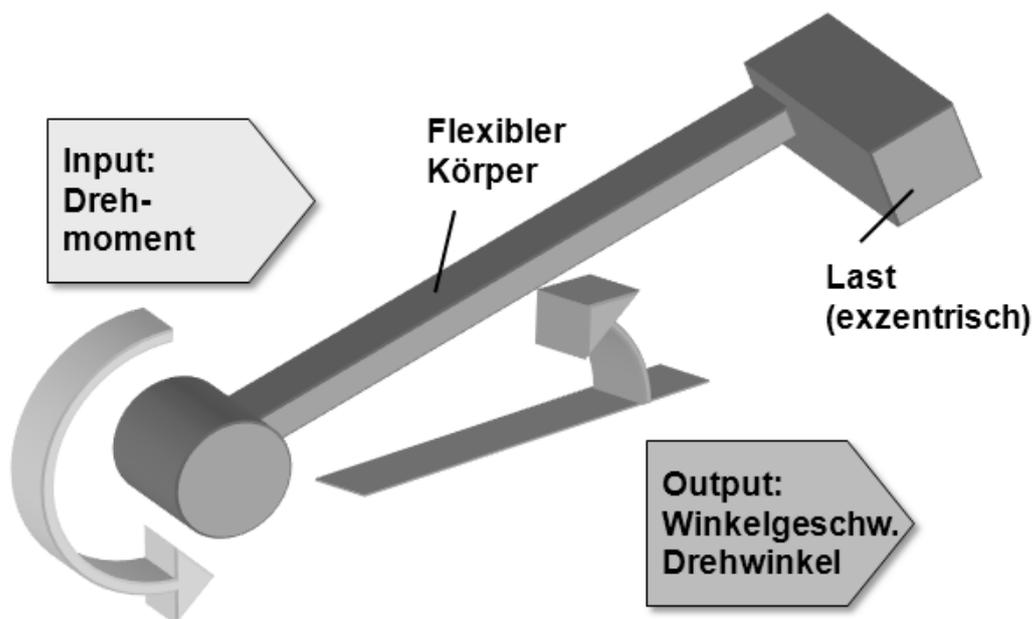


Abbildung 6.3: Schematische Darstellung des MKS-Modells mit flexiblem Körper sowie den Anbindungen zum Regelungsmodell

Diese Lastsituation kann als stark vereinfachter Fall einer Bewegung des Roboters beim Einschenken aus einer Flasche angesehen werden. Die Verbindung zur Regelung geschieht an zwei Wirkstellen, einerseits wird das Motormoment eingeleitet und andererseits werden Winkelgeschwindigkeit und Drehwinkel als Sensorinformation ausgegeben. Diese Wirkflächenpaare im System bilden, wie bereits beschrieben, also auch Schnittstellen im Simulationsmodell. Die verwendeten Eingangs- und Ausgangsgrößen des MKS-Modells entsprechen dabei dem physikalischen Modell. Während auf die Abbildung eines Getriebes verzichtet wurde, wird das Motorverhalten, insbesondere die Verzögerungen im Ansprechverhalten grob berücksichtigt. Umgesetzt wird dies mittels einer Übertragungsfunktion sowie einer Momentenbeschränkung, welche im Regelungsmodell mit Hilfe folgender Funktion abgebildet werden kann:

$$G_M(s) = \frac{1}{1 + s \cdot T_m} \quad (6.1)$$

Die charakteristische mechanische Zeitkonstante wird hierbei durch T_m beschrieben. Diese Größe liegt für Elektromotoren, wie sie bei ARMAR III eingesetzt werden, bei etwa 5 – 20ms.

Die eigentliche Regelung besteht aus einem PID-Regler und ist in Matlab/Simulink modelliert. Der Austausch der Daten zwischen Regelungsmodell und Regelstrecke geschieht über die Co-Simulation. Als Eingangsgröße wird eine Sprungfunktion für eine Rotation des Armes um 90° vorgegeben. Der Aufbau des Gesamtsystems aus Sicht der Regelung kann wie folgt dargestellt werden:

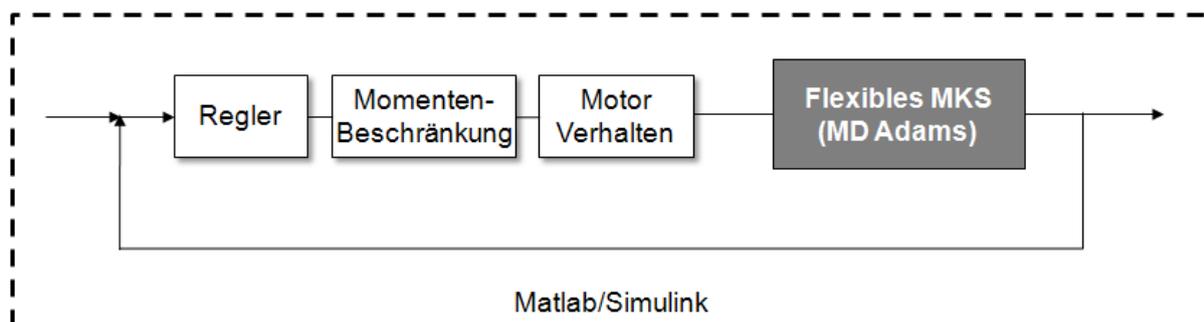


Abbildung 6.4: Schematische Darstellung des Regelungsmodells

Eine Berücksichtigung der Schwerkraft findet dabei nicht statt, da hierfür eine lineare Regelung nicht ausreichend ist, sofern die Bewegung entgegen der Schwerkraft ausgeführt wird. Für eine Bewegung in der Ebene wäre die gewählte Regelung prinzipiell geeignet, jedoch würde der Einfluss der Gravitation eine Art zusätzliche Lastsituation darstellen, was eine Beurteilung der unmittelbaren Dynamikeffekte erschwert.

Finite Elemente Modell

Der maximal zur Verfügung stehende Bauraum für das zu optimierenden Bauteil innerhalb dieses dynamischen und geregelten Systems wird mit Hilfe einer FE-Repräsentation abgebildet. Das Modell orientiert sich an den Dimensionen der Unterarmtragstruktur von ARMAR III. Es wird dabei durch einen 300 mm langen, 40 mm hohen und 40 mm breiten Quader repräsentiert. Dieser ist mit 60.000 Hexaederelementen vernetzt (66591 Knoten). Die Stirnflächen des Quaders sind als Starrkörperelemente (Rigid Body Element 2 - RBE2) definiert, wobei alle Freiheitsgrade auf den jeweiligen Knoten im Zentrum der Fläche bezogen sind. Diese Knoten stellen in der Mehrkörpersimulation die Schnittstellen zum restlichen System dar und dienen auch als Einspannungsstellen beim Ermitteln der statischen Korrekturmoden und Eigenvektoren bei fixiertem Rand (siehe Abbildung 6.5).

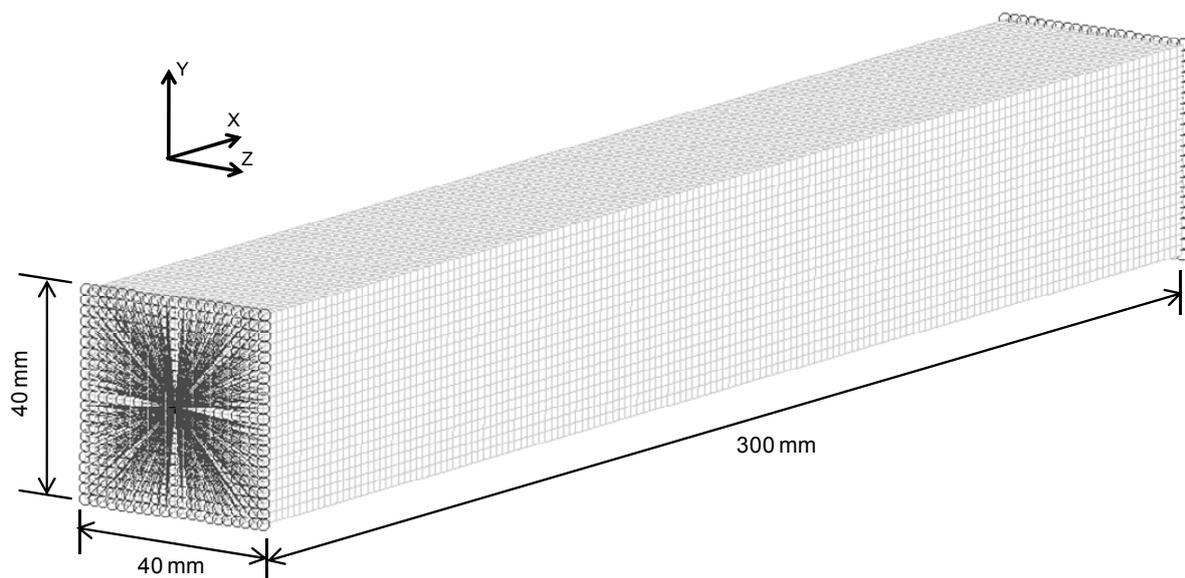


Abbildung 6.5: FE-Modell mit Interfaceknoten

Für die Ermittlung der flexiblen Körper innerhalb der MKS-Simulation werden 20 Eigenmoden verwendet. Durch die zwei Interfaceknoten kommen noch zwölf statische Korrekturmoden hinzu, so dass also ein Set von 32 Formvektoren in der MKS-Simulation zur Verfügung steht. Das verwendete Material ist Aluminium und entspricht in den Werten dem eingesetzten Werkstoff im Roboter. Die Dichte beträgt $2,8 \text{ g/cm}^3$, der Elastizitätsmodul liegt bei 70.000 N/mm^2 und hat eine Querkontraktionszahl von 0,3.

6.1.2 Ergebnisse

Das Ziel der eigentlichen Optimierung ist eine Maximierung der Steifigkeit bei einem Zielvolumen von 15 % des ursprünglichen Designraums. Weitere Restriktionen oder Randbedingungen wie etwa eine Auszugsrichtung oder eine Einschränkung von Designvariablen für Lagersitze oder Verschraubungen mittels sogenannter „Frozen Elements“ kommen nicht zur Anwendung.

Da Einflüsse der Schwerkraft nicht herangezogen werden und außerdem keine statischen Lasten aufgebracht werden, ergibt sich die Bauteilbelastung ausschließlich aus der Massenträgheit beziehungsweise aus dem dynamischen Verhalten. Dieses wird maßgeblich durch die Einstellung der Regelungsparameter bestimmt. Hierfür wird eine separate Optimierung genutzt, die in Kapitel 7 noch detailliert vorgestellt wird. Unter Vorgabe verschiedener Kriterien können auf diesem Weg unterschiedliche Systemantworten erreicht werden.

Ausgangssituation Beispiel 1

Im ersten Beispiel wird die Konfiguration der Regelungsparameter so gewählt, dass das maximal zur Verfügung stehende Motormoment von 50 Nm nicht ganz ausgeschöpft wird. Dies wird durch folgende Konfiguration für die drei Parameter des PID-Reglers erreicht:

- $K_p=33,9$
- $K_i=-2,0$
- $K_d=5,5$

Stattdessen wird ein maximales Motormoment von etwa 45 Nm für die Beschleunigung abgegriffen, während für den Bremsvorgang noch einmal deutlich geringere Werte genutzt werden. Abbildung 6.6 zeigt den zeitlichen Verlauf des aufgebrauchten Stellmoments:

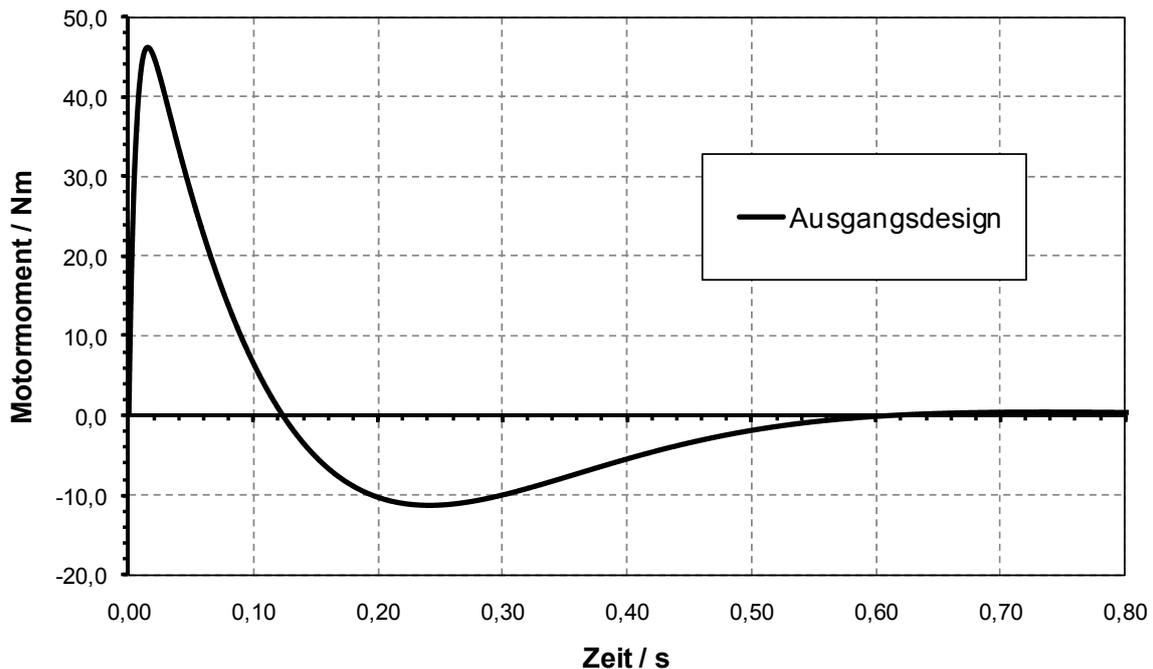


Abbildung 6.6: Verlauf des Stellmoments für eine Sprungfunktion als Eingangssignal bei einer Reglereinstellung mit $K_p=33,9$; $K_i=2,0$; $K_d=5,5$

Die hier gezeigten Werte beziehen sich auf das Systemverhalten des Ausgangsmodells der Optimierung. Aus dieser Konfiguration resultiert dann der zeitliche Verlauf für die Armposition wie in Abbildung 6.7 dargestellt.

Die angestrebte Endposition wird nach etwa 0,4 s erstmals erreicht, wobei ein leicht überschwingendes Verhalten von etwa 2° in der Winkellage zu beobachten ist. Ab etwa 0,9 s liegt dann ein stationärer Endwert vor. Dieses Verhalten kann als vernünftige Basis für die Topologieoptimierung herangezogen werden, wobei aus Sicht eines Regelungsentwurfs hier natürlich noch Potenzial für weitere Verbesserungen besteht.

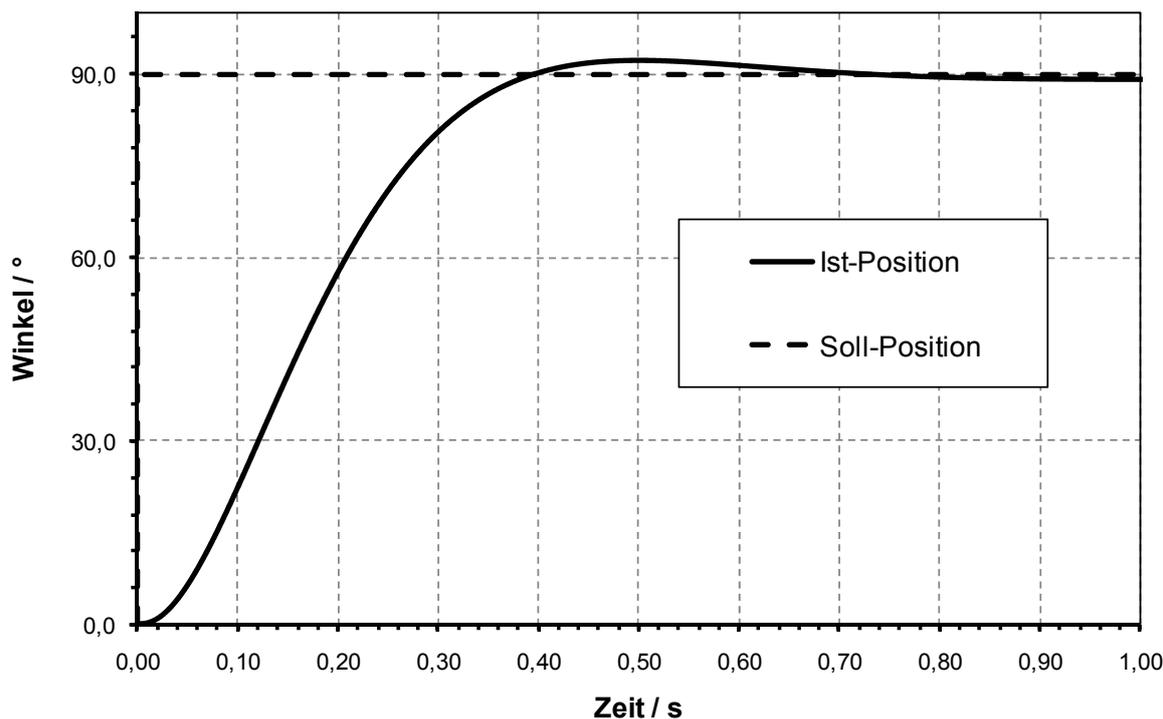


Abbildung 6.7: Sprungfunktion als Eingangssignal sowie die resultierende Systemantwort für die Armposition ($K_p=33,9$; $K_i=-2,0$; $K_d=5,5$)

Wie bereits in Kapitel 5.3.3 eingeführt, wird die Auswahl der für die Optimierung relevanten Zeitpunkte auf Basis der auftretenden Dehnungsenergie durchgeführt. Als Parameter für diesen Auswahlprozess stehen die Anzahl der zu berücksichtigenden Lastfälle sowie deren zeitlicher Mindestabstand zur Verfügung. Für dieses verhältnismäßig einfache System werden nun drei Lastfälle für die Optimierung gewählt, wobei der Mindestabstand 0,001 s beträgt. Dieser Mindestabstand gewährleistet, dass Lastfälle mit unterschiedlicher Charakteristik ausgewählt werden, auch wenn diese betragsmäßig nicht zu den drei größten Belastungsfällen zählen. Im Falle von auftretenden Schwingungen würden ansonsten sehr ähnliche Lastfälle ausgewählt werden, die für die Optimierung aber keinen positiven Effekt hätten. Dieser automatisierte Prozess wird für die in dieser Arbeit entwickelte neue Art der Topologieoptimierung in jeder Iteration durchgeführt. Für eine traditionelle Optimierung findet dieser Vorgang dagegen nur einmal, in der Vorbereitung des gesamten Prozesses beziehungsweise bei der Erstellung des FE-Modells statt. Diese Vorgehensweise soll im Rahmen dieser Arbeit eine Vergleichsbasis für das neue Verfahren als Gegenüberstellung zur traditionellen Vorgehensweise liefern. Für das Ausgangsmodell ergibt sich unter den oben beschriebenen Randbedingungen folgende Situation hinsichtlich der auftretenden Dehnungsenergie für den zu optimierenden Körper (siehe Abbildung 6.8):

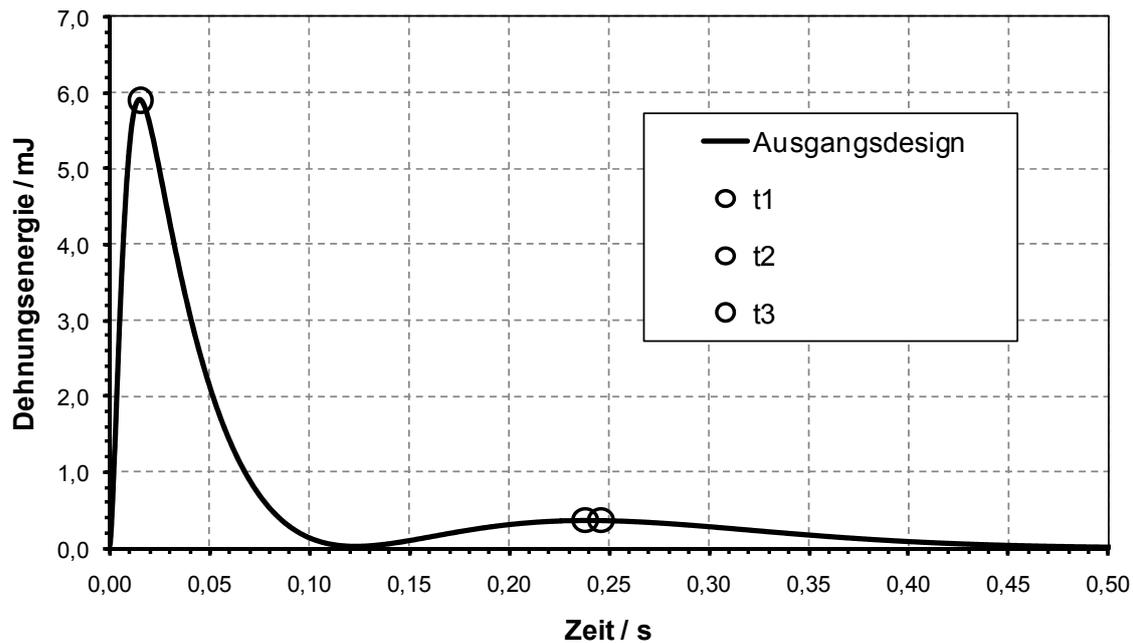


Abbildung 6.8: Verlauf der Dehnungsenergie und Auswahl der drei relevanten Lastzeitpunkte

Die mit Abstand größte Belastung resultiert aus der Beschleunigung zu Beginn der Bewegung, also dem Anfahrvorgang. Hier wirkt auch das größte Stellmoment (siehe Abbildung 6.6) auf die Struktur, da hier nahezu das maximale Motormoment anliegt. Der zugehörige Lastfall zum Zeitpunkt t1 bildet somit den ersten ausgewählten Lastfall für die spätere FE-Rechnung zur Optimierung. Im weiteren Verlauf der Bewegung wird diese Belastung wieder deutlich geringer. Dies steht auch in engem Zusammenhang mit dem Verlauf des Stellmoments, dessen Nulldurchgang nahezu zeitgleich, bei etwa 0,12 s, mit dem lokalen Minimalwert der Dehnungsenergie zusammenfällt. Das für den Abbremsvorgang notwendige negative Motormoment ist in der Folge um den Faktor vier bis fünf geringer als beim Beschleunigungsvorgang zu Beginn der Bewegung. Bezogen auf die Dehnungsenergie liegt der Unterschied sogar bei eineinhalb Größenordnungen. Wichtig für die Topologieoptimierung ist aber, dass die Verformung der Struktur gerade umgekehrt zum ersten Lastfall t1 ist. Auf Grund von leichten Schwingungen ergeben sich in diesem Bereich zwei lokale Maxima und damit die weiteren verwendeten Lastfälle zu den Zeitpunkten t2 und t3.

Die aus Lastfall 1 resultierende Deformation der ursprünglichen Armstruktur, also dem maximal zur Verfügung stehenden Designraum bei der Topologieoptimierung, ist in Abbildung 6.9 dargestellt:

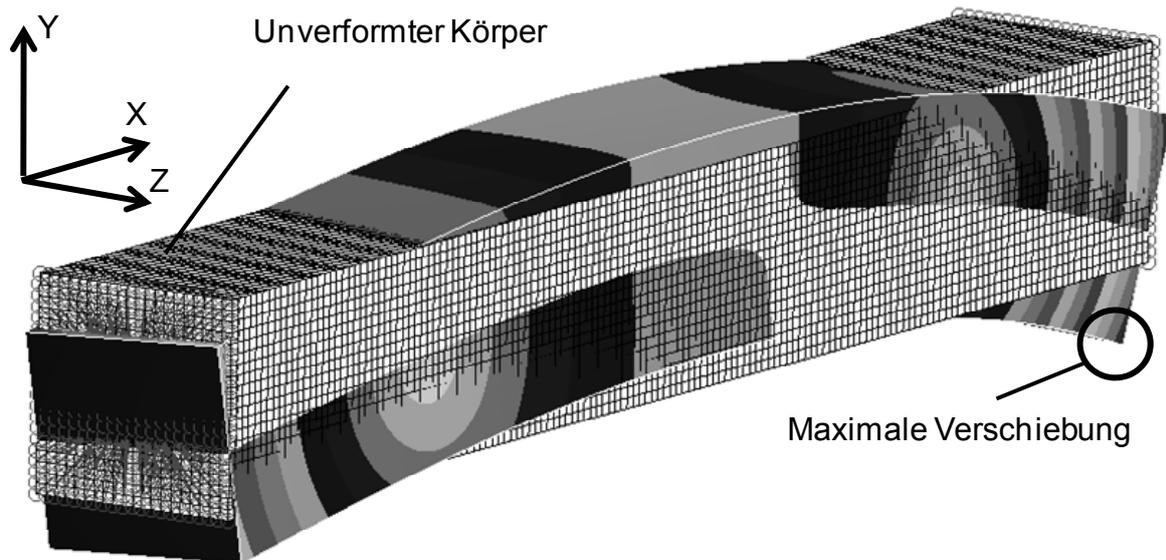


Abbildung 6.9: Lastfall zum Zeitpunkt t_1 mit einer maximalen Verformung von $0,017\text{ mm}$ (Deformation ist stark überhöht dargestellt)

Wie auch der Vergleich der verformten mit der unverformten Struktur zeigt, ergibt sich aus der Systemdynamik im Wesentlichen eine Belastung, die der eines Biegebalkens relativ nahe kommt. Die maximale Verformung von $0,017\text{ mm}$ wird am äußersten Ende erreicht. Durch die asymmetrisch, das heißt außerhalb der Mitte, angebrachte Last (siehe auch Abbildung 6.3) wird zudem eine leichte Torsionslast überlagert, so dass die maximale Verformung am Eckpunkt und nicht an einer Kante auftritt.

Die größte Verformung, die sich für den Lastfall zum Zeitpunkt t_2 ergibt, ist vom Betrag her etwa um den Faktor vier kleiner als beim Lastfall 1. Die Richtung ist aber im Vergleich zum ersten Lastfall gerade entgegengesetzt, was durch die umgekehrte Betriebssituation des Abbremsens im Vergleich zum Beschleunigen zu erklären ist. Für den Zeitpunkt t_3 ist die Situation nahezu identisch.

Ergebnisse Beispiel 1

Im Folgenden werden die Ergebnisse der traditionellen Topologieoptimierung sowie des neuen Verfahrens dargestellt und verglichen. Zunächst werden die ermittelten Designvorschläge der beiden Varianten geglättet. Hierzu wird das Werkzeug TOSCA STRUCTURE.Smooth von genutzt. In Abbildung 6.10 sind die Ergebnisse des neuen, gekoppelten Verfahrens sowie einer traditionellen Optimierung dargestellt:

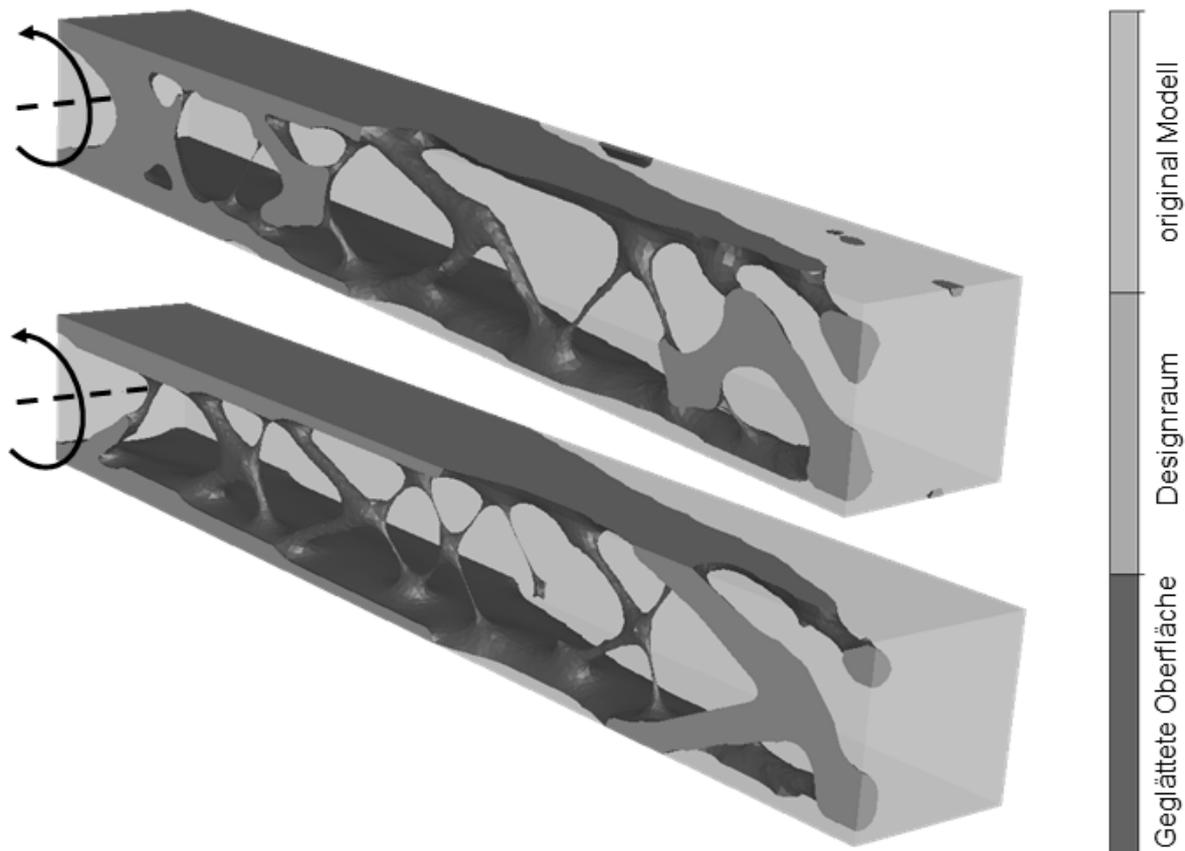


Abbildung 6.10: Vergleich der Designvorschläge (oben neu, unten traditionell)

Beide Verfahren liefern als Ergebnis eine Art Hohlprofil mit einer ausgeprägten Ober- und Unterseite als Designvorschlag. In beiden Fällen ist dieses Profil allerdings nicht geschlossen, sondern die fachwerkartige Verbindung zwischen Ober- und Unterseite besteht nur auf einer Seite. Dies ist auf die asymmetrische Krafteinleitung zurückzuführen, die durch die bewegte Masse außerhalb der Körperlängsachse bewirkt wird. Es entsteht also ein Designvorschlag, der typisch für eine Anwendung mit dominierender Biegebelastung ist.

Während die prinzipielle Gestalt bei beiden Varianten gleich ist, ergeben sich dennoch einige Unterschiede. Diese betreffen vor allem den Umgang mit den Torsionskräften. So ist der Steg zwischen Ober- und Unterseite beim Designvorschlag der traditionellen Optimierung näher an der Mittelachse platziert als bei dem Ergebnis der neuen Optimierung. Zudem ist der Materialeinsatz für diesen Steg beim neuen Verfahren größer, während im traditionellen Fall mehr Material an der Ober- und Unterseite angelagert wird.

Die Auswirkungen auf das Verhalten des optimierten Bauteils im System werden nun im Folgenden erläutert. Hierzu wird von dem Endergebnis der traditionellen Optimierung eine Component Mode Synthesis (CMS) durchgeführt, um den

Designvorschlag als flexiblen Körper in der ursprünglichen Systemumgebung zu nutzen. Anschließend werden beide Optimierungsergebnisse wieder als flexibles und geregeltes MKS simuliert. Der Verlauf der auftretenden Dehnungsenergien wird dann als Basis für eine quantitative Vergleichsaussage herangezogen. Hierbei wird die gleiche Reglerkonfiguration genutzt wie bei der Bestimmung der Lastfälle unter Verwendung des Ausgangsdesigns. Die Ergebnisse beruhen also auf identischen Reglereinstellungen und sind in Abbildung 6.11 dargestellt:

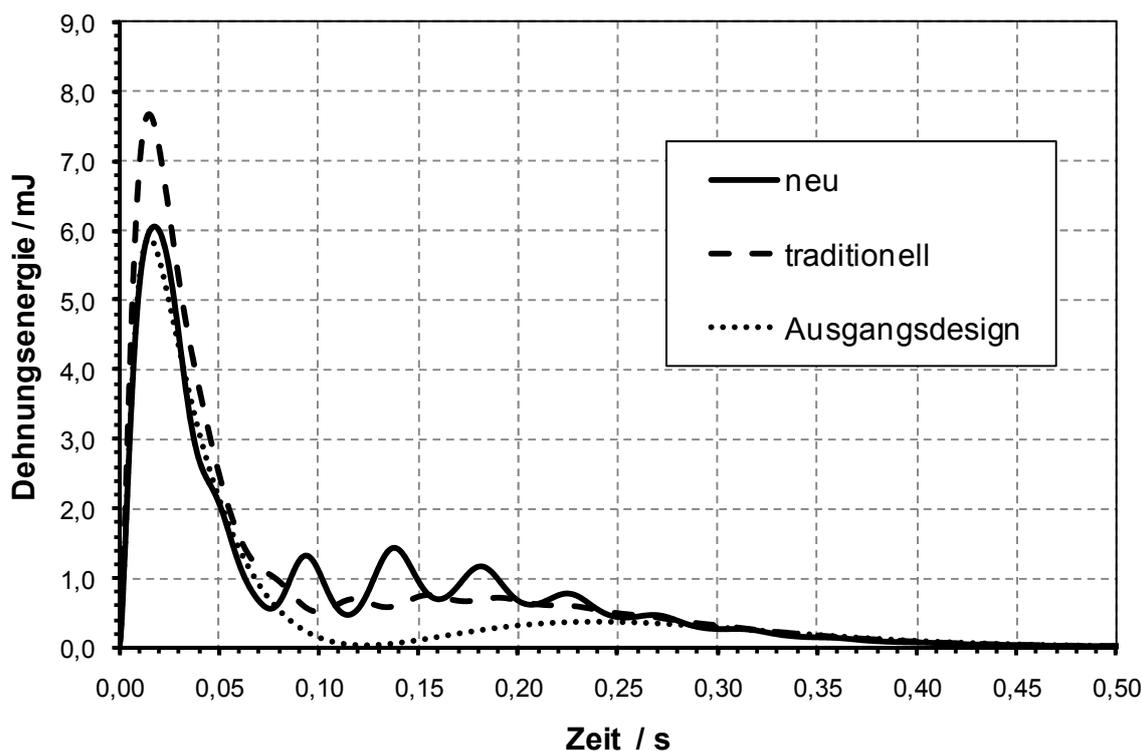


Abbildung 6.11: Vergleich der auftretenden Dehnungsenergien für die unterschiedlichen Optimierungsergebnisse

Ziel der eigentlichen Optimierungsaufgabe ist die Minimierung der Dehnungsenergie, was mit einer Maximierung der Steifigkeit einhergeht. Daher kann als zentrale Aussage in diesem Vergleich eine Verbesserung von mehr als 20 % zwischen der traditionellen Optimierung und dem neuen Verfahren für die auftretenden Maximalwerte der Dehnungsenergie festgestellt werden. Die Maximalwerte der nach dem neuen Verfahren optimierten Struktur liegen bei einer Nutzung im dynamischen und geregelten System etwa auf dem Niveau des Ausgangsdesign - allerdings bei einem um 85 % reduzierten Materialeintrag. Dieser Effekt ist charakteristisch für dynamische Systeme, in denen das Bauteildesign unmittelbar auch die Belastung des selbigen beeinflusst.

Dagegen ist zu beobachten, dass in dem ursprünglich sehr gering belasteten Zeitraum nach der ersten Beschleunigung nun größere Werte für die auftretende Dehnungsenergie vorliegen. Dies gilt prinzipiell für beide Ergebnisse der

Optimierung, jedoch treten im Fall des neuen Verfahrens Schwingungen auf, die zu größerer Dehnungsenergie führen. Die systembasierende Strukturoptimierung stärkt also das Bauteil für die Betriebspunkte hoher Belastung. Dies geht dann im Umkehrschluss zu Lasten der Betriebspunkte niedrigerer Belastung.

Die Vorteile im Vergleich zum traditionellen Ansatz liegen darin, dass das geänderte Systemverhalten in den laufenden Optimierungsprozess einfließt. In diesem Beispiel spielt die zu bewegende Masse, deren Schwerpunkt außerhalb der ursprünglichen Mittelachse liegt, eine zentrale Rolle. Der Torsionsanteil beziehungsweise die Biegung um die Y-Achse als Reaktion auf die dynamische Bewegung ist für das Ausgangsdesign relativ gering verglichen mit dem Biegeanteil um die Z-Achse (siehe auch Abbildung 6.9). Dies änderte sich dagegen für das optimierte Ergebnis der Struktur, dem Designvorschlag, der lediglich noch 15 % des ursprünglichen Materials aufweist. Der Lastfall 1 am Ende der letzten Iteration des neuen Verfahrens stellt im Wesentlichen eine Biegung um die Y-Achse dar. Dieser Fall wird in Abbildung 6.12 visualisiert, wobei die Deformation stark überzeichnet dargestellt ist:

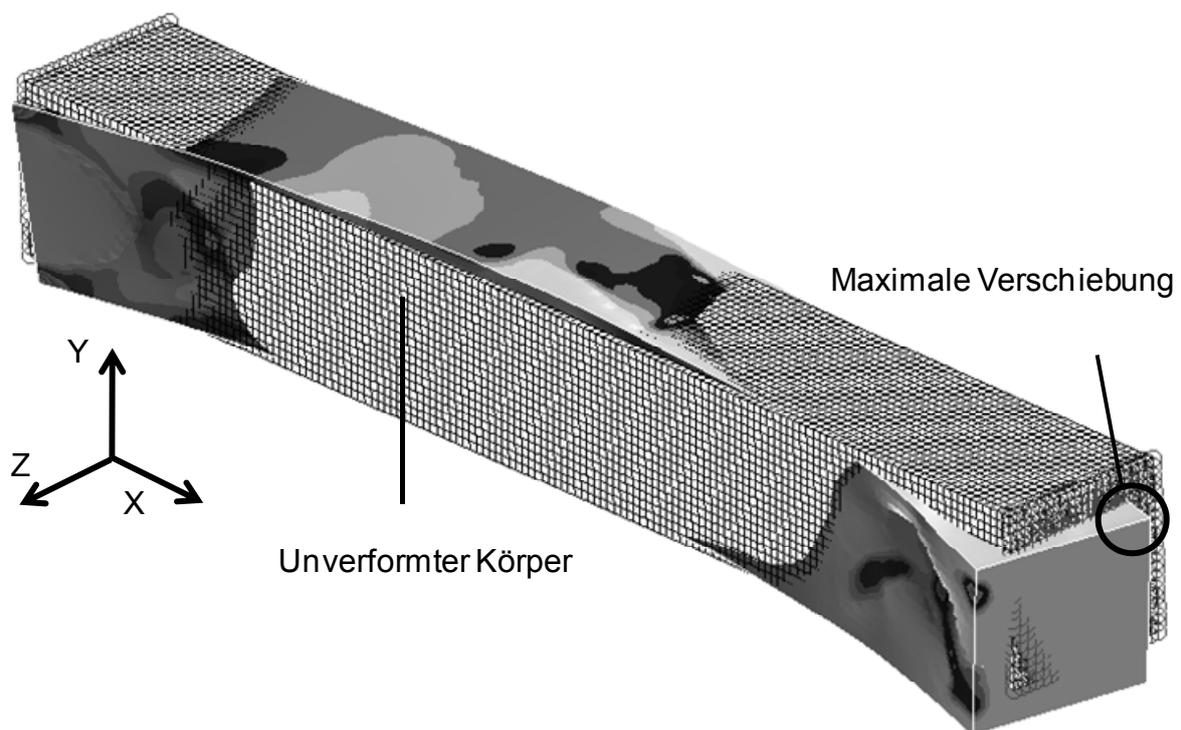


Abbildung 6.12: Lastfall zum Zeitpunkt t_1 des neuen Designvorschlags (mit „Softelementen“). Die Farbskala (dunkel entspricht hoch) steht für die Dehnungsenergie

Zu beachten ist, dass in dieser Darstellung die sogenannten Softelemente, also Elemente mit sehr geringer Dichte, nicht entfernt sind. Diese werden erst bei der abschließenden Interpretation tatsächlich entfernt (siehe Abbildung 6.10).

Es wird also deutlich, dass klare Wechselwirkungen zwischen System- und Bauteilverhalten bestehen. Eine isolierte Betrachtung des Bauteils außerhalb des Systemzusammenhangs während der Optimierung kann diesen Effekt nicht berücksichtigen. Die für die eigentliche Optimierung ausgewählten Lastfälle ändern sich in dem neuen Verfahren über die einzelnen Iterationen des Optimierungsprozesses. In Abbildung 6.13 wird dieser Zusammenhang anhand der zeitlichen Verläufe der Dehnungsenergie sowie der gewählten Lastzeitpunkte verdeutlicht. In der FE-Rechnung werden die jeweiligen Ersatzlastfälle, die zu diesen Zeitpunkten herrschen, genutzt.

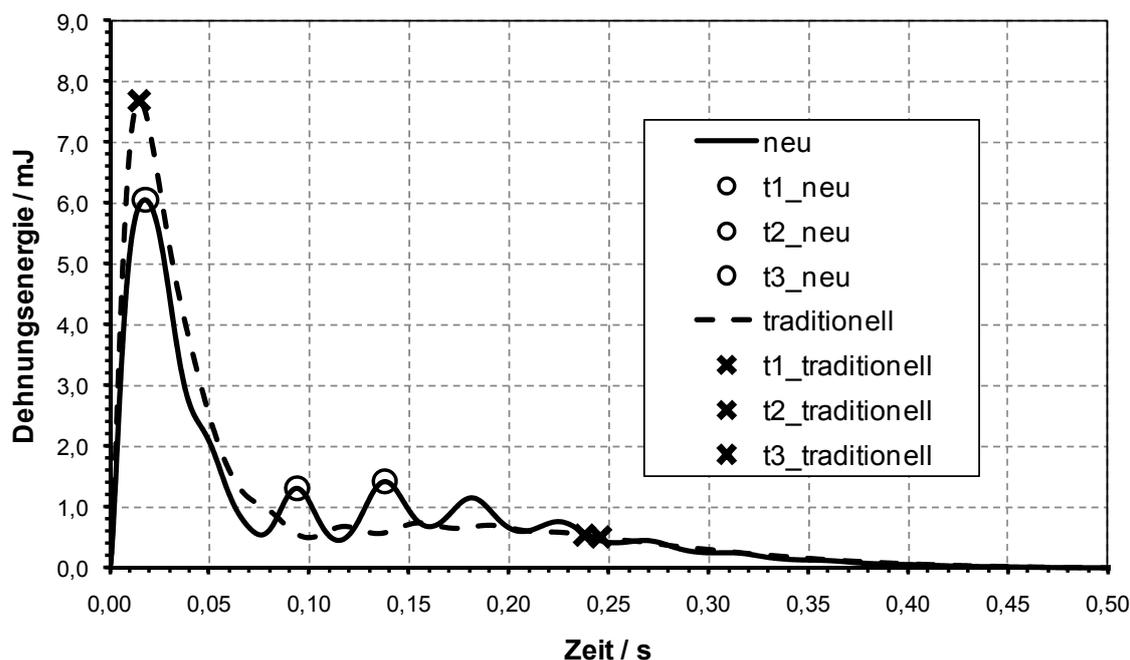


Abbildung 6.13: Verlauf der Dehnungsenergie und Auswahl der drei relevanten Lastzeitpunkte für die neue und die traditionelle Optimierung

Wichtig ist dabei, dass bei der traditionellen Methode keinerlei Updates der Lastfälle stattfinden, sondern stets mit den Lastfällen gearbeitet wird, die im Vorfeld definiert wurden. In diesem Diagramm werden lediglich zur Visualisierung die ursprünglichen Lastzeitpunkte den Werten des Designvorschlags aus dem traditionellen Optimierungsprozess zugeordnet.

Die Auswirkungen auf das angeforderte Motormoment sind dagegen wesentlich geringer, da die Trägheit des Gesamtsystems im Wesentlichen durch die starre und unveränderte Masse von 3,5 kg an der Spitze des Arms bestimmt wird. Unter den vorgegebenen Einstellungen der Regelung bleibt das maximal abgegriffene Motormoment zur Beschleunigung nahezu identisch und zwar sowohl für das Ausgangsmodell als auch für die Designvorschläge der beiden unterschiedlichen Optimierungsvarianten. Im weiteren zeitlichen Verlauf der Bewegung ergeben sich

für das genutzte Motormoment leichte Unterschiede zwischen Ausgangsdesign und Optimierungsergebnissen. Eine Unterscheidung zwischen dem neuen und dem traditionellen Verfahren ist mit Blick auf das genutzte Motormoment nicht zu treffen. So unterscheidet sich die Schwerpunktlage der beiden Varianten am Ende auch nur um 3 mm bei einer Gesamtlänge des Armes von 30 cm. Da die Gesamtmasse durch die Vorgabe als Zielvolumen in der Optimierungsaufgabe sich in beiden Fällen nicht unterscheidet, ist kein anderes Ergebnis zu erwarten. In Abbildung 6.14 ist der Verlauf graphisch dargestellt:

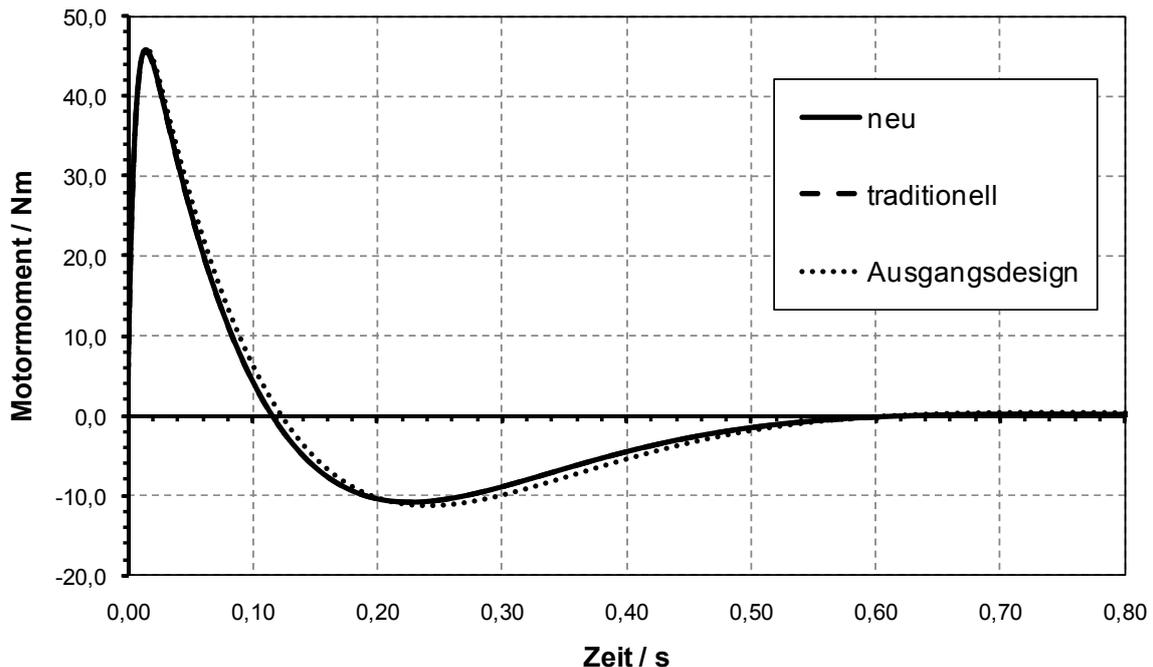


Abbildung 6.14: Vergleich des Motormomentes

Ähnlich gering sind die Unterschiede auch bezüglich der Positionierung des Arms, wobei die optimierten Strukturen sich leicht positiv für die Regelung auswirken, wie in Abbildung 6.15 zu sehen ist. Es wird also deutlich, dass die auftretenden Schwingungen im Verlauf der Dehnungsenergie so klein sind, dass sich diese auf das Führungsverhalten praktisch nicht auswirken. Möglicherweise handelt es sich in Bezug auf die Lebensdauer beziehungsweise die Schädigung hierbei um einen spürbareren Effekt²⁰⁷. Dies wird aber im Rahmen dieser Arbeit nicht näher untersucht.

²⁰⁷ Häußler 2005

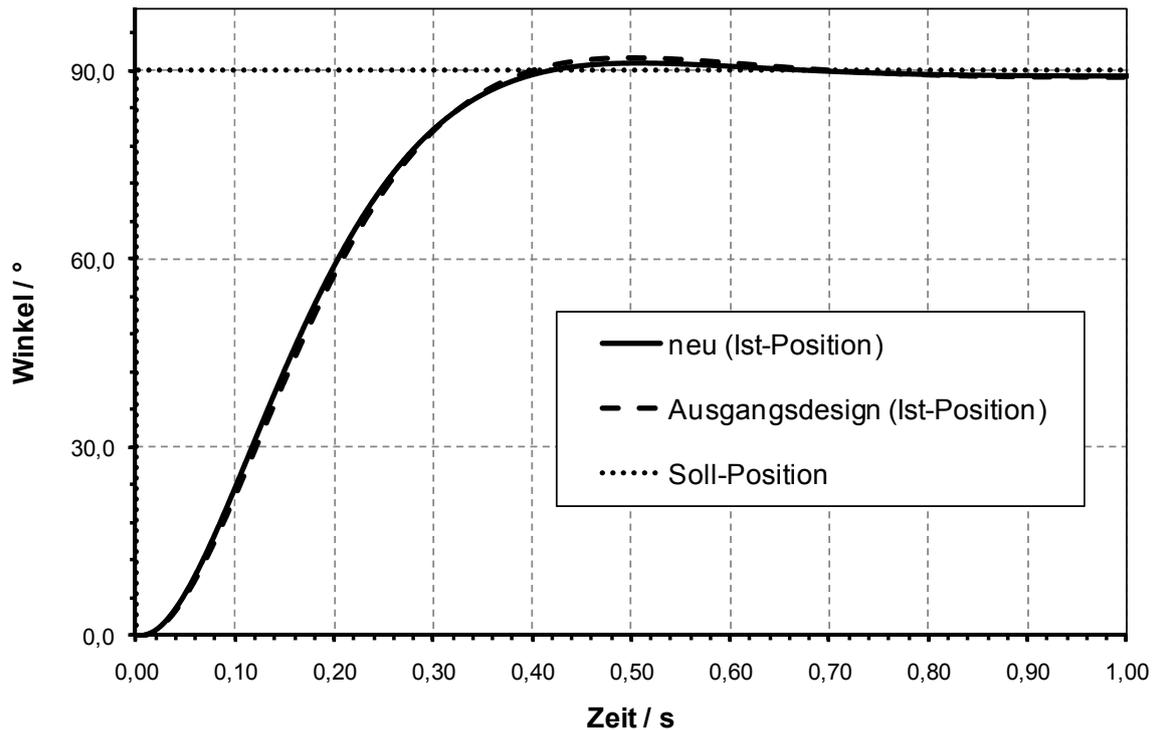


Abbildung 6.15: Vergleich der Systemantworten auf die Sprungfunktion

Ausgangssituation Beispiel 2 - Motormoment 20 Nm

Im nächsten Schritt wird nun eine leichte Modifikation an den Eigenschaften des mechatronischen Systems vorgenommen, während die Parameter für die eigentliche Optimierung unverändert bleiben. Hierzu wird das maximal zur Verfügung stehende Motormoment auf 20 Nm begrenzt. Dies entspricht beispielsweise dem Zielwert für den Ellenbogenantrieb der zukünftigen Generation des humanoiden Roboters ARMAR. Da hier das zweibeinige Laufen realisiert werden soll, wird im Oberkörper eine signifikante Gewichtsreduktion notwendig, weshalb die Masse der Motoren und damit die Leistungsdaten einzuschränken sind.

Bei der Ermittlung der Regelungsparameter sind ansonsten die gleichen Kriterien angelegt, wie zuvor im ersten Beispiel. Wie bereits eingangs des Kapitels erwähnt wird im Kapitel 7 näher auf dieses Verfahren eingegangen. Unter Berücksichtigung des veränderten Motormomentes ergeben sich leicht modifizierte Werte:

- $K_p=21,3$
- $K_i=-1,5$
- $K_d=4,3$

Durch die veränderte Begrenzung des Motormomentes ergibt sich auch für das Ausgangsdesign der Topologieoptimierung eine deutlich veränderte Situation.

Abbildung 6.16 zeigt, wie im Verlauf der Beschleunigungsphase der neue Maximalwert erreicht wird:

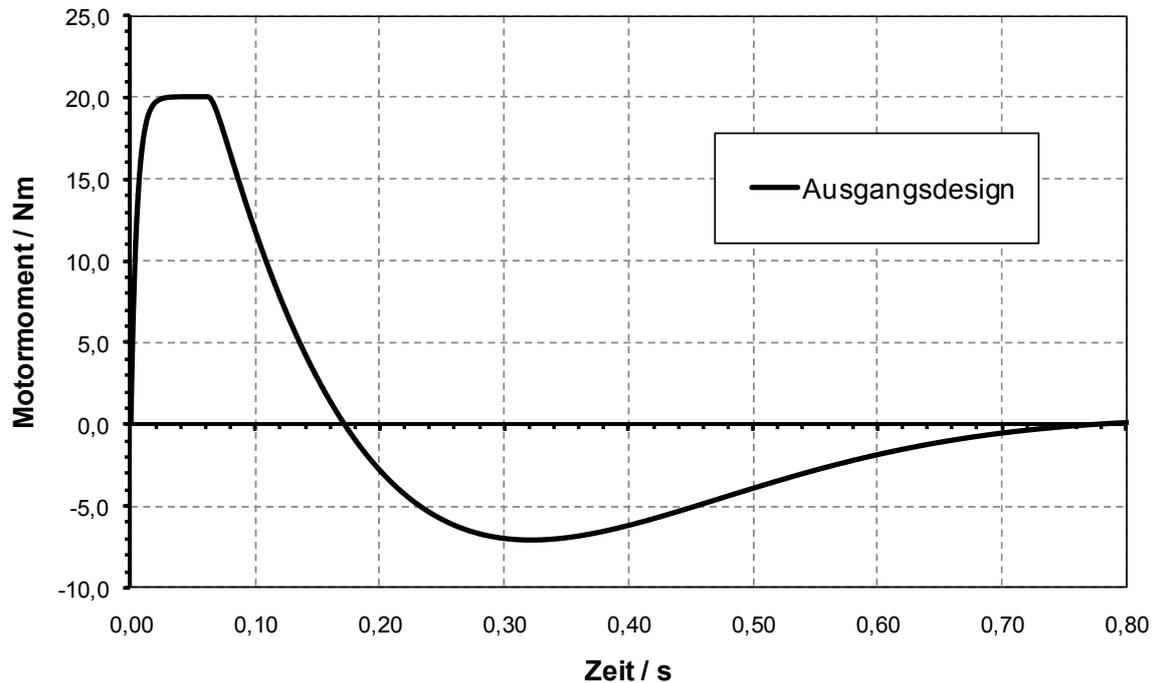


Abbildung 6.16: Verlauf des Motormomentes bei einer Begrenzung von 20 Nm

Diese Limitierung des Stellmomentes hat auf das Antwortverhalten des Systems entsprechende Konsequenzen. Abbildung 6.17 zeigt die um etwa eine Zehntel Sekunde langsamere Systemantwort auf die Sprungfunktion am Eingang.

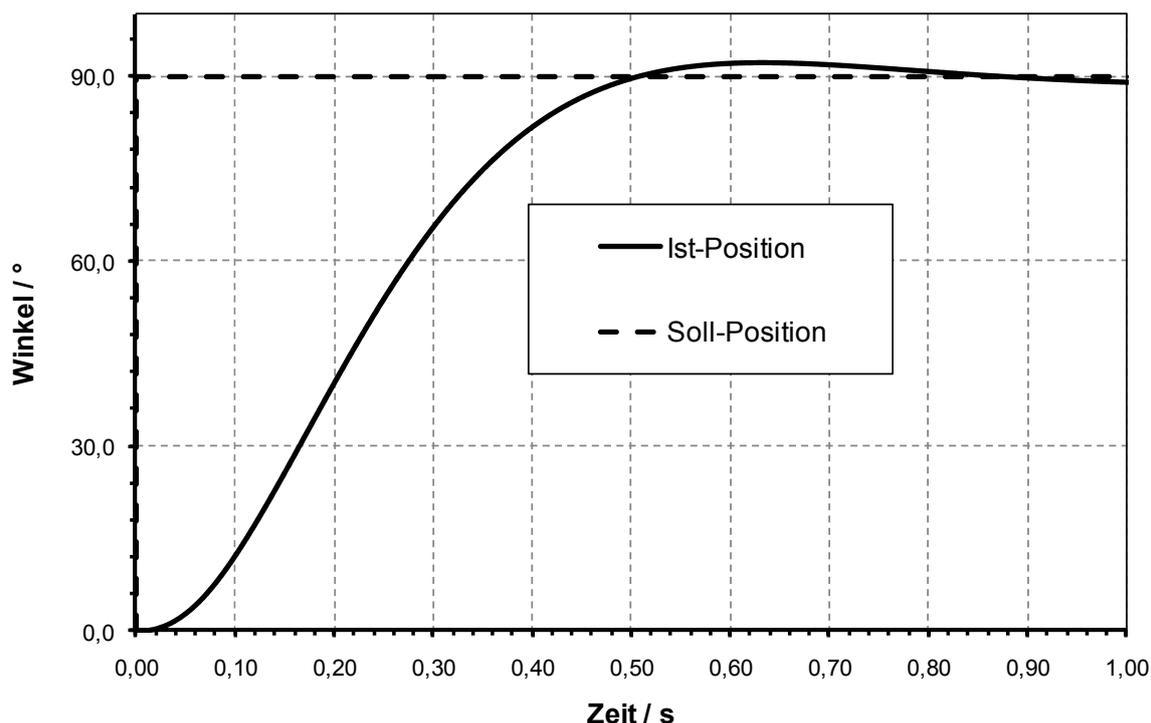


Abbildung 6.17: Sprungfunktion als Eingangssignal sowie die resultierende Systemantwort für die Armposition bei einer Momentenbegrenzung auf 20 Nm

Das reduzierte Antriebsmoment und das damit veränderte Systemverhalten wirken sich folgerichtig auch auf die Bauteilbelastung aus. Da in diesem Beispielsystem ausschließlich Trägheitskräfte wirken, kommt diese Modifikation stark zur Geltung. Die maximal auftretende Dehnungsenergie bei dieser Bewegung ist etwa um den Faktor fünf geringer als beim vorherigen Beispiel, mit einem maximalen Motormoment von 50 Nm. Wie in Abbildung 6.18 zu erkennen ist, verändert sich zudem die Charakteristik der Kennlinie. Analog zur „Deckelung“ des Motormomentes bleibt auch für den Verlauf der Dehnungsenergie für eine gewisse Zeit ein nahezu konstanter Maximalwert bestehen. Dies stellt also einen deutlichen Unterschied zum vorherigen Beispiel mit einem klaren, kurzzeitigen Maximalwert dar. Im Verhältnis zum Maximalwert in Folge des Anfahrvorgangs ist die Belastung durch den Abbremsvorgang auch hier wieder deutlich geringer. Der Unterschied ist allerdings weitaus kleiner als im vorangegangenen Fall. Dies steht auch im Zusammenhang mit dem etwas stärker ausgeprägten Überschwingen, das sich für diese Konfiguration einstellt. Die Auswahl der für die Optimierung genutzten Lastfälle erfolgt nach dem gleichen Verfahren beziehungsweise den gleichen zugehörigen Einstellungen. Abbildung 6.18 zeigt die ausgewählten Zeitpunkte am Verlauf der Dehnungsenergie des Ausgangsmodells:

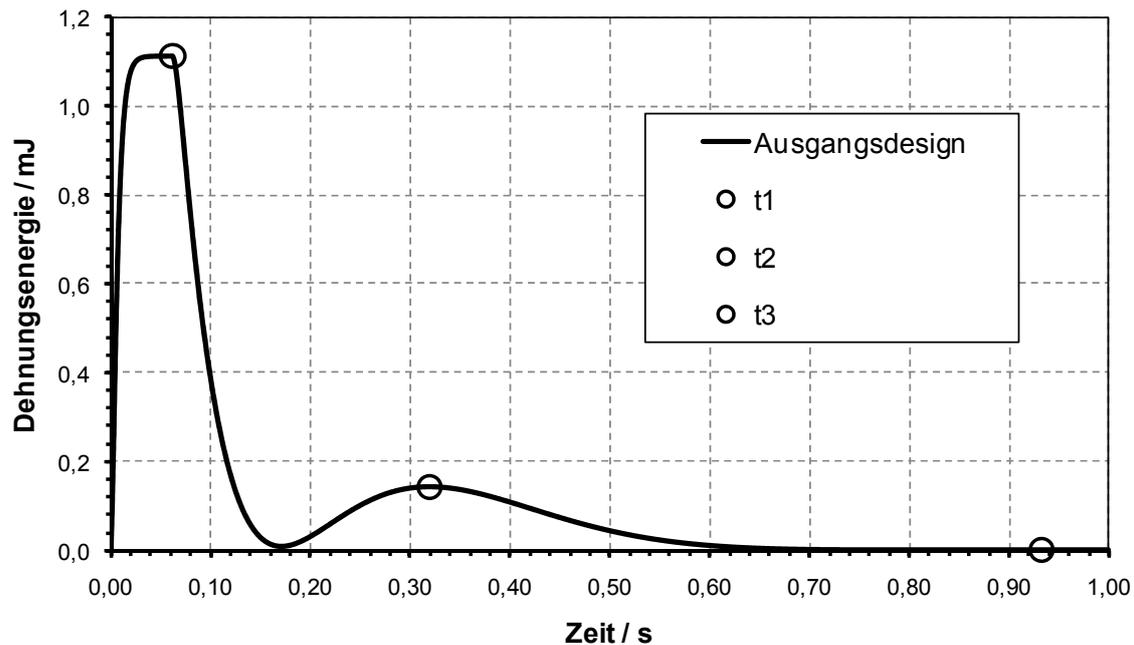


Abbildung 6.18: Verlauf der Dehnungsenergie und Auswahl der drei relevanten Lastzeitpunkte bei einer Motorbegrenzung auf 20 Nm

Anhand der drei dazugehörigen Lastfälle kann die Eingabedatei zur FE-Analyse aufgestellt werden.

Ergebnisse Beispiel 2 - Motormoment 20 Nm

Nach Klärung der Ausgangssituation werden im Folgenden wieder die Ergebnisse der Optimierung beziehungsweise die Unterschiede zwischen der traditionellen Vorgehensweise und dem neuen, systembasierenden Verfahren diskutiert. In beiden Fällen ist ein Zielvolumen von 15 % des Ausgangsmaterials vorgegeben, wobei eine Maximierung der Steifigkeit die Zielfunktion darstellt. In Abbildung 6.19 sind die beiden geglätteten Designvorschläge als Ergebnis der Topologieoptimierung dargestellt. Die Strukturen sind vom prinzipiellen Aufbau ähnlich zu den Ergebnissen aus dem Beispiel ohne die Momentenbeschränkung auf 20 Nm. Zu beachten ist hierbei, dass ausschließlich die Lastfälle berücksichtigt sind, die aus der dynamischen Bewegung, also der 90° Drehung um die gekennzeichnete Rotationsachse, resultieren. Zudem wirkt die in Abbildung 6.5 dargestellte Art der Modellierung der Interfacepunkte als Versteifung in den Stirnflächen. Erst dadurch sind die vorgeschlagenen Verstrebungen im Bereich der Lastaufnahme sinnvoll. Wie bereits beim ersten Beispiel zeigt sich auch hier, dass der Designvorschlag des neuen Verfahrens stärker der Charakteristik der asymmetrischen Belastung gerecht wird. Die fachwerkartige Verbindung zwischen Ober- und Unterseite der Struktur ist bei der traditionellen Variante näher an der Mittelachse des Armes platziert. Dagegen

wird beim Ergebnis des neuen Optimierungsprozesses der Designraum vor allem im Bereich der Drehachse bis zur vorgegebenen Grenze ausgenutzt. Dies wird in dem glätteten Modell deutlich, da die Oberflächen des original Modells, also des Designraums anders eingefärbt sind als die geglätteten Oberflächen. Ein weiteres Merkmal ist die Verjüngung des Profils im mittleren Bereich bei der traditionellen Optimierung.

Der Grund für diese unterschiedlichen Ergebnisse liegt darin, dass die Lastfälle in diesem dynamischen und geregelten System wesentlich von der Bauteilgestalt abhängen. Das ursprüngliche Modell, mit dem maximal verfügbaren Designraum als Armstruktur, verhält sich insbesondere in Bezug auf die außerhalb der Mittelachse angebrachte Last in einer anderen Weise als dies beim endgültigen Designvorschlag der Fall ist, welcher 85 % weniger Material aufweist.

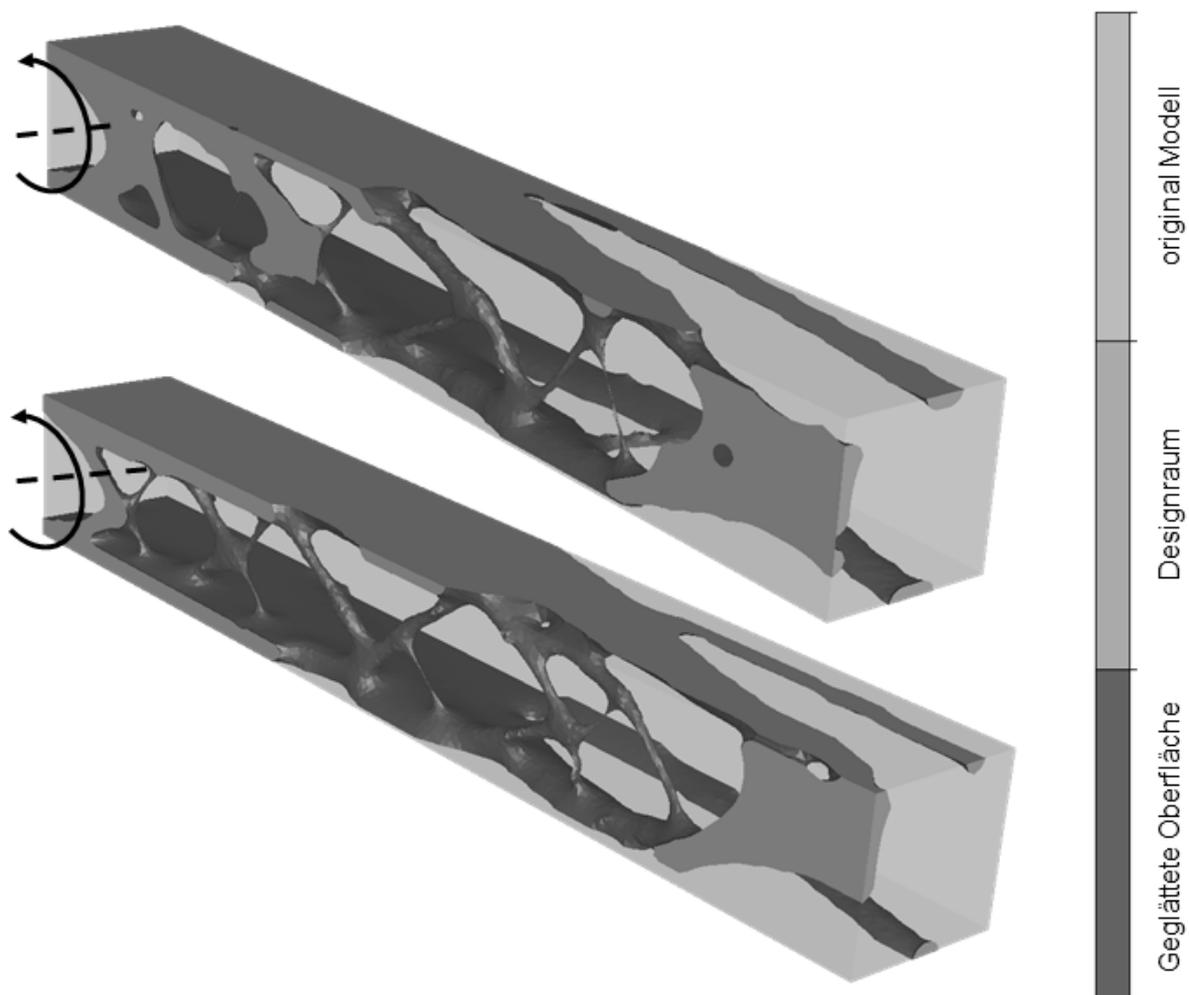


Abbildung 6.19: Vergleich der Designvorschläge (oben neu, unten traditionell) bei einer Motorbegrenzung auf 20 Nm

Dies drückt sich auch im Vergleich der auftretenden Dehnungsenergien aus, die während der dynamischen Bewegung auftreten. Abbildung 6.20 zeigt den Verlauf der

Dehnungsenergie der unterschiedlichen Varianten, der sich bei der Nutzung der Designvorschläge im System ergibt.

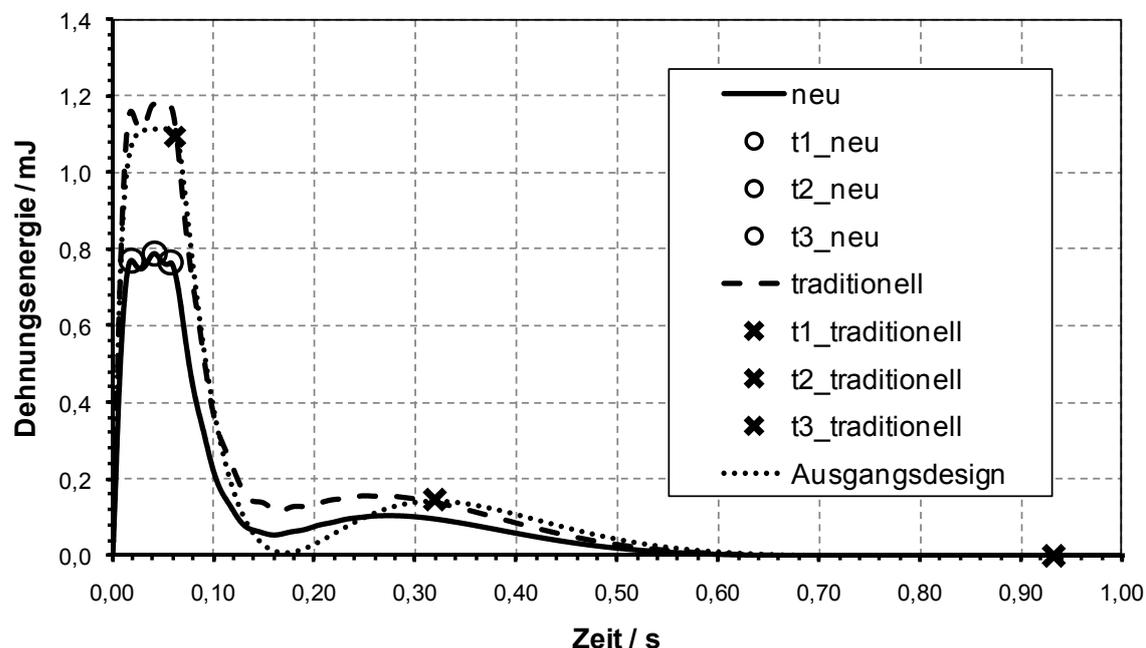


Abbildung 6.20: Verlauf der Dehnungsenergie und Auswahl der drei relevanten Lastzeitpunkte für die neue und die traditionelle Optimierung bei einer Begrenzung des Motormoments auf 20 Nm

Außerdem sind die Zeitpunkte markiert, die zur Ermittlung der verwendeten Ersatzlastfälle dienen. Die Zeitpunkte $t1_neu$, $t2_neu$ und $t3_neu$ sind das Ergebnis des Auswahlverfahrens in der letzten Iteration des Optimierungsprozesses. Diese unterscheiden sich signifikant von den ursprünglichen Lastsituationen, die hier als $t1_traditionell$, $t2_traditionell$ und $t3_traditionell$ markiert sind. In diesem Fall wird der Verlauf der Dehnungsenergie zur besseren Darstellung genutzt. Eine erneute Systemsimulation findet im traditionellen Prozess nicht statt. Diese Zuordnung wurde lediglich zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse am Ende der Optimierung durchgeführt.

Dieser Sachverhalt zeigt klar die Veränderungen, die sich im Verlauf des gesamten Prozesses ergeben, beziehungsweise die Anpassungsfähigkeit des neuen Verfahrens. Während bei traditioneller Vorgehensweise die auftretenden Maximalwerte der Dehnungsenergie im Bereich der Werte des Ausgangsdesigns liegen, kann für den systembasierenden Prozess eine Verbesserung von mehr als 30 % erzielt werden. Zu beachten ist dabei, dass lediglich 15 % des Ausgangsmaterials zum Einsatz kommt.

Die Unterschiede bezüglich des benutzten Motormomentes und der Qualität der Positionierung sind wie schon im vorangegangenen Beispiel äußerst gering, so dass dies hier nicht weiter vertieft werden soll.

Ausgangssituation Beispiel 3 - „schnelle Regelung“

Ergänzend zu den zwei bereits ausführlich diskutierten Beispielen soll nun in etwas kürzerer Form noch eine weitere Systemmodifikation vorgestellt werden. Die ersten beiden Beispiele unterscheiden sich im Wesentlichen durch das zur Verfügung stehende Motormoment. Die Grundlage für die Reglerauslegung, also die Gewichtungsfaktoren für die gewünschten Systemeigenschaften, ist gleich. Dies ist mit leichten Veränderungen der Reglerparameter verbunden, doch dominierend ist das verringerte Motormoment, das zu einem etwas langsameren Antwortverhalten des Systems führt.

Für dieses dritte Beispiel kommt nun wieder die ursprüngliche Grenze von 50 Nm zum Einsatz, verbunden aber mit einer aggressiveren Reglereinstellung. Die Ermittlung dieser Einstellung auf Basis einer Optimierung wird in Kapitel 7 vorgestellt und diskutiert. Die verwendeten Parameter sind:

- $K_p=806,7$
- $K_i=-2,8$
- $K_d=49,9$

Die Veränderungen zeigen sich beispielsweise am Verlauf des genutzten Motormoments deutlich (siehe Abbildung 6.21).

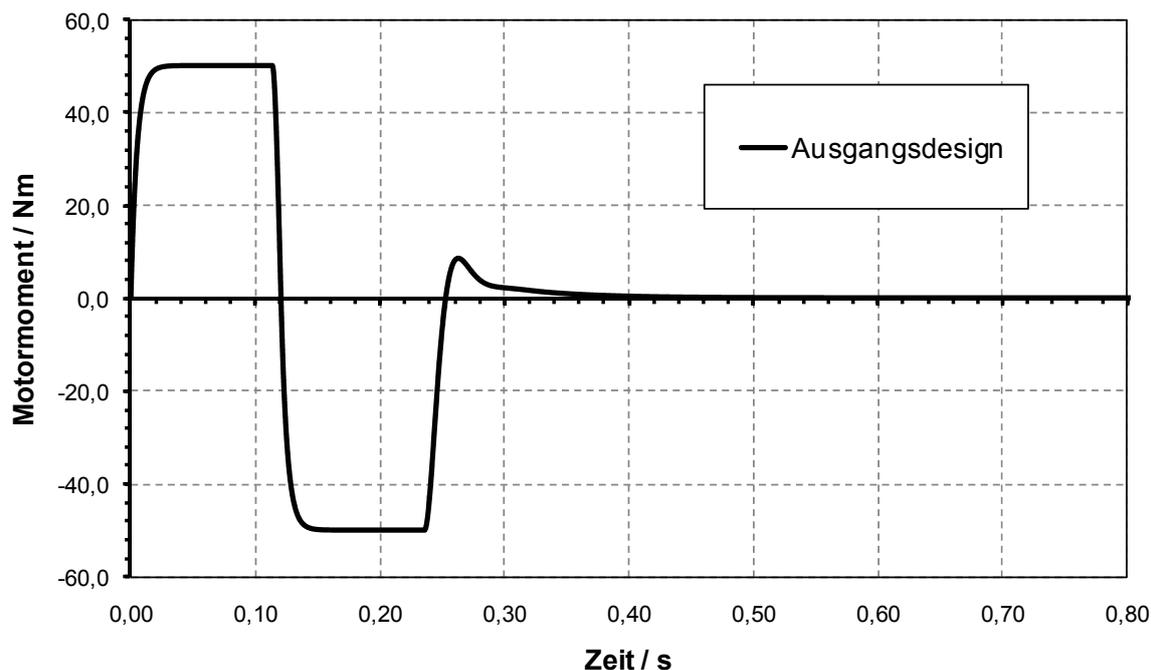


Abbildung 6.21: Verlauf des genutzten Motormoments bei einer schnelleren Regelung

Die Maximalwerte des zur Verfügung stehenden Motormoments werden sowohl für die Beschleunigung als auch für den Bremsvorgang genutzt. Die Übergänge von einer Phase zur nächsten laufen dabei im Vergleich zu den vorangegangenen Beispielen recht schnell beziehungsweise scharf ab.

Diese Modifikationen der Regelungsparameter führen entsprechend auch zu einer deutlich schnelleren Systemantwort. Abbildung 6.22 zeigt das Antwortverhalten des Arms für eine Sprungfunktion als Eingangssignal. Bereits nach etwa 0,2 s erreicht der Arm erstmals die 90° Winkelposition, während dies bei der Reglerkonfiguration im ersten Beispiel bei gleichem maximal zur Verfügung stehendem Motormoment erst nach etwa 0,4 s der Fall war. Nach einem leichten Überschwingen von etwa 3 % ist die Einschwingzeit zudem kürzer als bei der langsameren Konfiguration. Diese Vorteile werden durch einen entsprechend größeren Energieaufwand erkaufte.

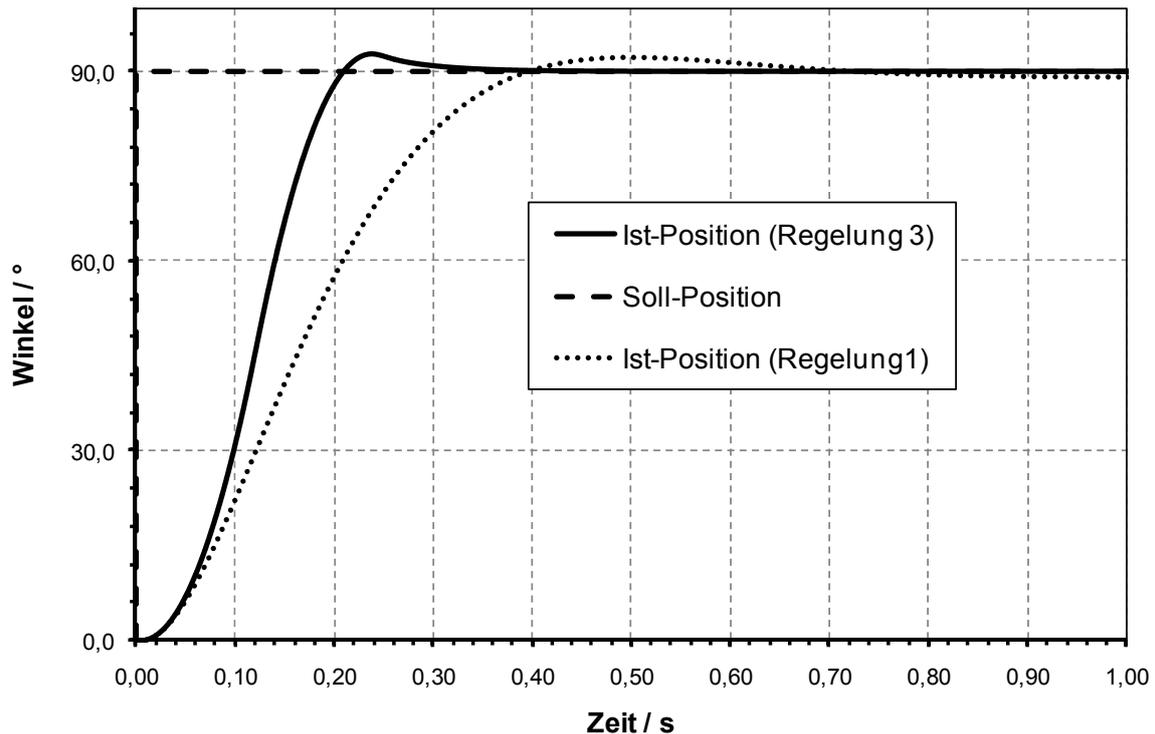


Abbildung 6.22: Sprungfunktion als Eingangssignal sowie die resultierende Systemantwort für die Armposition bei „schneller Reglerkonfiguration“ ($K_p=806,7$; $K_i=-2,8$; $K_d=49,9$)

Auf die unterschiedlichen Zielsetzungen als Eingangsgröße für die Optimierung der Regelungsparameter wird in Kapitel 7 näher eingegangen.

Ergebnisse Beispiel 3 - „schnelle Regelung“

Wieder wurde die eigentliche Optimierungsaufgabe für die Topologieoptimierung nicht verändert. 85 % des Ausgangsmaterials sind zu entfernen bei der unveränderten Zielsetzung einer Steifigkeitsmaximierung. Weitere Restriktionen oder Randbedingungen wie etwa „Frozen Elements“ kommen nicht zum Einsatz.

Die Ergebnisse der Optimierung, dargestellt in Abbildung 6.23, unterscheiden sich etwas von den Designvorschlägen aus den beiden vorangegangenen Beispielen. Erkennbar ist wieder die filigranere Struktur des traditionellen Designvorschlags im mittleren Bereich in Längsrichtung des Arms. Zudem gibt es Unterschiede im Bereich der Lastanbindung am Ende des Armes.

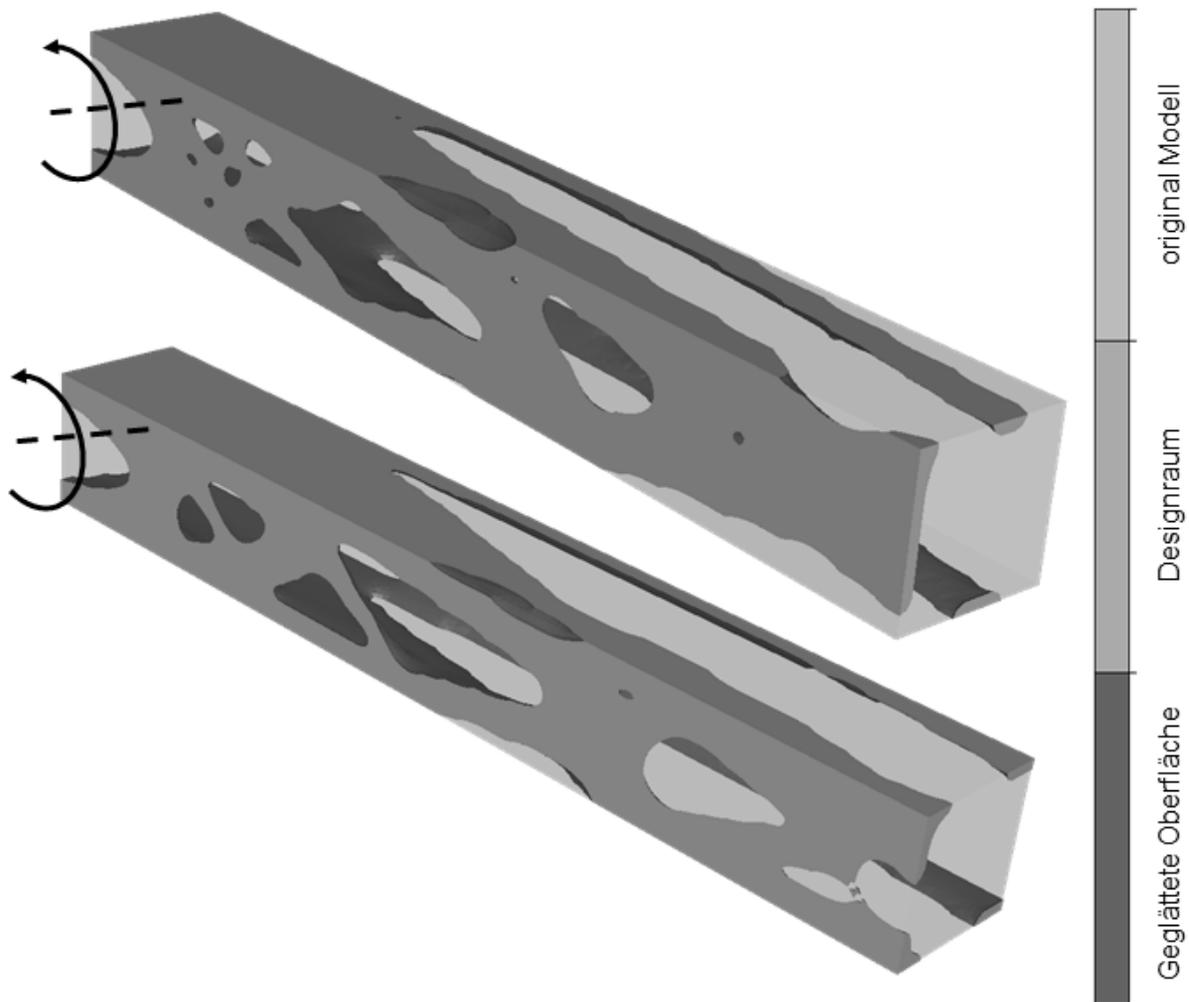


Abbildung 6.23: Vergleich der Designvorschläge (oben neu, unten traditionell) bei „schneller Regelung“

Zur besseren Einordnung der Ergebnisse wird wiederum der Designvorschlag im Systemverhalten beurteilt. Unter den Randbedingungen, die für das Ausgangsdesign ermittelt wurden, kommt die jeweilige neue Armstruktur zum Einsatz. Die dabei auftretenden Dehnungsenergien dienen als Vergleichsbasis der beiden Varianten. Abbildung 6.24 stellt einen Vergleich zwischen neuem und altem Verfahren her beziehungsweise setzt dies in Relation zum Ausgangsdesign

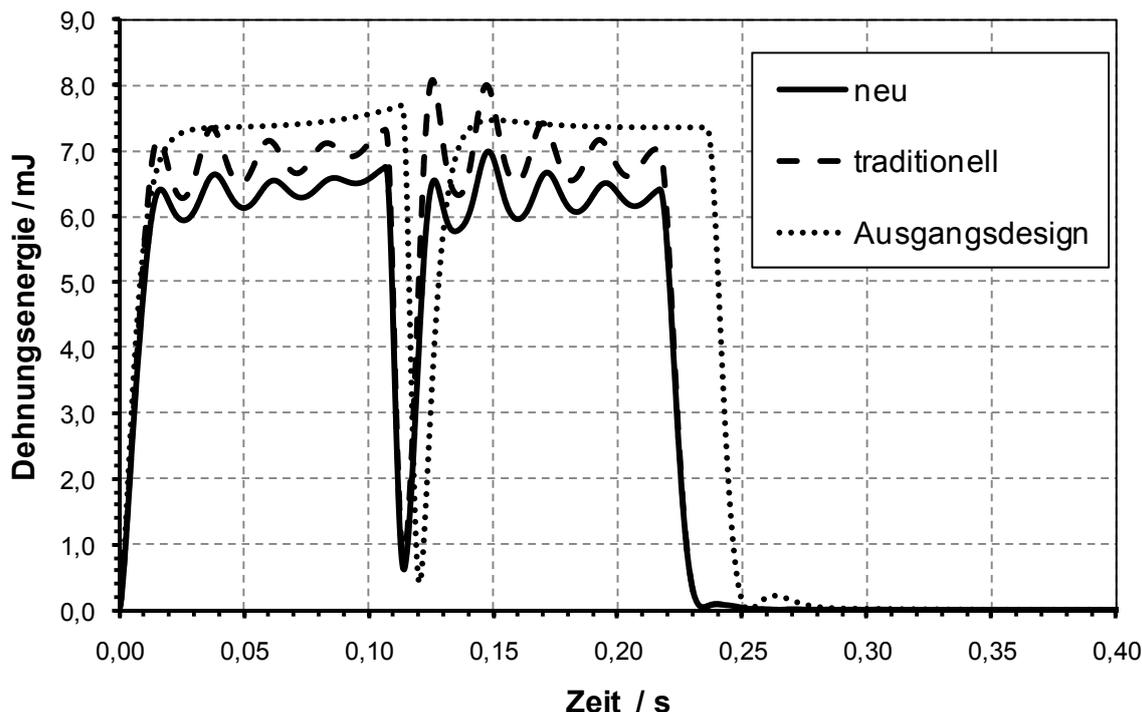


Abbildung 6.24: Verlauf der Dehnungsenergie und Auswahl der drei relevanten Lastzeitpunkte für die neue und die traditionelle Optimierung bei „schneller Regelung“

Insgesamt ist eine deutliche Absenkung der Werte für die Dehnungsenergie zwischen 0,10 s und 0,15 s zu beobachten. Dies entspricht dem Zeitpunkt zu dem das Motormoment den Vorzeichenwechsel aufweist. Während das Ausgangsdesign unter diesen Randbedingungen einen glatten Verlauf zeigt, treten bei beiden optimierten Strukturen deutliche Schwingungen auf. Zu beachten ist allerdings, dass es sich hierbei nicht um eine Winkelangabe handelt. Der Vergleich zwischen dem neuen und dem traditionellen Verfahren zeigt in diesem Beispiel leichte Vorteile (etwa 7 % bei Maximalwerten) für den systembasierenden, neuen Optimierungsprozess.

Während in den beiden vorangegangenen Beispielen die Auswirkungen auf das Antwortverhalten bezüglich der eingestellten Winkellage sehr gering sind, kann in diesem Fall eine klare Verbesserung der gefundenen Designvorschläge festgestellt werden. Das Überschwingen, das noch im Ausgangsmodell vorhanden ist, ist für das optimierte Modell nahezu eliminiert. Dies ist im Wesentlichen auf die höhere Dynamik zurückzuführen und die deutlich reduzierte Gesamtmasse des Systems. Eine Unterscheidung zwischen den beiden Verfahren, traditionell beziehungsweise neu, ist dagegen nicht zu erkennen. In Abbildung 6.25 ist daher auch nur das Ergebnis des neuen Verfahrens dargestellt.

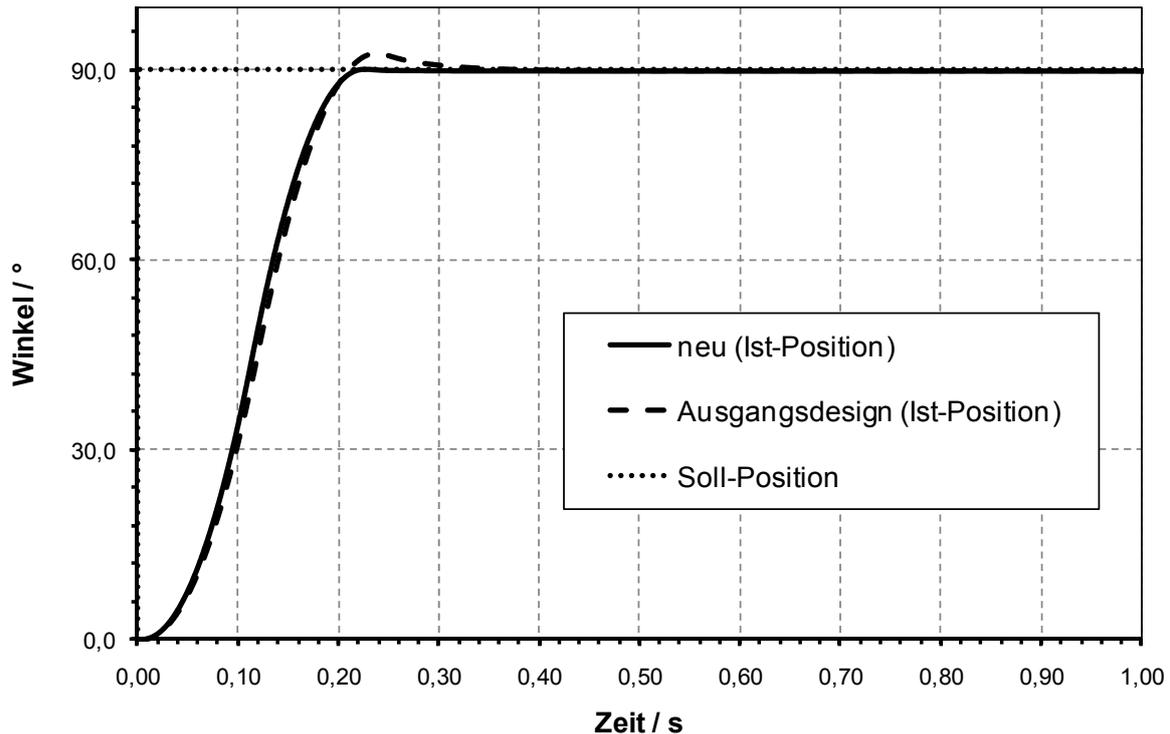


Abbildung 6.25: Vergleich der Systemantwort von Ausgangsdesign und Designvorschlag

6.1.3 Zusammenfassung und Beurteilung

In diesem Abschnitt wurde ein einfaches System genutzt, um das neue systembasierende Verfahren zur Topologieoptimierung zu untersuchen. Dieses System beinhaltet alle zentralen Merkmale eines dynamischen und geregelten Systems und lehnt sich an die Randbedingungen des humanoiden Roboters ARMAR III an. Zu optimieren war die Tragstruktur des Armes für eine reine Rotationsbewegung um 90° . Die für die Optimierung genutzten Lasten resultieren aus dieser Bewegung, wobei Einflüsse der Gravitation nicht berücksichtigt wurden.

Für drei unterschiedliche Konfigurationen der zur Verfügung stehenden Antriebsmomente beziehungsweise der Reglerparameter wurde jeweils ein Vergleich zwischen einer traditionellen Optimierung und dem neuen, systembasierenden Verfahren angestellt. Hierzu wurde für die traditionelle Optimierung das Lastkollektiv in gleicher Weise aus der Co-Simulation des flexiblen MKS gewonnen wie dies im neuen Verfahren geschieht. Im neuen Verfahren wird dieser Prozess vollständig automatisiert in jeder Iteration der Optimierung neu durchgeführt um so ein „Lasten-Update“ bereitzustellen.

Die Ergebnisse in diesem Beispiel zeigen, dass das neue Verfahren dem sich verändernden Systemverhalten deutlich besser gerecht wird. In allen drei Konfigurationen führt der Designvorschlag des erweiterten Verfahrens zu geringeren Werten in der Dehnungsenergie. Je nach Konfiguration betragen die Vorteile bis zu 30 % bezogen auf die auftretenden Maximalwerte. Da das Ziel der Optimierung eine Minimierung der auftretenden Dehnungsenergie im Systemverhalten ist, können diese Ergebnisse als äußerst positiv bewertet werden. Die Wechselwirkungen im mechatronischen System aktiv in den Prozess der Topologieoptimierung einzubinden bringt also eine bessere Bauteilgestalt hervor.

Insbesondere der Einfluss der bewegten Last, deren Schwerpunkt in diesem Beispielsystem außerhalb der Armlängsachse liegt, ändert sich im Verlauf der Optimierung deutlich. Für den Fall einer mittig fixierten Last sind die Effekte des Lastupdates dagegen wesentlich geringer (siehe beispielsweise²⁰⁸).

Die Unterschiede in den Designvorschlägen sind klar zu erkennen, aber auch die vorgenommenen Systemmodifikationen führen zu unterschiedlichen Ergebnissen. Dies unterstreicht die Tatsache, dass eine intuitive Gestaltung in derartig komplexen Systemen nur bedingt geeignet ist. Gleichzeitig kommt in diesem Fall der Abbildung von Einsatzszenarien eine gesteigerte Bedeutung zu. Bei einer Berücksichtigung von komplexeren Randbedingungen wie etwa Fertigungsrestriktionen für reale Bauteile oder der Ergänzung durch weitere statische Lastfälle, kann sich der Effekt aus den Wechselwirkungen entsprechend verringern.

Bereits an dieser Stelle wird deutlich, dass für eine Optimierung auf Basis der traditionellen Verfahren im Vorfeld der gleiche Aufwand für die Modellbildung notwendig ist, wie für das neue Verfahren. So ist für die Ermittlung der Bauteillasten ebenfalls die Systemsimulation heranzuziehen.

²⁰⁸ Albers et al 2007c

6.2 Roboterarm mit zwei Freiheitsgraden (2 DOF Arm)

6.2.1 Modellbildung

MKS und Regelung

Im vorangegangenen Beispiel wurde bereits aufgezeigt wie die Wechselwirkungen zwischen Bauteil, System und Regelung in dem neuen Prozess zur Topologieoptimierung eingehen. Dieses Beispiel stellt nun eine Erweiterung des Systems um einen weiteren Freiheitsgrad und eine weitere zu optimierende Leitstützstruktur dar. Es handelt sich nun um einen Roboterarm mit zwei aktiv geregelten Freiheitsgraden. Der schematische Aufbau des MKS-Modells mit den Anbindungen zum Regelungsmodell ist in Abbildung 6.26 dargestellt. In Anlehnung an den humanoiden Roboter wird im Folgenden von einer Bewegungen der Schulter, hier Rotation um die Y-Achse, und des Ellenbogens, hier als Rotation um die Z-Achse dargestellt, gesprochen. Auch hier orientieren sich die zur Verfügung stehenden Bauräume am humanoiden Roboter ARMAR III. Der Simulationsaufbau mit Co-Simulation und hybridem MKS entspricht der Vorgehensweise aus dem ersten Beispiel. Ebenso wird die gleiche Art der Modellierung mit Starrkörperelementen und Component Mode Synthesis (CMS) bei der Einbindung der elastischen Körper genutzt.

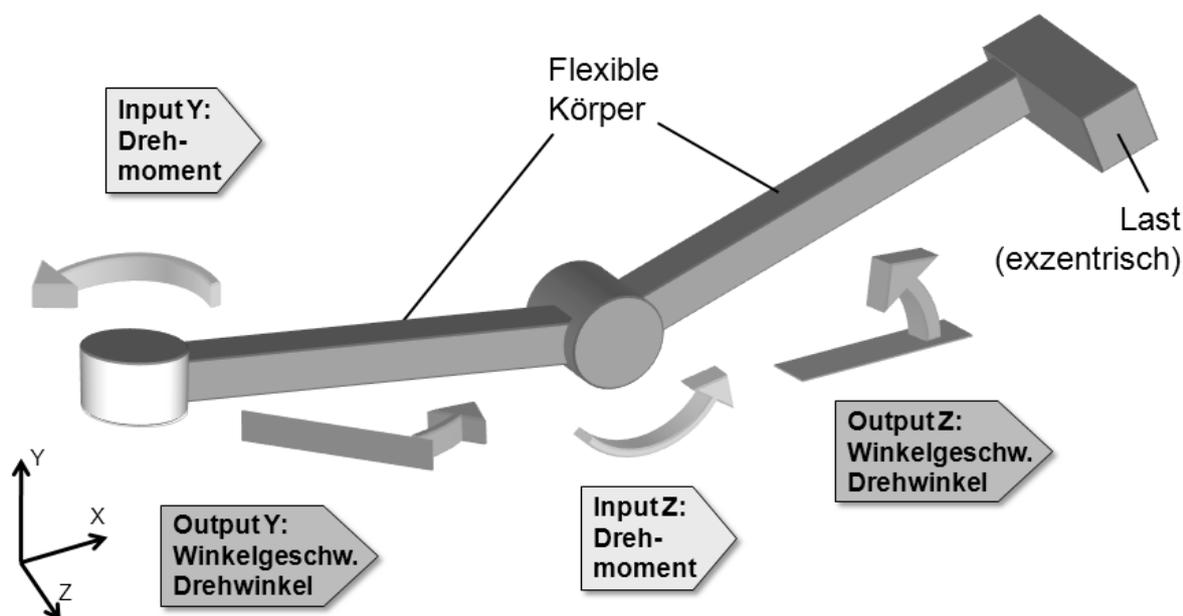


Abbildung 6.26: Schematische Darstellung des 2-DOF MKS-Modells mit flexiblen Körpern sowie den Anbindungen zum Regelungsmodell

Eine Erweiterung des Systems um einen weiteren geregelten Freiheitsgrad macht eine Erweiterung der Regelung notwendig. Auch der zweite Freiheitsgrad wird mittels eines PID Reglers geregelt.

In beiden Gelenken wird eine Sprungfunktion als Eingangsgröße genutzt, die eine Rotation um 90° bewirkt. Diese Sprünge werden mit einem zeitlichen Versatz von einer halben Sekunde aufgebracht, zuerst für die Rotation um die Z-Achse und im zweiten Schritt für die Y-Achse. Bezogen auf den humanoiden Roboter könnte dies als eine Beugung im Ellenbogengelenk und ein anschließende Drehung im Oberarm interpretiert werden. In Abbildung 6.27 ist das Simulink-Modell der Regelung dargestellt. Dieses beinhaltet neben der Schnittstelle zum MKS Solver (grau hinterlegt) auch ein einfaches Modell der Aktoren mit Momentenbegrenzung und angepasstem Zeitverhalten (vgl. auch (6.1)).

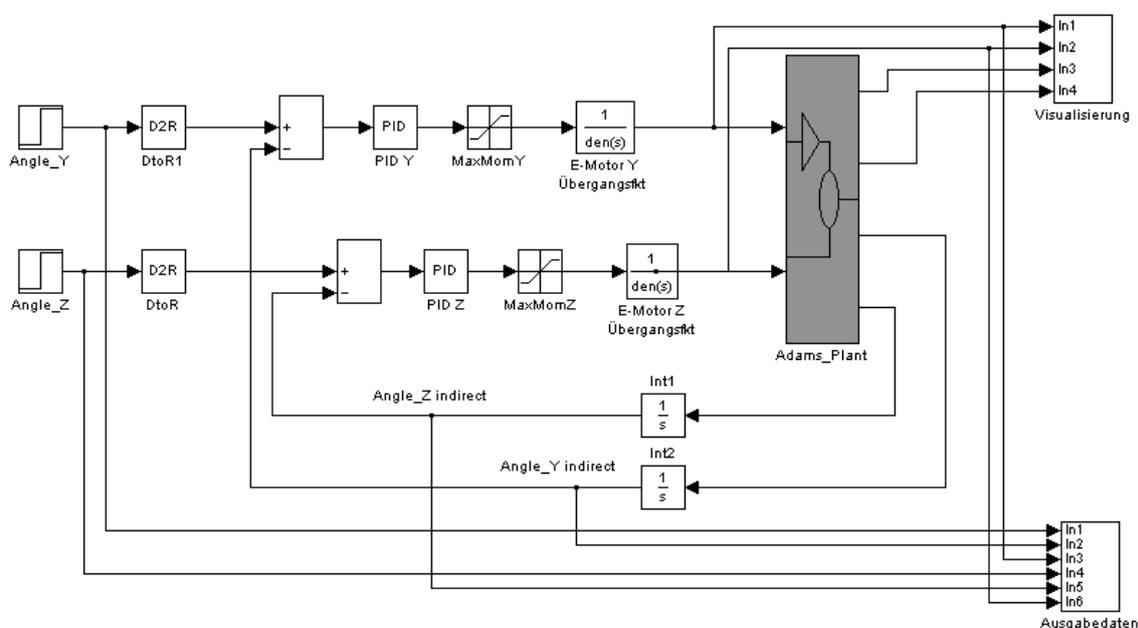


Abbildung 6.27: Simulink-Modell der Regelung mit 2 DOF

Prozessanpassung

Die parallele Optimierung von zwei unterschiedlichen Körpern innerhalb eines Systems macht einige Anpassungen im Prozess notwendig. In Kapitel 5.3.4 ist beschrieben, wie auf Basis einer FE-Eingabedatei im neuen Prozess zwei unterschiedliche Analysen durchgeführt werden. Einerseits zur Bereitstellung des flexiblen Körpers für die Simulation des hybriden MKS und andererseits zur Ermittlung der direkten Eingangsgrößen für das Optimierungsmodul. Bei der parallelen Optimierung von zwei Körpern wird nun für die eigentliche Topologieoptimierung ebenfalls ein einzelnes FE-Modell benötigt. Für die Modellierung des

hybriden MKS müssen dagegen zwei unabhängige Körper erzeugt werden, die dann mit unterschiedlichen Gelenken im MKS-Modell verbunden werden können. Umgesetzt ist dies für diese Optimierung mit Hilfe von sogenannten Superelementen von MD Nastran, die auch zur Modellierung der restlichen Interfaceknoten genutzt werden²⁰⁹.

Eine weitere Ergänzung im Vergleich zur Optimierung eines einzelnen Körpers ist im Modul Lastfallermittlung notwendig. Dabei wird der Verlauf der Dehnungsenergie getrennt für beide Körper analysiert. Nach einer getrennten Auswahl der Lastfälle für die jeweiligen Körper werden diese für eine gemeinsame FE-Analyse zusammengeführt und so aufbereitet, dass sie in der Optimierung genutzt werden können.

Hierdurch kann das Prinzip des Lastupdates auch für die Optimierung von zwei Körpern auf Basis des Systemverhaltens zum Einsatz kommen. Die Materialverteilung zwischen beiden Körpern ist dadurch völlig frei und kann entsprechend den Belastungen gestaltet werden. Eine a-priori Festlegung durch den Benutzer, welche die Möglichkeiten der Optimierung einschränken würde, ist somit nicht notwendig. Die Angaben bezüglich des Zielvolumens beziehen sich dementsprechend auch auf den gesamten zur Verfügung stehenden Bauraum beider Körper.

6.2.2 Ergebnisse

Ziel der Topologieoptimierung ist die Maximierung der Steifigkeit für die Leitstützstruktur des Unterarms und des Oberarms. Das Zielvolumen beträgt auch hier 15 % der Ausgangsmasse, wobei keine Vorgaben über die Verteilung des Materials in den beiden Teilen vorliegen. Ebenfalls wird auf weitere Restriktionen oder Randbedingungen wie etwa eine Auszugsrichtung oder eine Einschränkung von Designvariablen für Lagersitze oder Verschraubungen mittels so genannter „Frozen Elements“ verzichtet. Dies ist an dieser Stelle sinnvoll, da es hier nicht darum geht, ein sinnvolles Bauteil für ein real zu entwickelndes System zu gestalten. Stattdessen steht die Untersuchung der Methode als solche im Mittelpunkt.

So werden auch für dieses Modell die Einflüsse der Schwerkraft nicht herangezogen oder zusätzliche statische Lasten aufgebracht. Wie schon im zuvor diskutierten Beispiel würde die Berücksichtigung der Schwerkraft eine aufwändigere Regelung erfordern und zusätzliche richtungsabhängige Belastungen hervorrufen. Auf diesem Weg resultieren die Bauteilbelastungen dagegen ausschließlich aus dem dynamischen Verhalten, so dass völlig isoliert die Auswirkungen des veränderten

²⁰⁹ Albers et al 2008d

Prozesses untersucht werden können. Die Effekte der Schwerkraft werden an dieser Stelle bewusst ausgeblendet, während im komplexeren Szenario, das in Kapitel 8 vorgestellt wird, auch dieser Zusammenhang berücksichtigt wird. Das dynamische Verhalten wird maßgeblich durch die Einstellung der Regelungsparameter bestimmt. Eine aktive Kompensation von Wechselwirkungen bei Bewegungen in den beiden Freiheitsgraden wird dabei nicht vorgenommen. Dies bedeutet, dass die vorgegebene Stellgröße eines Gelenks nicht durch das Verhalten des anderen Freiheitsgrades verändert werden kann.

Ausgangssituation

Für die Aktoren ist ein maximales Moment von jeweils 50 Nm vorgegeben. Die Einstellung der Parameter ist dabei so gewählt, dass dieses maximale Moment innerhalb der beiden Rotationsbewegungen auch genutzt wird. Für die Regelung kommen dabei folgende Parameter zum Einsatz:

- $K_p=264,3$
- $K_i=5,8$
- $K_d=17,0$

Für den Verlauf der genutzten Momente ergibt sich folgender Zusammenhang:

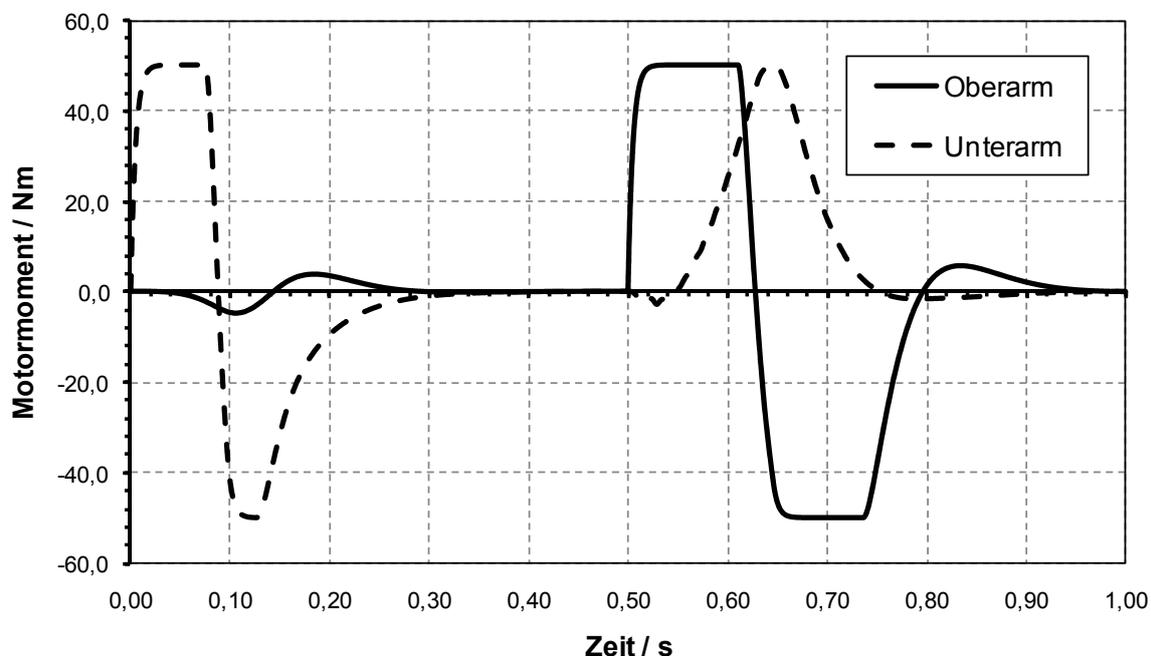


Abbildung 6.28: Genutztes Motormoment für die Bewegungen von Unter- und Oberarm

Aus Abbildung 6.28 wird ersichtlich, dass zunächst die Bewegung des Unterarms durchgeführt wird und anschließend die Rotation im Schultergelenk, also die Bewegung des Oberarms. Darüber hinaus wird deutlich, dass Wechselwirkungen zwischen beiden Freiheitsgraden bestehen. Während der Bewegung des Unterarms sind die Auswirkungen auf den Oberarm noch relativ gering. Bei der vorgesehenen Bewegung des Oberarms sind dagegen signifikante Auswirkungen auf das aufbrachte Moment für die Beibehaltung der Unterarmposition notwendig.

Im Grunde kann die Bewegung des Oberarms als eine Art Störung für das Ellenbogengelenk angesehen werden, welches die Rotation des Unterarms bewirkt. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 6.29 anhand der Systemantwort auf die beiden Sprungfunktionen als Eingangssignal dargestellt. Die Auswirkungen der Unterarmbewegung auf die Position des Oberarms sind vernachlässigbar klein, während im umgekehrten Fall die Auswirkungen klar zu erkennen sind.

Derartige Zusammenhänge stellen einen wesentlichen Teil für die Motivation zur Nutzung einer komplexeren Regelung dar, weil hierbei diese Wechselwirkungen berücksichtigt werden können. Dies ist allerdings nicht Gegenstand dieser Arbeit und soll daher nicht weiter vertieft werden.

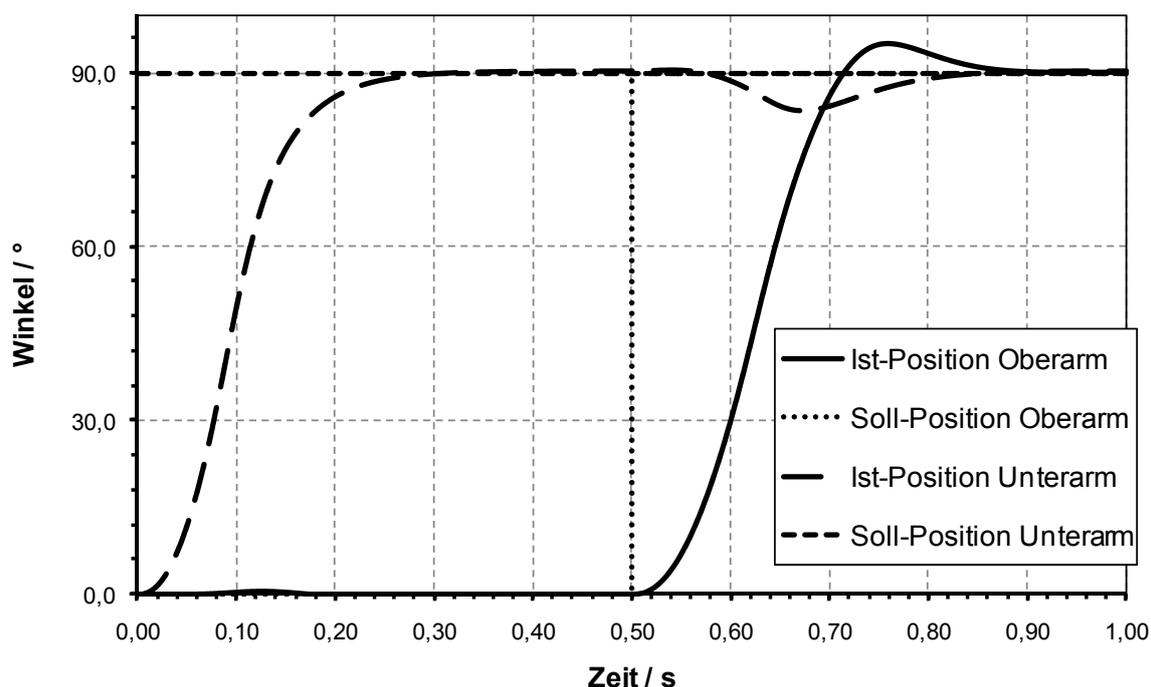


Abbildung 6.29: Antwortverhalten des Systems auf zwei Sprungfunktionen

Für die Optimierung spielt der Verlauf der Dehnungsenergie eine wichtigere Rolle, da auf dieser Basis die Lastfälle bestimmt werden (siehe Abbildung 6.30). Auffällig ist dabei, dass die Spitzenwerte im Oberarm während der Rotation des Unterarms auftreten. Das aufbrachte Motormoment im Schultergelenk ist in diesem Zeitraum

allerdings sehr gering, da sich das resultierende Moment über die Lagerung abstützt, welche als ideal starr angenommen ist. Das genutzte Motormoment wird in dieser Situation lediglich benötigt, um die Effekte der außerhalb der Unterarm-längsachse angebrachten Last auszugleichen. Die Werte des Unterarms sind in diesem Bereich mit der Situation bei den Systemen mit einem Freiheitsgrad vergleichbar, die im vorangegangenen Abschnitt ausführlich diskutiert wurden. Jeweils in der Beschleunigungs- und in der Verzögerungsphase treten hier die größten Belastungen auf. Der Minimalwert bei etwa 0,9 s hängt auch hier mit dem Vorzeichenwechsel im Motormoment zusammen und die gleiche Charakteristik ist auch im Oberarm zu beobachten. Insgesamt sind die Werte hier um etwa eine Größenordnung höher als im Unterarm, was auf Grund des längeren Hebelarms den Erwartungen entspricht.

Im zweiten Abschnitt der Bewegung ergibt sich für den Oberarm eine grundsätzlich ähnliche Belastung, allerdings sind deutliche Schwingungen überlagert, die aus den Wechselwirkungen zwischen Ober- und Unterarmbewegung resultieren.

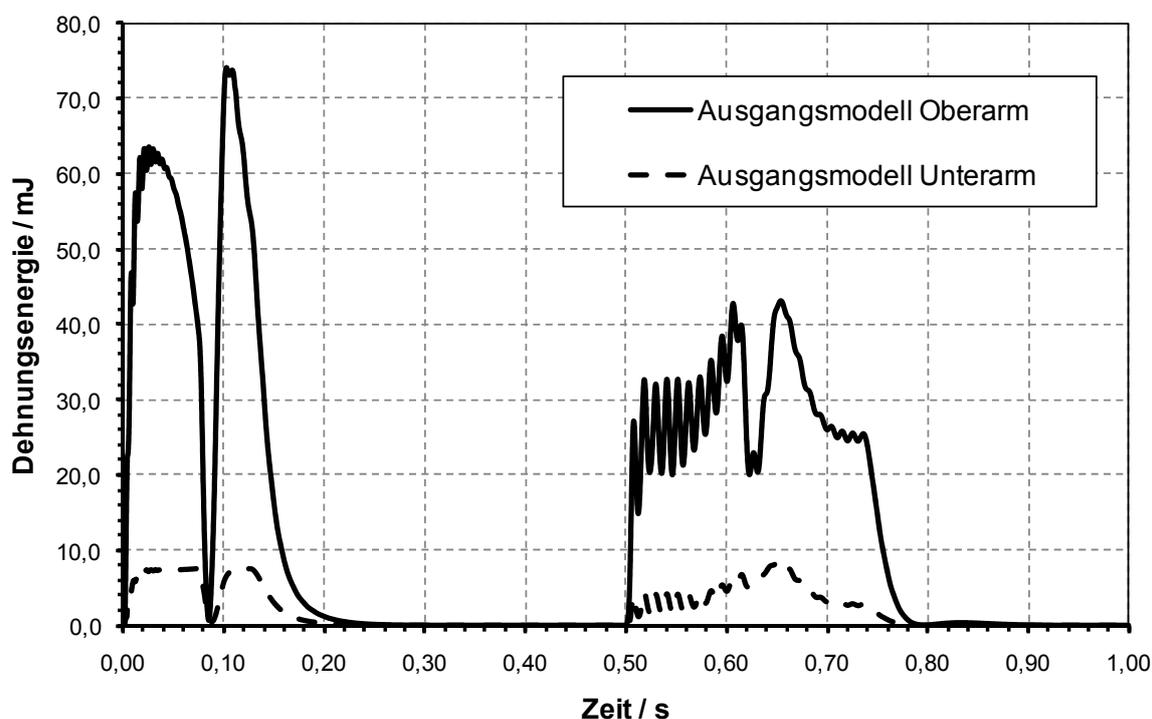


Abbildung 6.30: Verlauf der Dehnungsenergie im Oberarm- und Unterarm für die Bewegung des Ausgangsdesigns

Der Nulldurchgang des Motormoments für die Schulterbewegung, also der Übergang von Beschleunigung zum Bremsen, wird in diesem Fall mit den Ausgleichsbewegungen im Ellenbogengelenk überlagert. Aus diesem Grund sinken die Belastung und damit die Werte der Dehnungsenergie nicht so stark ab, wie dies im ersten Abschnitt der Bewegung der Fall ist. An dieser Stelle wird auch deutlich, dass der skalare Wert der Dehnungsenergie durchaus für die Detektion von Lastfällen geeignet ist. Eine

intuitive Auswahl von Lastzeitpunkten, die in traditionellen Prozessen immer wieder zur Anwendung kommt, weist gerade für komplexe Systeme deutliche Gefahren auf.

Ergebnisse

Im Vergleich zum Beispielsystem mit einem Freiheitsgrad ist das Verhalten des Systems mit zwei Freiheitsgraden deutlich komplexer. Durch die Rotation um unterschiedliche Raumachsen ergibt sich, wie bereits angedeutet, auch eine komplexe Lastsituation. Außerdem ist diese Belastung in einem noch größeren Maß vom eigenen Design abhängig, das ja aber gerade mit Hilfe der Optimierung gefunden werden soll. Im Folgenden werden nun die Ergebnisse des neuen und des traditionellen Verfahrens miteinander verglichen. In Abbildung 6.31 sind die Designvorschläge, also die Ergebnisse der Optimierung, für das neue und das traditionelle Verfahren dargestellt.

Für die traditionelle Optimierung bleiben die Lastfälle während des gesamten Prozesses konstant. Diese sind mit den Lastfällen identisch, die auch im neuen Verfahren für das Ausgangsdesign ermittelt wurden. Grundsätzlich ist in beiden Fällen zu erkennen, dass im Oberarm mehr Material angelagert wird als in der Tragstruktur des Unterarms. Beim Designvorschlag des neuen, systembasierenden Verfahrens ist dieser Effekt allerdings deutlich stärker ausgeprägt. Während die traditionelle Optimierung in diesem Fall eine Art U-Profil erzeugt, entsteht im neuen Prozess eine fast geschlossene Form vergleichbar mit einem Vierkantrohr. Damit wird eine Art Kompromiss zwischen der Unterarm- und der Oberarmbewegung getroffen, da die resultierenden Belastungen um 90° versetzt wirken.

Bei der vorgeschlagenen Struktur des Unterarms liefert das traditionelle Verfahren ein vergleichbares Ergebnis wie für den Oberarm, also auch eine Art U-Profil, allerdings mit einem deutlich geringeren Materialeinsatz. Das systembasierende Verfahren wird auch hier den Veränderungen in Folge der Optimierung besser gerecht und bildet mittels einer Art Dreiecksstruktur einen Kompromiss zwischen beiden Belastungen aus.

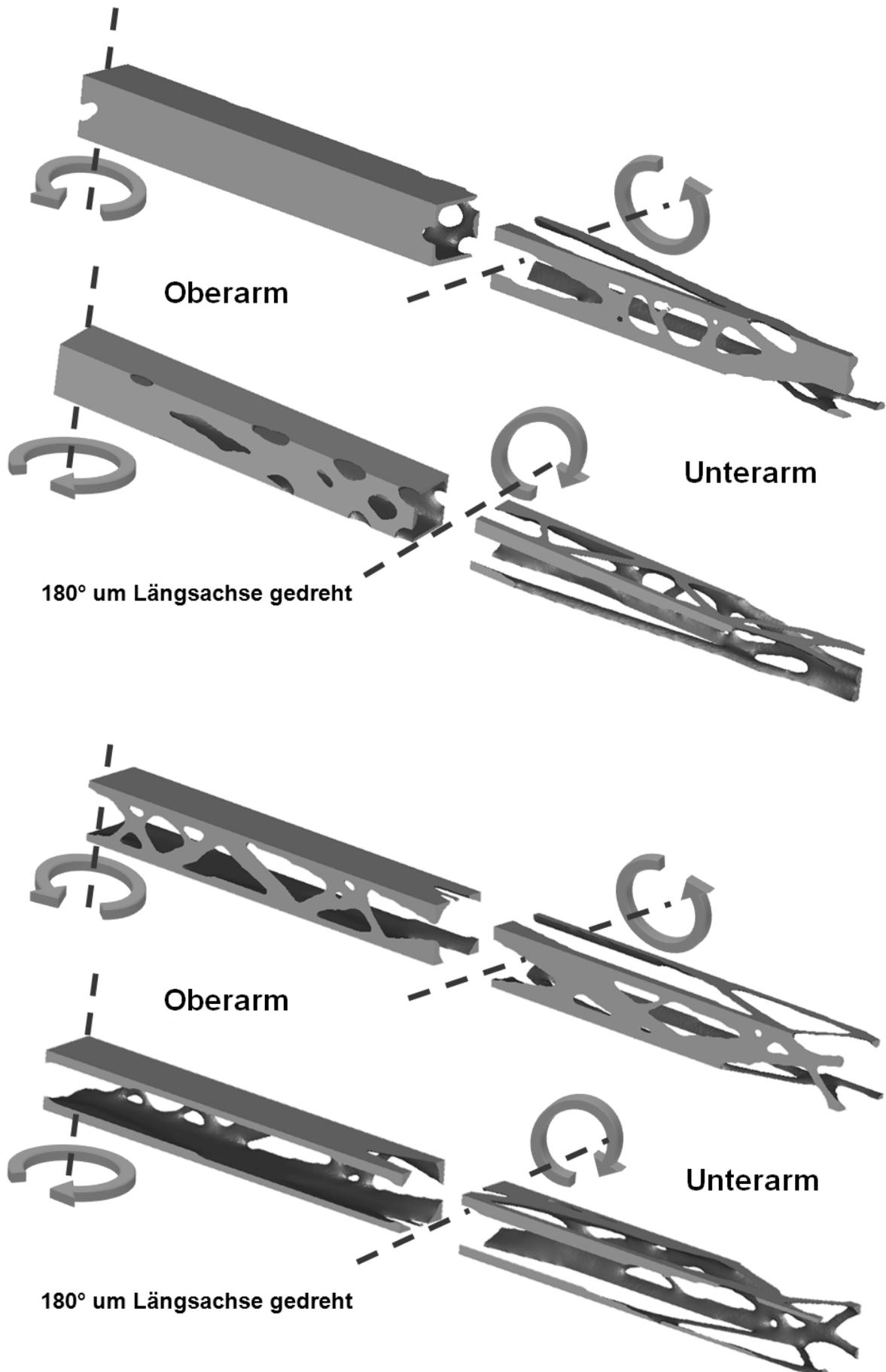


Abbildung 6.31: Ergebnisse Topologieoptimierung, oben neu, unten klassisch

Die Auswirkungen dieser unterschiedlichen Designvorschläge werden anhand der auftretenden Dehnungsenergien bei einer Nutzung der ermittelten Strukturen im dynamischen und geregelten System deutlich. In Abbildung 6.32 wird ein Vergleich für den Oberarm zwischen den beiden Verfahren hergestellt.

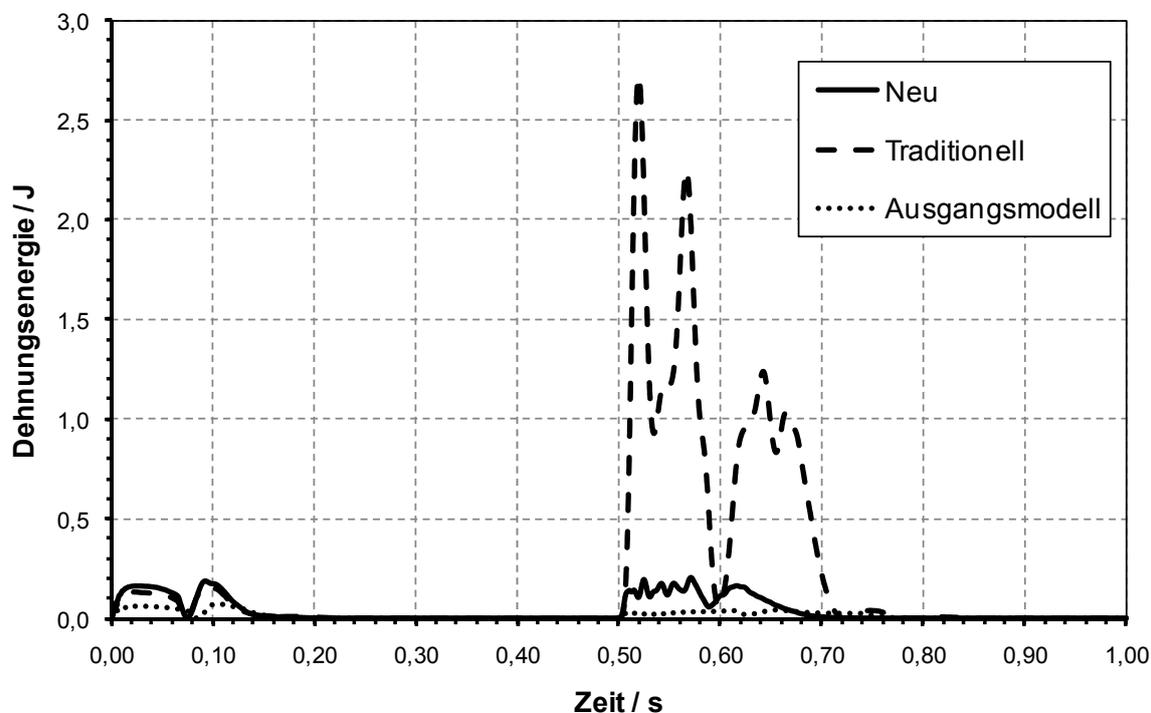


Abbildung 6.32: Vergleich der Dehnungsenergien im Oberarm

Die Unterschiede sind hierbei gravierend. Bei der Variante des neuen Verfahrens sind die Spitzenwerte im ersten und zweiten Abschnitt des Bewegungsszenarios etwa gleich groß. Das Ergebnis der traditionellen Variante dagegen weist im ersten Teil minimale Vorteile auf, allerdings ergeben sich im zweiten Teil erhebliche Nachteile. Die auftretenden Spitzenwerte sind um etwa eine Größenordnung schlechter als beim neuen systembasierenden Optimierungsprozess. Dies ist darauf zurückzuführen, dass in der Lastsituation des Ausgangsdesigns die Belastung im ersten Abschnitt dominierend war. Folgerichtig wurden die entsprechenden Lastfälle für die Optimierung genutzt. Durch die Wechselwirkungen zwischen Bauteilgestalt und dem Verhalten des restlichen Systems verändert sich dieser Sachverhalt im Verlauf des Optimierungsprozesses. Das neue Verfahren trägt diesem Sachverhalt Rechnung, was zu den oben beschriebenen Vorteilen führt.

Nicht ganz so gravierend sind die Unterschiede in den Werten für den Unterarm, da hier die Belastungen im ersten und zweiten Teil für das Ausgangsdesign ähnlicher zueinander waren (siehe auch Abbildung 6.30). Die Werte der Dehnungsenergie im Unterarm für die jeweiligen Ergebnisse der Optimierung sind in Abbildung 6.33 dargestellt. Auch in diesem Fall zeigt die traditionelle Optimierung eine Spezialisie-

rung auf die Lastsituation, die im Ausgangsdesign die größten Werte liefert. Das neue systembasierende Verfahren ist dagegen auch hier in der Lage die Systemveränderungen in Folge der Bauteilmodifikation im Prozess der Topologieoptimierung aktiv einzubinden. Hinsichtlich der Qualität der Positionierung unterscheiden sich die beiden Verfahren dagegen kaum.

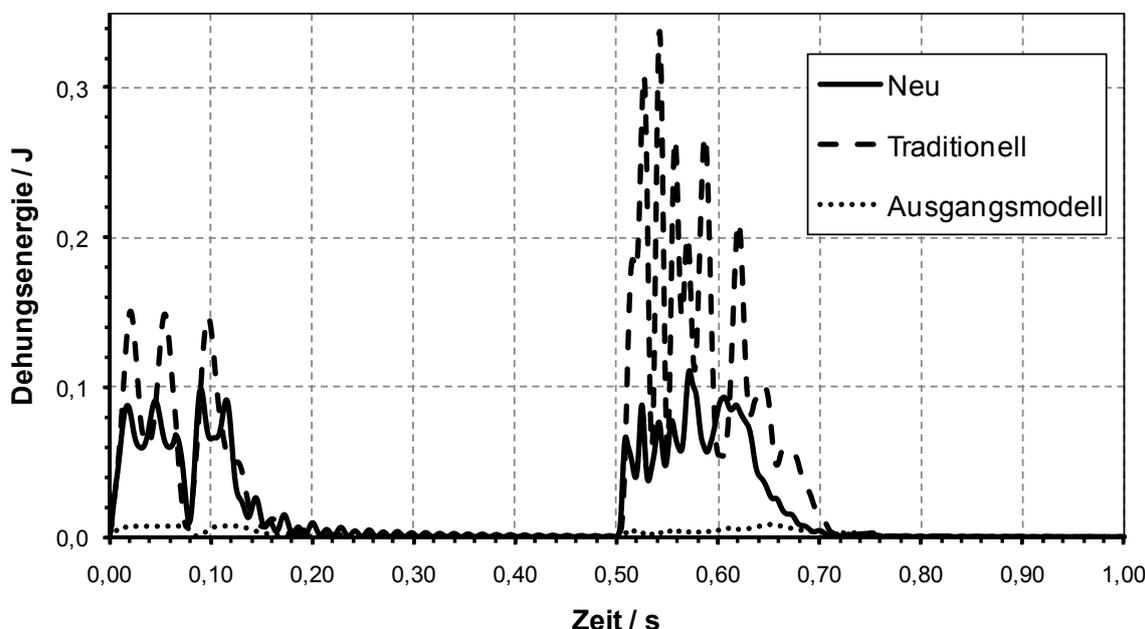


Abbildung 6.33: Vergleich der Dehnungsenergien im Unterarm

6.2.3 Zusammenfassung und Beurteilung

In diesem Abschnitt wurde ein erweitertes System mit zwei aktiven Freiheitsgraden eingeführt. Dieses orientiert sich, wie schon das System mit einem Freiheitsgrad, am humanoiden Roboter ARMAR III. Die Erweiterung um einen Freiheitsgrad bewirkt im Kontext der Topologieoptimierung eine deutliche Komplexitätssteigerung. Insbesondere die Wechselwirkungen zwischen den Bewegungen der beiden Freiheitsgrade sowie die Rotationen um unterschiedliche Achsen im Raum sind dafür verantwortlich.

Zur Nutzung des automatisierten Optimierungsprozesses waren daher einige Modifikationen notwendig. Diese betreffen einerseits die Erzeugung der zwei flexiblen Körper aus einer FE-Eingabedatei heraus, was in jeder Iteration neu geschehen muss. Andererseits war eine Erweiterung im Bereich der Lastfallermittlung nötig. Durch eine separate Betrachtung der beiden Körper und einer anschließenden Kombination der Lastfälle konnte das bestehende Prinzip der Lastfallermittlung weiter genutzt werden. Insgesamt wird auch für die Optimierung

von zwei Körpern im System nur eine Optimierungsaufgabe definiert, wodurch sich eine freie Materialverteilung zwischen Ober- und Unterarm ergibt.

Die Auswirkungen auf den Optimierungsprozess durch die Wechselwirkungen im System sind in diesem Beispiel erheblich. Die Unterschiede in den auftretenden Dehnungsenergien betragen teilweise sogar eine Größenordnung. Das traditionelle Verfahren führt hierbei zu einer Spezialisierung auf eine Lastsituation, die aus dem Verhalten des Systems im Ausgangszustand resultiert. Das geänderte Systemverhalten in Folge der Bauteilmodifikationen durch den Optimierer stellt aber andere veränderte Anforderungen an das Bauteil.

Durch den neuen Prozess mit dem Lastenupdate können diese Veränderungen aktiv im Optimierungsprozess eingebunden werden, was in dem vorgestellten Beispielsystem mit zwei Freiheitsgraden zu erheblichen Vorteilen führt.

7 Topologieoptimierung mit Adaption der Regelung

7.1 Grundidee

Im vorangegangenen Kapitel wurde aufgezeigt, wie die Wechselwirkungen zwischen Regelung, Bauteil und Systemverhalten durch den erweiterten Prozess zur Topologieoptimierung aktiv eingebunden werden können. Hieraus resultiert die gesteigerte Leistungsfähigkeit der untersuchten Bauteile im Kontext des Systemverhaltens. Kernpunkt ist dabei die Bereitstellung von aktualisierten Lastfällen während des gesamten Prozesses der Optimierungskette. Diese neuen Lastfälle resultieren aus dem veränderten Verhalten des Gesamtsystems. Da sich das Systemverhalten durch die vom Optimierer eingebrachten Bauteilmodifikationen verändert, hat dies entsprechend auch Auswirkungen auf die Regelung²¹⁰. Im Allgemeinen wird eine Regelung, die auf das System im Ausgangszustand der Optimierung eingestellt ist, für den Endzustand weniger gut geeignet sein²¹¹. Im einfachsten Fall führt dies zu leichten Einbußen hinsichtlich der Qualität der Regelung, jedoch ist für komplexe Systeme auch denkbar, dass bei entsprechend großen Veränderungen kein stabiles Verhalten mehr gewährleistet werden kann.

Auf Grund der klaren Wechselwirkungen zwischen Reglereinstellung und Regelstrecke hat dieser Sachverhalt Auswirkungen auf die Ermittlung von Lastfällen. So wird eine ungünstig eingestellte Regelung andere Belastungen für mechanische Bauteile nach sich ziehen als eine besser eingestellte Regelung. Die grundlegende Idee besteht nun darin, bei der Ableitung der für die Strukturoptimierung genutzten Lastfälle stets eine sinnvolle Einstellung der Regelung zu gewährleisten. Es erfolgt also nicht nur eine einmalige Einstellung der Regelung vor Beginn der Topologieoptimierung. Stattdessen wird nach jeder Bauteilmodifikation, also in jeder Iteration der Topologieoptimierung, auch die Regelung wieder entsprechend angepasst.

²¹⁰ Albers et al 2007d

²¹¹ Albers et al 2009a

Diese Strategie stellt also die konsequente Weiterführung des in Kapitel 5 geforderten Ansatzes dar:

„Aktualisierung der Lasten unter Berücksichtigung des Systemverhaltens“

Die grundsätzlichen Anforderungen, die aus der Zielsetzung für diese Arbeit resultieren, sind auch für die Anpassung der Regelung während des Optimierungsprozesses relevant. Von zentraler Bedeutung ist hierbei die Einbindung von standardisierten Softwarewerkzeugen sowie die Schaffung eines durchgängigen Prozesses, der keine Benutzereingriffe während des Optimierungsprozesses erfordert. Die in Kapitel 2 vorgestellten bekannten Verfahren zur Regeleinstellung setzten dagegen einen Benutzereingriff voraus und eignen sich somit nicht für einen automatisierten Einsatz im Rahmen der systembasierenden Topologieoptimierung.

Stattdessen wird hier eine alternative Lösung eingeführt, mit der erreicht werden kann, dass innerhalb von jeder Iteration der Topologieoptimierung eine Anpassung der Regelungsparameter an die veränderte Regelstrecke vorgenommen wird. Zur Umsetzung wird hierfür eine zweite Optimierungsschleife vorgeschlagen, die als eine Art innere Optimierung in den gesamten Prozess integriert wird (siehe Abbildung 7.1).

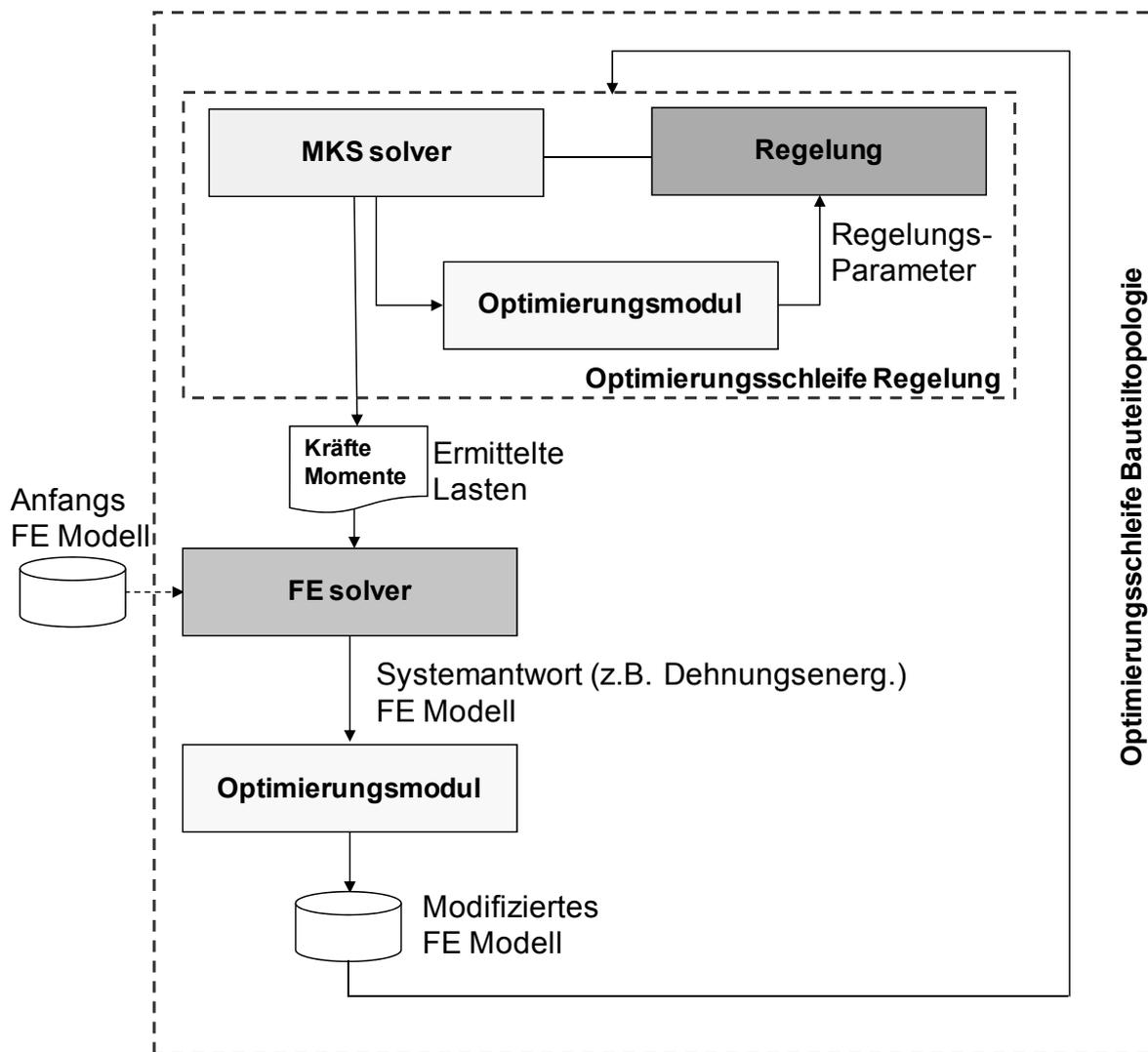


Abbildung 7.1: Schema zur automatisierten Anpassung von Regelungsparametern innerhalb der systembasierenden Topologieoptimierung

Nachdem das Optimierungsmodul der Topologieoptimierung die Modifikationen am Bauteil ausgeführt hat, wird zu Beginn der nächsten Iteration das veränderte Systemverhalten in der Simulation erfasst. Darauf aufbauend kann dann eine Optimierung der Regelungsparameter erfolgen. Auf diesem Weg kann somit ein sinnvolles Systemverhalten als Grundlage für die Strukturoptimierung gewährleistet werden.

7.2 Automatisierte Reglereinstellung

7.2.1 Anforderungen

Um eine Strategie für eine automatisierte Einstellung von Regelungsparametern auszuwählen, wird zunächst ein bestehendes Verfahren betrachtet, das im Zusammenhang mit Simulationsmodellen vergleichbarer Komplexität eingesetzt werden kann.

Für ein semi-aktives Landefahrwerk eines Flugzeugs reduziert KRÜGER²¹² das System auf die wohl wichtigsten zehn Freiheitsgrade, wobei etwa die Reifen als Punktkontakte mit lediglich einem Freiheitsgrad in vertikaler Richtung als ausreichend abgebildet eingestuft werden. Zunächst werden dann die Bewegungsgleichungen aus dem MKS-Modell exportiert, um in einem speziellen Werkzeug zur Reglerauslegung unterschiedliche Regelungskonzepte umzusetzen. Im nächsten Schritt folgt wiederum der Import der Regelung in das MKS-Modell mittels eines sogenannten „C-code export“ (siehe auch Kapitel 2.4). Auf Grund der starken Nichtlinearitäten im System werden die Reglerparameter nicht auf Basis von Methoden zur linearen Regelung ermittelt, sondern mittels einer Mehrziel-Parameter-Optimierung²¹³ (multi-objective parameter optimization - MOPO). Auf diesem Weg wird eine *Pareto Optimierung*²¹⁴ durchgeführt, die einen möglichst guten Kompromiss zwischen unterschiedlichen und gegenläufigen Kriterien darstellt.

In diesem Beispiel handelt es sich nicht um ein komplett automatisiertes Verfahren, dennoch werden hier zwei wichtige Aspekte deutlich. Einerseits ist für die Entwicklung einer grundlegenden Regelung nicht die gleiche Detailtiefe notwendig wie dies bei der Strukturoptimierung der Fall ist. Dies erlaubt eine Modellreduktion, was eine deutliche Effizienzsteigerung verspricht. Andererseits werden Optimierungsverfahren eingesetzt, um unterschiedlichen, teilweise auch gegenläufigen, Anforderungen für das Systemverhalten gerecht zu werden.

Für die Optimierung der Regelung innerhalb des gesamten Prozesses zur Topologieoptimierung ist es zunächst wichtig, die Zielsetzung klar zu definieren. So wird zum Beispiel angenommen, dass die Struktur der Regelung bereits besteht und nicht verändert werden muss. Es ist also keineswegs angestrebt, den gesamten, komplexen Prozess des Entwurfs einer Regelung zu implementieren. Mit Blick auf

²¹² Krüger 2002

²¹³ Eschenauer et al 1990

²¹⁴ Bestle 1994

die Einbindung solcher Verfahren in bestehende Strukturen und Prozesse von Unternehmen ist dies auch kein Hindernis, denn grundlegende Entwicklungen von Regelung und Mechanik werden in der Regel von unterschiedlichen Experten betrieben. Ebenso ist das Erreichen des globalen Optimums durch die Optimierung der Regelungsparameter nicht von zentraler Bedeutung, sondern es soll vielmehr ein sinnvolles Systemverhalten gewährleistet werden. Dies soll durch eine gute Einstellung der Regelungsparameter in einer vorgegebenen Struktur erfolgen. Da dieser Optimierungszyklus zur Einstellung der Regler in jeder Iteration der Topologieoptimierung durchgeführt wird, ist vielmehr eine hohe Effizienz für das Verfahren anzustreben. Wie auch in dem oben beschriebenen Beispiel, in dem ein Flugzeugfahrwerk als geregeltes flexibles Mehrkörpersystem abgebildet wird, ist daher eine Modellreduktion für die Reglerauslegung notwendig.

Im Folgenden wird nun zunächst das eigentliche Optimierungsverfahren vorgestellt, bevor im Zuge der Integration in den Gesamtprozess eine darauf abgestimmte Art der Modellreduktion eingeführt wird.

7.2.2 Das Verfahren

Das Verfahren zur Anpassung von Parametern der Regelung wird in dieser Arbeit für einen PID-Regler ausgelegt. Dies bedeutet, dass drei Parameter einzustellen sind. Dieser Regler ist in der praktischen Anwendung stark verbreitet und kommt auch im humanoiden Roboter im Bereich der Basisregelung zum Einsatz. Eine Erweiterung des Verfahrens, oder auch eine Reduktion, zum Beispiel für einen PI-Regler ist prinzipiell möglich. Angestrebt wird ein modular aufgebauter Optimierungsprozess, der in Matlab implementiert werden kann.

Bewertungskriterien

Während in vielen Anwendungen der Regelungstechnik nur durch das stetige Eingreifen eines Benutzers ein sinnvolles Ergebnis erzielt werden kann, besteht für ein im Gesamtprozess zu integrierendes Verfahren diese Möglichkeit nicht. Hier kann lediglich im Vorfeld einmalig ein solcher Eingriff erfolgen, womit in der Folge ein stabiler Prozess gewährleistet werden muss. Die Nutzung einer Pareto Optimierung kommt daher nicht in Frage, da eine verhältnismäßig lange Rechenzeit dagegen spricht. Demnach ist eine alternative Bewertung notwendig, die dann die Basis der Optimierung darstellen kann. Um allerdings keine einseitig spezialisierte Lösung zu generieren, wird eine Gewichtung von verschiedenen Bewertungskriterien vorgenommen. Dies ermöglicht eine gezielte Einstellung der Systemeigenschaften.

Hierzu werden unterschiedliche Merkmale zur Bewertung der Systemantwort herangezogen:

- Überschwingen
- Abweichungsintegral zwischen Soll- und Ist-Kurve
- Einschwingzeit
- Erstes Erreichen des Sollwertes
- Anzahl von Schwingungen
- Energiebedarf des Aktors
- Endabweichung zwischen Soll- und Ist-Kurve

Für jedes der sieben Bewertungsmerkmale kann eine Gewichtungskonstante GK größer gleich null gewählt werden, die in folgender Formel die Erfüllungsgrade EG der einzelnen Merkmale in die Gesamtbewertung der Systemantwort einfließen lässt:

$$GesamtEG = \left(\prod_{alle\ Merkmale} TeilEG^{GK} \right)^{\frac{1}{\sum_{alle\ Merkmale} GK}} \quad (7.1)$$

Ein Kriterium ist also ohne Einfluss, wenn seine Gewichtungskonstante null gesetzt wird. Dies gewährleistet eine gewisse Flexibilität bei der Anpassung an unterschiedliche Problemstellungen, da lediglich ein einziger Parameter verändert werden muss, ohne dass der implementierte Code tiefgehend betrachtet werden müsste.

Wichtig ist darüber hinaus, dass keine gewöhnliche Summe gebildet wird, um den Gesamterfüllungsgrad zu ermitteln. Bei einer solchen Summe wäre der „Schaden“ verhältnismäßig klein falls ein Teilerfüllungsgrad sehr gering oder gar zu null würde. Bei einer Multiplikation wirkt sich ein Wert nahe oder gleich null für einen der Faktoren dagegen gravierend auf den Gesamterfüllungsgrad aus. Auf diesem Weg kann also verhindert werden, dass in einem automatisierten Verfahren alle gewünschten Merkmale tatsächlich auch einfließen beziehungsweise von Bedeutung sind.

Manche Kriterien finden naturgemäß bei alleiniger Verwendung keine guten Lösungen. Beispielsweise wird eine reine Optimierung des Regler-Energiebedarfs eine Einstellung finden, bei der keine Bewegung ausgeführt wird und damit auch keine Energie verbraucht. Einige Merkmale sind in ihren Zielen auch widersprüchlich, beispielsweise schnelle Einschwingzeit und geringer Energiebedarf, so dass sich im Allgemeinen die Kombination unterschiedlicher Merkmale anbietet. Das Kriterium Abweichungsintegral lässt sich dabei relativ „neutral“ mit anderen Merkmalen

kombinieren. Ein Beispiel für ein gewünschtes Systemverhalten könnte ein *schnelles Einregeln* ohne *Überschwingen* und *Oszillieren* sein. Hierzu würde der größte Gewichtungsfaktor für das Merkmal *Überschwingen* ($GK = 3-5$) gesetzt in Kombination mit einem kleineren Wert für das Merkmal *Abweichungsintegral* ($GK = 1$). Diese Einstellung führt zu einer Parameterkonfiguration, die zunächst stark beschleunigt und vor Erreichen des Sollwerts wieder stark abbremst. Dieses Verhalten lässt sich mit dem Kriterium *Einschwingzeit* weiter forcieren, das heißt der Aktor würde mit dem Maximum in beiden Richtungen im Grenzbereich betrieben. Mit der Nutzung des Merkmals *Energiebedarf* kann dem wiederum entgegengewirkt werden, da besonders beim Bremsvorgang weniger Kraft aufgebracht wird, was aber natürlich mit einer etwas längeren Einschwingzeit erkauft wird.

Es ergibt sich also eine ganze Reihe an Möglichkeiten, das Systemverhalten in gewünschter Weise zu beeinflussen. Damit ist das Verfahren aber auch für veränderliche Systeme geeignet, wie es in Kombination mit der Topologieoptimierung der Fall ist. Bei einer Vorgabe von festen Schranken für einzelne Merkmale wäre es durchaus denkbar, dass der Lösungsraum für die Regelungsparameter in Folge der Bauteilmodifikationen im Verlauf der Strukturoptimierung stark reduziert würde. Im Extremfall wäre dann unter den ursprünglich vorgegebenen Bedingungen keine Lösung mehr möglich.

Algorithmus

Für die Einstellung von Regelungsparametern stehen prinzipiell kommerzielle Softwarewerkzeuge zur Verfügung, die auch auf Optimierungsalgorithmen basieren. Diese Werkzeuge sind teilweise mit grafischen Benutzeroberflächen ausgestattet und bieten daher eine komfortable Arbeitsumgebung für viele Anwendungen. Für die Integration der Regleroptimierung in den gesamten Prozess der Topologieoptimierung stehen dagegen die Möglichkeit der Automatisierung sowie die Implementierung von zusätzlichen Bewertungsfunktionen im Vordergrund. Der eigentliche Algorithmus, der auch in etablierten Werkzeugen zum Einsatz kommt wird deshalb mit den oben eingeführten Merkmalen zur Bewertung der Systemantwort kombiniert. Im Kern ist dies der *Simplex Algorithmus*²¹⁵, der in Matlab unter dem Befehl „fminsearch“ verfügbar ist.

Das Simplex-Verfahren dient zur numerischen Optimierung nichtlinearer Funktionen mit mehreren Parametern. Es wird auch als *Downhill-Simplex-Verfahren* oder *Nelder/Mead-Algorithmus* bezeichnet und sollte nicht mit dem Simplex-Verfahren der

²¹⁵ Nelder / Mead 1965

linearen Programmierung verwechselt werden. Das Verfahren bewegt sich iterativ durch den Lösungsraum, der von den Parametern der Funktion aufgespannt wird. Es nutzt eine Simplex genannte Geometrie, die sich durch drei verschiedene Ansätze auf ein Optimum zu bewegt und sich um dieses kontrahiert.

Im konkreten Fall eines PID-Reglers wird im 3-dimensionalen Raum gearbeitet, in dem jeder Reglerparameter einer Achsrichtung entspricht. Der Simplex ist dann ein unregelmäßiger Tetraeder, hat also vier Stützpunkte. Jedem dieser Stützpunkte kann durch Simulation des Systems mit seinen Parametern ein Erfüllungsgrad zugeordnet werden. Es wird in jeder Iteration versucht, diesen mit einem der folgenden Schritte Reflexion, Expansion und Kontraktion zu verbessern. Eine schematische Darstellung ist in Abbildung 7.2 aufgezeigt:

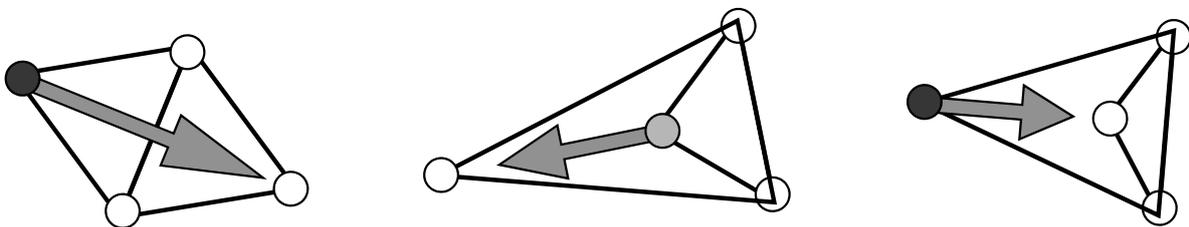


Abbildung 7.2: Die Simplex-Schritte Reflexion, Expansion und Kontraktion

Das Verfahren startet immer mit der *Reflexion*. Der schlechteste der vier Stützpunkte wird an der gegenüberliegenden Fläche des Simplex reflektiert. Abhängig vom Erfüllungsgrad des so neu entstandenen Punktes wird der nächste Schritt gewählt:

- Hat der neue Punkt den besten Wert im Simplex, so wird expandiert (s.u.)
- Hat er den schlechtesten Wert, so wird kontrahiert (s.u.)
- Liegt er dazwischen, wird der neue schlechteste Punkt reflektiert

Wenn der reflektierte Punkt der beste des neuen Simplex ist, wird er um einen bestimmten Faktor weiter in Richtung der Spiegelung nach „draußen“ verschoben, die so genannte *Expansion*. Im Anschluss folgt wieder eine Reflexion.

Wenn der reflektierte Punkt der schlechteste des neuen Simplex ist, wird er um einen bestimmten Prozentsatz wieder in Richtung der Spiegelung nach „innen“ gezogen, weshalb auch von *Kontraktion* gesprochen wird. Danach folgt wieder eine Reflexion.

Üblicherweise wird der Simplex sich durch Reflexion und Expansion zunächst auf die Lösung zubewegen. Zur Kontraktion kommt es erst, wenn er bereits sehr nah beim Optimum angekommen ist.

Als Abbruchkriterium lassen sich Toleranzen für die Reglerparameter und den Erfüllungsgrad angeben. Letztere greifen, wenn die oben genannten Schritte keine ausreichend große Verbesserung mehr bewirken können. Erstere lassen sich auch

als die Größe des Simplex interpretieren. Er wird am Ende durch Kontraktion so lange um die Lösung herum schrumpfen, bis er die definierte Mindestgröße unterschritten hat.

Außerdem können bei der Implementierung des Algorithmus in Matlab eine maximale Anzahl an Iterationen und Funktionsauswertungen angegeben werden. Die Standardwerte liegen bei 25 beziehungsweise 400. Eine Iteration ist die Durchführung von Reflexion, Expansion oder Kontraktion. Eine Funktionsauswertung ist die Bestimmung des Erfüllungsgrades für einen Punkt im Parameterraum. An dieser Stelle wird bereits klar, dass eine verhältnismäßig hohe Anzahl an Funktionsauswertungen vorgenommen wird, verglichen etwa mit den 15 Iterationen einer kompletten Topologieoptimierung.

Optimierungsstrategie

Bei dem hier ausgewählten Verfahren handelt es sich nicht um ein so genanntes Gradientenverfahren. Es werden also keine bekannten Gradienten vorausgesetzt und es ist mit Blick auf die Einstellung von Regelungsparametern für unterschiedliche Regelungsstrecken und Merkmalkombination ein robustes Verhalten gewährleistet²¹⁶. Dennoch ist die Qualität der Ergebnisse stark von der Wahl der Startwerte abhängig, da die Aufgabenstellung unter Umständen stark nichtlinear ist. Um diese Grenzen einer „lokalen“ Suche zu überwinden stehen grundsätzlich alternative Verfahren wie etwa evolutionäre Algorithmen zur Verfügung. Auf den Einsatz dieser Methoden sowie eine tiefer gehende Untersuchungen auf diesem Gebiet wird an dieser Stelle verzichtet, da die optimale Konfiguration von Reglern als solche nicht im Fokus steht.

Stattdessen wird ein zweistufiges Verfahren eingeführt, das eine Kombination einer globalen und einer lokalen Suche darstellt. Im ersten Schritt wird eine Art Rastersuche durchgeführt. Hierbei werden für unterschiedliche Parameterkombinationen des PID-Reglers die Erfüllungsgrade ermittelt. Anschließend werden vielversprechende Kombinationen als Startwerte für „lokale Optimierungen“ herangezogen. Die folgende Abbildung verdeutlicht diesen Zusammenhang:

²¹⁶ Albers et al 2008e

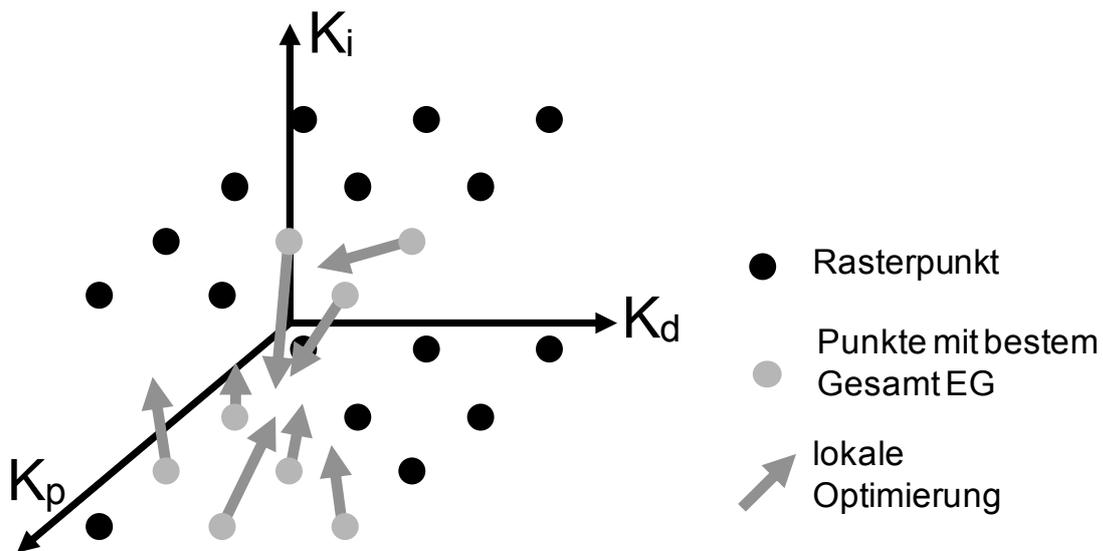


Abbildung 7.3: Kombination aus „Rastersuche und lokaler Optimierung“ zur Anpassung von Reglerparameteren

Es empfiehlt sich, die Abstände der einzelnen Rasterpunkte auf die „Reichweite“ der lokalen Optimierung abzustimmen. Diese ist stark davon abhängig wie viele Merkmale tatsächlich für die Ermittlung des Gesamterfüllungsgrades herangezogen werden. Ab einer Anzahl von vier oder mehr Merkmalen ist häufig ein spürbarer Effekt zu beobachten. Die entsprechenden Auswertungen zur Beurteilung dieses Sachverhaltes sind im implementierten Code enthalten, so dass auch eine automatisierbare Rasteranpassung von einer Iteration der Topologieoptimierung zur nächsten Iteration möglich ist.

Umsetzung

Der gesamte Prozess ist in Matlab in Form eines modularen Aufbaus umgesetzt. Matlab/Simulink kann gegenwärtig als das wichtigste Werkzeug auf dem Gebiet der Regelungstechnik angesehen werden und ist ohnehin bereits zur Abbildung der Regelungsmodelle für den neuen Prozess zur Topologieoptimierung eingebunden. Hierbei wird die verhältnismäßig aufwändige Co-Simulation zwischen Regelungsmodell und elastischem MKS-Modell nicht benötigt. Dadurch, dass strukturmechanische Fragestellungen des zu optimierenden Bauteils bei diesem Prozessschritt nicht im Vordergrund stehen, kann eine Zustands-Raumdarstellung des mechanischen

Systems verwendet werden²¹⁷. Dies beutet für die konkrete Umsetzung, dass im Regelungsmodell der Block für die Anbindung der Co-Simulation durch eine Übertragungsfunktion ersetzt werden kann. Im Sinne des generalisierten C&CM ist dies eine Folge einer anderen Sichtweise, der Regelung anstatt der Strukturmechanik, auf das System beziehungsweise eine Veränderung des Zielsystems zur Simulation.

Der modulare Aufbau in Matlab ermöglicht dabei eine einfache Erweiterung - oder auch Beschränkung - des Verfahrens sowie eine Nutzung unabhängig vom gesamten Prozess der Strukturoptimierung. Der Ablauf gliedert sich in die vier großen Blöcke Vorbereitung, Rastersuche, Lokale Optimierung und Auswertung. Der Ablauf ist in Abbildung 7.4 dargestellt.

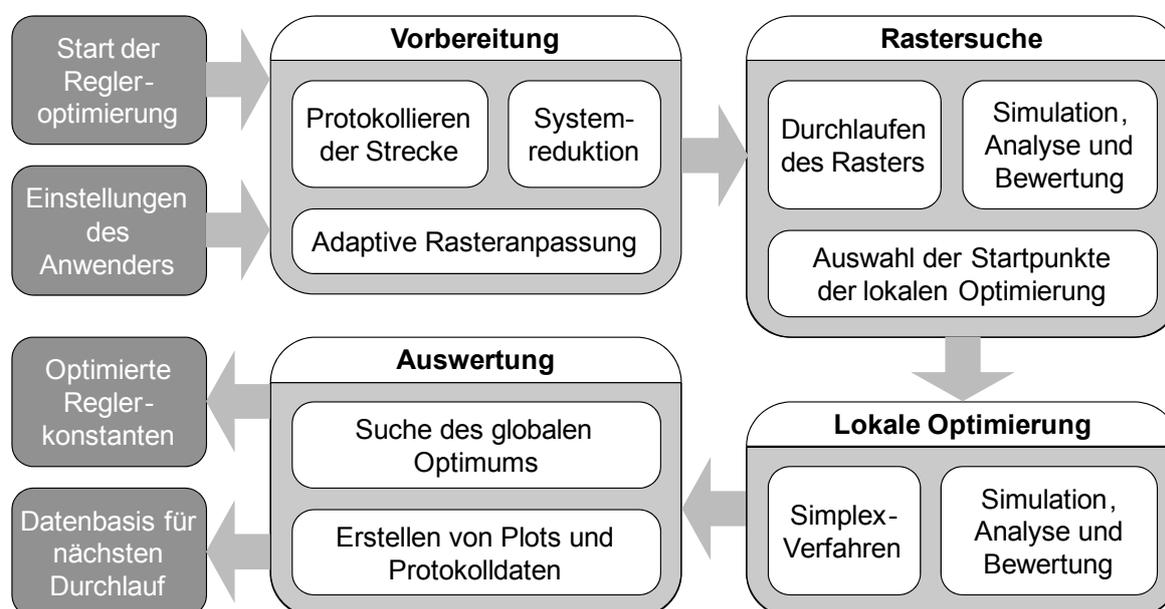


Abbildung 7.4: Ablaufschema der Regleroptimierung

Die im Block Vorbereitung integrierte Systemreduktion wird insbesondere für die Einbindung des Verfahrens in den Gesamtprozess der Topologieoptimierung wichtig. Hier wird aus dem durch die Topologieoptimierung modifizierten flexiblen MKS-Modell eine Zustandsraumdarstellung abgeleitet. Je nach Anzahl von verwendeten Moden bei der Darstellung des flexiblen Körpers kann die Anzahl der Zustände beziehungsweise Freiheitsgrade sich stark verändern, was sich entsprechend auf die Simulationsdauer auswirkt. Auf einem typischen System (2 GHz CPU, 512 MB RAM) dauert eine einzelne Simulation bei zwei Zuständen weniger als eine Sekunde, während bei 46 Zuständen schon etwa 50 Minuten benötigt werden. Die Abbildung

²¹⁷ vgl. Krüger 2002

der flexiblen Körper innerhalb des hybriden MKS richtet sich sinnvoller Weise nach den hierfür spezifischen Anforderungen, so dass eine daraus abgeleitete Zustands-Raumdarstellung verhältnismäßig umfangreich würde. Für die Regleroptimierung wird daher eine Systemreduktion notwendig. Diese wird im nachfolgenden Kapitel im Rahmen der Integration in den Gesamtprozess näher diskutiert und vorgestellt.

Sowohl im Block lokale Optimierung als auch bei der Rastersuche wird eine Simulation, eine Analyse sowie eine Bewertung durchgeführt. Hierfür werden unterschiedliche Module herangezogen, wie in Abbildung 7.5 zu erkennen ist.

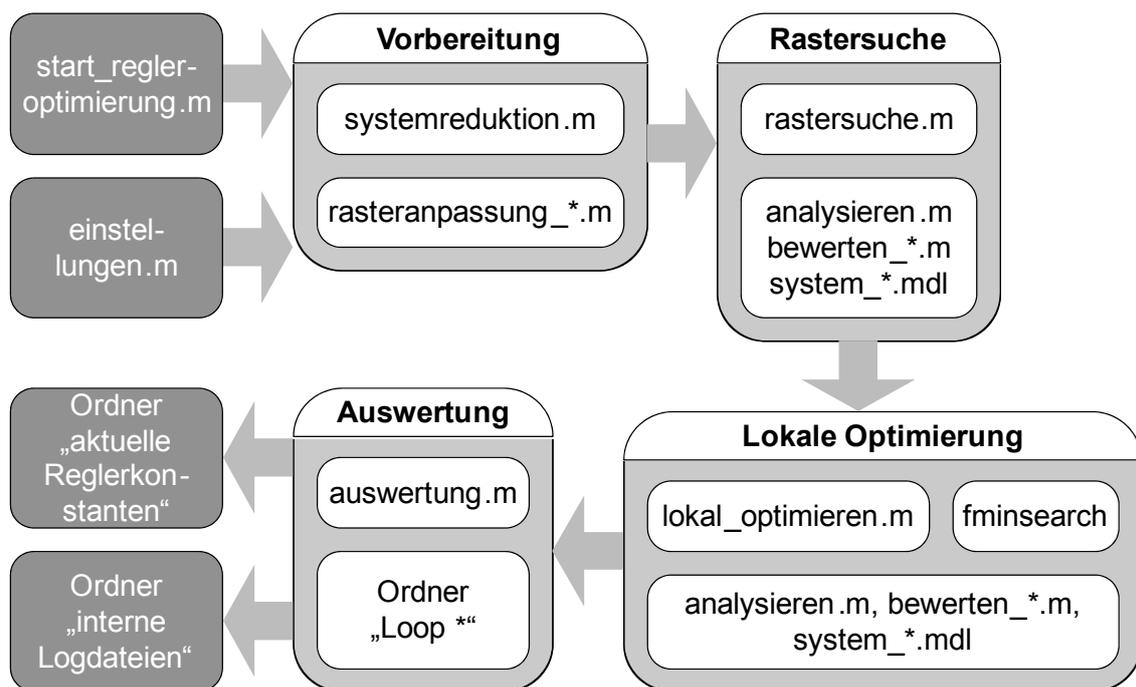


Abbildung 7.5: Modulare Umsetzung der Regleroptimierung

Das Gesamtsystem wird hierbei durch ein Simulink Modell (`system_*.mdl`) repräsentiert, das eine reduzierte Version der Regelstrecke mit einschließt. Die aus dieser Simulation erhaltene Systemantwort wird zunächst auf die sieben verschiedenen, bereits eingeführten, Kriterien hin untersucht. Dies geschieht im m-File „analysieren“, das die Ergebnisse je nach Einstellung an „bewerten_hyperbolisch“ oder „bewerten_punkte“ übergibt. Hier wird jeder objektive Merkmalskennwert in einen Teil-Erfüllungsgrad der Anwenderwünsche umgerechnet, und daraus ein Gesamt-Erfüllungsgrad bestimmt. Die beiden Bewertungsfunktionen unterscheiden sich darin, dass der Anwender im einen Fall nur die Gewichtung der verschiedenen Merkmale angeben kann, während es im anderen Fall möglich ist, auch den exakten Zusammenhang zwischen Merkmalswert und zugehörigem Teil-Erfüllungsgrad festzulegen. So ließe sich zum Beispiel die Bedingung „10 % Überschwingen sind kein Problem, 20 % aber inakzeptabel“ formulieren.

Der gesamte Prozess läuft vollständig automatisiert ab und kann über entsprechende Befehle auch „von außen“ angesteuert werden. Damit ist die Voraussetzung für eine Integration des Verfahrens in den Gesamtprozess erfüllt.

7.3 Erweiterter Gesamtprozess

7.3.1 Systemreduktion

Problembeschreibung

Wie bereits angedeutet ist zur Integration der vorgestellten Regleroptimierung in den erweiterten Gesamtprozess der Topologieoptimierung eine Reduktion des Detaillierungsgrads des Modells der Regelstrecke zwingend erforderlich. Bei dem vorgestellten Verfahren auf Basis des Simplex-Algorithmus können typischerweise mehrere hundert Einzelsimulationen benötigt werden. Eine direkte Nutzung der Co-Simulation, unter Berücksichtigung der für die Strukturoptimierung genutzten Modelle, ist auf Grund der benötigten Rechenzeit nicht zielführend. Die Berücksichtigung des genauen strukturmechanischen Verhaltens ist im Rahmen dieser Arbeiten die Basis für die Topologieoptimierung, nicht aber für die Entwicklung einer komplexen höherwertigen Regelungsstrategie. Zur Bereitstellung von sinnvollen Lastfällen innerhalb des gesamten Prozesses ist daher eine Basisregelung, die in vernünftiger Art und Weise betrieben wird, ausreichend. An diesem Ziel orientieren sich folglich auch die benötigte Detaillierungstiefe der Regelungsstrecke und damit das Verfahren der Modellreduktion.

Ausgangspunkt ist hierbei der Export eines, um einen Betriebspunkt linearisierten Gleichungssystems in Zustandsraumdarstellung, was bereits eine erste Systemreduktion darstellt. Der Entwurf einer nichtlinearen Regelung auf Basis dieser Systemdarstellung wäre also nicht sinnvoll. Wie Kapitel 2.4.3 erläutert entspricht dies einem tight-coupling Konzept. Dabei findet der Austausch mittels einer Datei statt, die dann die entsprechenden Matrizen (A, B, C, D) beinhaltet und im Regelungsmodell eingelesen werden kann. Beim Export eines Systems mit flexiblen Körpern führt dies zu einer großen Anzahl an Zuständen, was, wie bereits erwähnt, schnell zu sehr langen Rechenzeiten führen kann. Erst durch eine Reduktion der Zustände ergibt sich hierbei ein Vorteil hinsichtlich der Simulationsdauer.

Reduktionsverfahren

Die Kernanforderung an ein solches Verfahren kann wiederum aus den globalen Zielen dieser Arbeit abgeleitet werden - ein stabiles, automatisiertes Verhalten ohne Benutzereingriff. Dabei gilt es, einen Kompromiss aus möglichst kleinen Rechenzeiten auf der einen Seite und kleinen Abweichungen vom Originalsystem auf der anderen Seite zu finden. Modell- oder Systemreduktion ist nicht Kernpunkt dieser Arbeit, hat aber im Forschungsbereich der System- und Regelungstheorie eine lange Tradition, deren vollständige Behandlung den Rahmen dieser Arbeit deutlich übersteigen würde. Dennoch werden einige existierende Methoden auf diesem Gebiet betrachtet und kurz beschrieben. Dies geschieht auch vor dem Hintergrund, dass grundsätzlich die Verwendung beziehungsweise Einbindung von bestehenden Verfahren und Werkzeugen angestrebt wird.

BENNER²¹⁸ gibt hierzu einen Überblick auf Basis mathematischer Beschreibungen und diskutiert auch ein Beispiel, das ein Finite Elemente Modell einschließt. ANTOULAS und SORENSEN²¹⁹ beispielsweise beschreiben die *Hankel-Singulärwert-Zerlegung*. Anschaulich formuliert wird dabei der Einfluss jedes Zustands auf das Systemverhalten quantifiziert. Dem Verfahren, das in Matlab unter dem Namen „balred“ verfügbar ist, kann eine gewünschte Anzahl an Restzuständen übergeben werden. Dies kann im Extremfall auch nur ein Zustand sein. Für diese Methode spricht, dass sie bei einfachen Modellen geringe Abweichungen von 0-5% und kurze Laufzeiten von einigen Minuten auf sehr zuverlässige und robuste Weise liefern kann.

Eine weitere Funktionalität, die in Matlab zur Verfügung gestellt wird, ist das „modred“ Verfahren (MODEL order REDuction). Von zentraler Bedeutung ist hier die Annahme, dass einige Zustände stärker das Systemverhalten beeinflussen beziehungsweise dazu beitragen als andere Zustände. Dieser Sachverhalt legt dann nahe, nur die „wichtigen Zustände“ beziehungsweise Moden zu nutzen. Eine mathematische Beschreibung des Verfahrens kann beispielsweise bei FAßBENDER und BENNER²²⁰ nachgelesen werden. Tests anhand typischer Regelstrecken wie sie in dieser Arbeit untersucht wurden zeigen für starke Reduktionsgrade sehr schnelle Rechenzeiten, wohingegen bei niedrigeren Reduktionsgraden sogar ein Anstieg der Simulationsdauer zu beobachten war. Der Übergang von der einen zur anderen Ausprägung ist bei unbekanntem Systemen allerdings im Vorfeld kaum zu

²¹⁸ Benner 2007

²¹⁹ Antoulas / Sorensen 2001

²²⁰ Faßbender / Benner 2006

bestimmen. Für eine Systemreduktion im Kontext der Topologieoptimierung ist das Verhalten demnach nicht ausreichend robust und stabil, was bei einem automatisierten Verfahren zum Ausschluss führt.

Eine weitere Möglichkeit, die Komplexität eines Modells zu reduzieren, besteht darin, benachbarte Pole und Nullstellen zu kürzen, sofern das Modell als Übertragungsfunktion gegeben ist. Auch diese Funktionalität ist in Matlab bereits implementiert („minreal“). Als Parameter zur Bestimmung der Nachbarschaft muss in diesem Verfahren eine Toleranz vergeben werden. Die Systemreduktion ordnet dem Reduktionsgrad null die größte Toleranz zu, die noch die Originalstrecke zurückliefert. Dem Reduktionsgrad eins wird dagegen die kleinste Toleranz zugeordnet, die noch zur einfachsten möglichen Darstellung führt. Bei großen Reduktionsgraden ergeben sich häufig recht große Abweichungen zum Originalsystem. Erst bei Reduktionsgraden von 60 bis 70 % kann eine ausreichend hohe Genauigkeit erzielt werden. Diese ist dann wiederum mit Laufzeiten von mehreren Stunden für eine komplette Regleroptimierung verbunden. Darüber hinaus ist, ähnlich wie bei dem zuvor beschriebenen *modred* Verfahren, zu beobachten, dass je nach Modell instabile Systeme die Folge sind. Die Anwendungen beschränken sich demnach auf spezielle Fälle, so dass der Einsatz hier nicht sinnvoll ist.

NISE²²¹ vergleicht Systeme zweiter und dritter Ordnung und beschreibt den Effekt, dass Pole, die weit entfernt von den dominierenden Polen liegen, vernachlässigt werden können. Konkret liegt hier die Annahme zu Grunde, dass Pole und Nullstellen, die weit in der negativen Halbebene liegen und damit schnell abklingen, vergleichsweise wenig zum Ergebnis beitragen. Dieses Konzept wurde in Matlab implementiert, insbesondere um Aussagen über das Verhältnis von Reduktionsgrad und Genauigkeit beziehungsweise Abweichungen ableiten zu können. Die Anzahl der zu streichenden Pole werden proportional zum Reduktionsgrad bestimmt. Der Reduktionsgrad bewegt sich dabei zwischen null und eins, wobei null dem Originalsystem und eins dem am stärksten reduzierten System entspricht. Konjugiert komplexe Pole/Nullstellen werden dabei gemeinsam behandelt. Im praktischen Einsatz zeigen sich zwar vergleichsweise geringe Laufzeiten, allerdings auch Abweichungen von wenigen bis hin zu über 100 %. Letzteres disqualifiziert diesen Ansatz für einen sinnvollen Einsatz im Rahmen eines voll automatisiert ablaufenden Optimierungszyklus.

In dieser Arbeit wird ein modifizierter Ansatz dieser Idee zu einem neuen Verfahren entwickelt, bei dem die Koeffizienten im Zähler und Nenner einer Übertragungsfunk-

²²¹ Nise 2008

tion eine wichtige Rolle spielen. Es wird angenommen, dass kleine Koeffizienten verglichen mit größeren Werten relativ wenig zum Systemverhalten beitragen. In dem neuen Verfahren werden daher kleine Koeffizienten im Zähler und Nenner der Transferfunktion zu null gesetzt. Dies geschieht jedoch nicht schwellwertbasiert, sondern, mittels der Anzahl der zu vernachlässigenden Koeffizienten. Diese Anzahl wird, ganz ähnlich wie in den bisher vorgestellten bekannten Verfahren, aus dem vom Benutzer vorgegebenen Reduktionsgrad abgeleitet. Bei Reduktionsgrad null werden alle Koeffizienten, bei eins dagegen nur jeweils ein Koeffizient in Zähler und Nenner beibehalten. Die grundsätzliche Idee des Ansatzes wird durch Formel (7.2) verdeutlicht:

$$\frac{\dots + 2.79 \cdot 10^{189} s^3 + 3.61 \cdot 10^{199} s^2 + 4.15 \cdot 10^{188} s - 7.16 \cdot 10^{190}}{\dots + 3.66 \cdot 10^{185} s^3 + 5.50 \cdot 10^{191} s^2 + 6.60 \cdot 10^{193} s - 8.53 \cdot 10^{196}} \quad (7.2)$$

Zwar führt das Verfahren in einem unterschiedlich weit ausgedehnten Bereich mittlerer Reduktionsgrade oft zu instabilen Systemen, dafür zeigt sich außerhalb ein sehr günstiges Verhalten. Die Laufzeit steigt mit sinkendem Reduktionsgrad relativ kontinuierlich von wenigen Stunden auf wenige Minuten, während die Abweichung auch bei hohen Reduktionsgraden im einstelligen Prozentbereich oder sogar darunter liegt. Für eine typische Regelstrecke aus den Beispielen in Kapitel 6 sind in der folgenden Abbildung die ermittelten Werte für die Abweichungen zum Originalsystem in Abhängigkeit des Reduktionsgrades dargestellt.

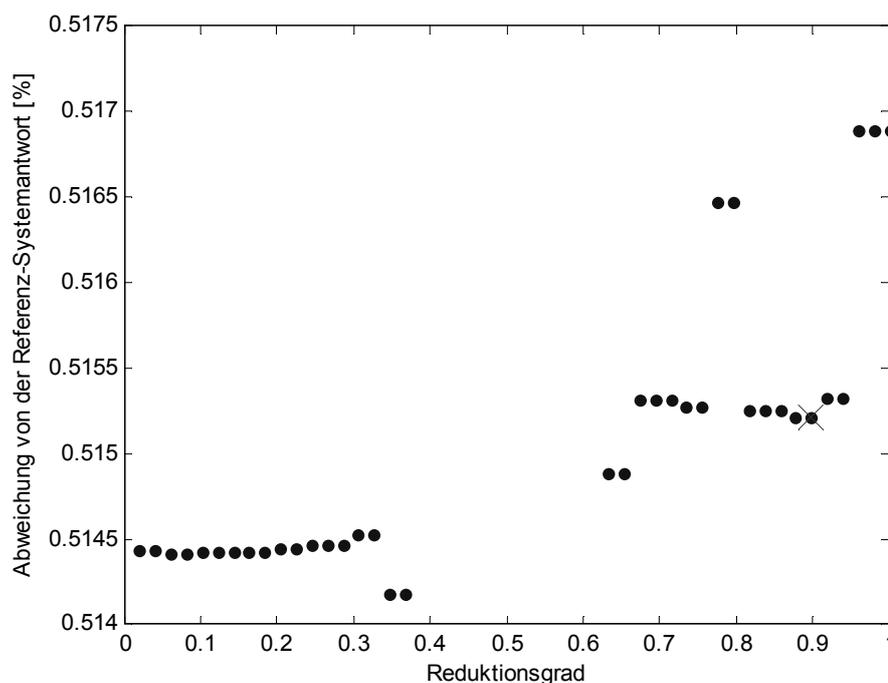


Abbildung 7.6: Zusammenhang zwischen Abweichung und Reduktionsgrad

In Abbildung 7.7 wird der Zusammenhang zwischen Reduktionsgrad und Simulationsdauer hergestellt. Die geschätzte Gesamtsimulationsdauer stellt dabei eine Art Hochrechnung beziehungsweise „Worst-Case“ Szenario für den Durchlauf einer gesamten Regelloptimierung dar.

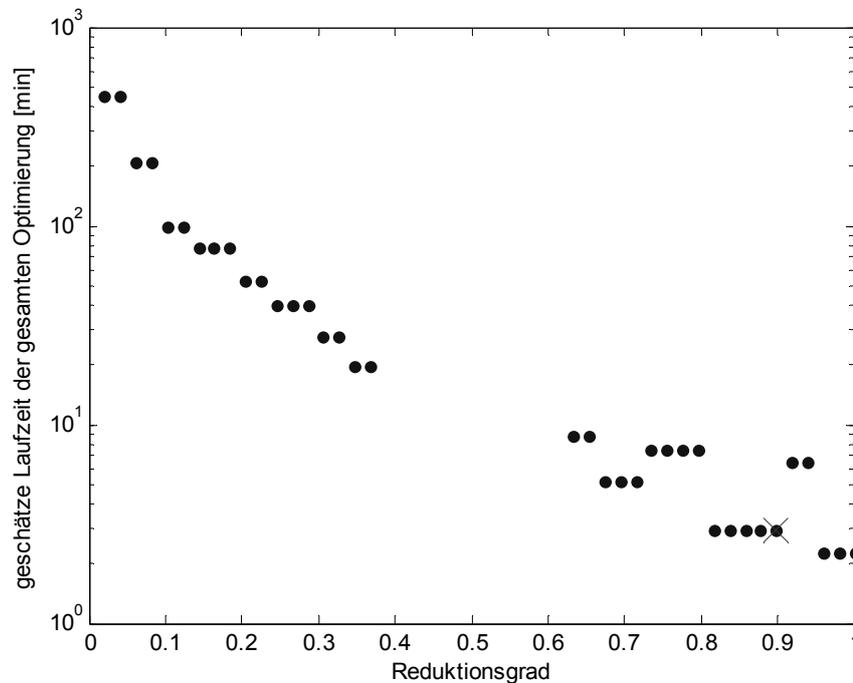


Abbildung 7.7: Zusammenhang zwischen Simulationsdauer und Reduktionsgrad

Damit bietet sich das Verfahren besonders bei geringen gewünschten Laufzeiten an, da es hier die im Vergleich beste Genauigkeit liefert.

7.3.2 Umsetzung

Durch die Implementierung der Systemreduktion in Matlab kann also der erweiterte Prozess zur Topologieoptimierung mit innerer Regleroptimierung umgesetzt werden. Hierzu wird der in Kapitel 5 eingeführte Prozess um eine innere oder zweite Optimierungsschleife erweitert²²². Der erweiterte Ablauf des Gesamtprozesses ist in Abbildung 7.8 dargestellt. Ausgehend vom veränderten Gesamtsystem wird zunächst auf der Basis einer Zustandsraumdarstellung eine Systemreduktion vorgenommen. Diese Abbildung wird dann im nächsten Schritt für die Optimierung der Parameter der Regelung genutzt.

²²² Albers et al 2008c

Wie bereits vorgestellt, ist dies am Beispiel eines PID-Reglers in einem voll automatisierten Verfahren in Matlab/Simulink implementiert. Das Ergebnis davon sind die neuen Regelungsparameter, die dem veränderten Systemverhalten in Folge der Bauteilmodifikationen der Topologieoptimierung Rechnung tragen. Diese werden dann wiederum verwendet, um das veränderte System in einer sinnvollen Art und Weise zu betreiben.

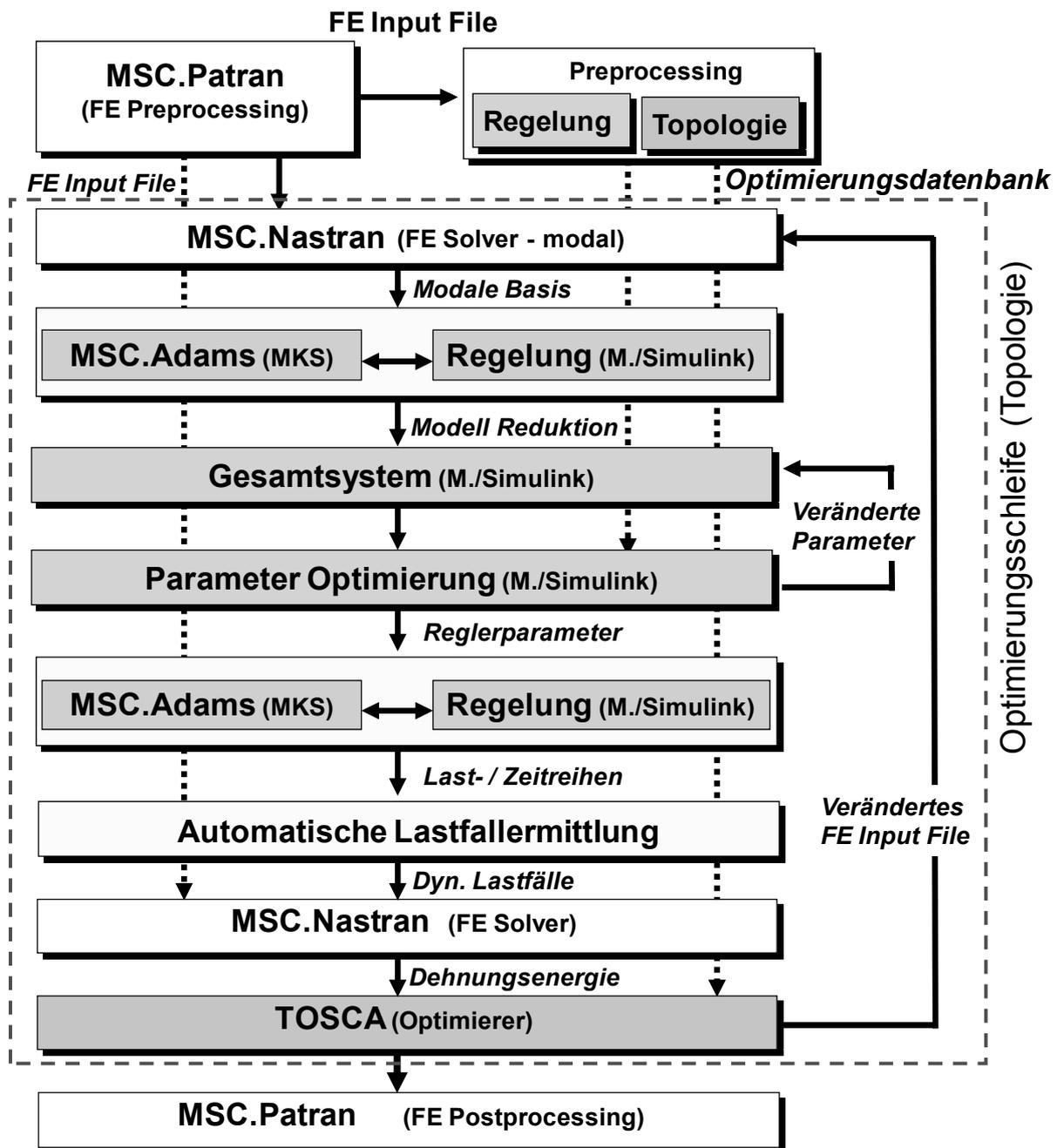


Abbildung 7.8: Umsetzung des gesamten Prozess zur Topologieoptimierung mit integrierter Optimierung der Regelungsparameter

Für die Ableitung der Last-/Zeitreihen kann innerhalb jeder Iteration der Topologieoptimierung auf eine aktuelle Darstellung des Systemverhaltens zurückgegriffen werden.

Zu beachten ist, dass innerhalb des Preprocessing zwei getrennte Vorbereitungsschritte vorzunehmen sind. Neben dem Parameterfile für die Topologieoptimierung müssen nun zusätzlich die Einstellungen für die Regleroptimierung vorgenommen werden.

7.4 Beispiel zur Validierung

7.4.1 Modellbildung

Als Beispiel für die Auswirkungen der integrierten Regleroptimierung wird das System mit einem Freiheitsgrad herangezogen, das bereits in Kapitel 6.1 zum Einsatz kam. Es weist einen geregelten Freiheitsgrad sowie einen flexiblen Körper auf, dessen Struktur optimiert werden soll. Auf Ausführungen zur Modellbildung wird an dieser Stelle verzichtet, da diese mit der bereits beschriebenen Vorgehensweise identisch ist.

7.4.2 Ergebnisse

Im Folgenden werden die drei Konfigurationen, die bereits in Kapitel 6.1 ausführlich diskutiert wurden, erneut aufgegriffen. Dabei werden sowohl das maximal zur Verfügung stehende Motormoment als auch die Regelung verändert. Daraus resultieren unterschiedlich schnelle Antwortverhalten des Systems. Von zentraler Bedeutung ist dabei der Einfluss der Regelungsoptimierung. Auf eine ausführliche Darstellung der Ausgangssituation kann hier nun verzichtet werden, da diese in beiden Fällen identisch ist.

Beispiel 1

Im ersten Beispiel wird erneut das maximal zur Verfügung stehende Motormoment von 50 Nm vorgegeben. Die bereits genutzte Reglerkonfiguration ist das Ergebnis des automatisierten Verfahrens, das in Kapitel 7.2 eingeführt wurde. Von zentraler Bedeutung sind hierbei die dimensionslosen Gewichtungsfaktoren zur Bestimmung des Gesamt-Erfüllungsgrads (GesamtEG):

- Endabweichung = 1,0

- Überschwingen = 0,0
- Abweichungsintegral = 10,0
- Anzahl der Schwingungen = 0,0
- Einschwingzeit = 0,0
- erstes Erreichen des Sollwertes = 0,0
- Energiebedarf des Stellteils = 1,0

Für die Rastersuche, die den ersten Teil des automatisierten Suchverfahrens darstellt, lautet die Einstellung wie folgt:

Tabelle 7-1: Rastereinstellungen

Parameter	Untere Grenze	Obere Grenze	Anzahl Schritte
K_p	0	100	20
K_i	-10	10	5
K_d	0	40	10

Das innerhalb der Parameteroptimierung genutzte System ist das Ergebnis der in Kapitel 7.3.1 entwickelten Systemreduktion. Die Vorgabe hierfür liegt bei einem Reduktionsfaktor von maximal 0,75 und einer Abweichung der Systemantwort von maximal 1 %. Die Systemmatrix wird hierdurch von einer 34 x 34 Matrix auf eine 19 x 19 Matrix reduziert.

Die hieraus ermittelten Parameter sowie der Gesamterfüllungsgrad lauten:

- GesamtEG = 0,6497
- $K_p=33,9$
- $K_i=-2,0$
- $K_d=5,5$

Wie bereits erwähnt, wurde dieser Parametersatz auch bereits im ausführlich diskutierten Beispiel in Kapitel 6.1.2 verwendet. Durch die ermittelten Parameter für den PID-Regler wird das maximale Motormoment von 50 Nm nur bis etwa 45 Nm in der Beschleunigungsphase ausgenutzt.

Unter Nutzung dieser Vorgaben findet im Verlauf der Topologieoptimierung in jeder Iteration eine erneute Anpassung der Regelung statt, ohne dass ein weiterer Benutzereingriff erfolgt. Das eigentliche Ziel der Strukturoptimierung bleibt dabei natürlich bestehen, eine Maximierung der Steifigkeit bei einer Volumenrestriktion von

15 %. Zum Vergleich der Ergebnisse werden im ersten Schritt die ermittelten Designvorschläge herangezogen. Die unterschiedlichen Varianten werden folgendermaßen bezeichnet:

- neu_mit Regleroptimierung
- neu_ohne Regleroptimierung
- traditionell

Die drei verschiedenen Designvorschläge sind in Abbildung 7.9 dargestellt:

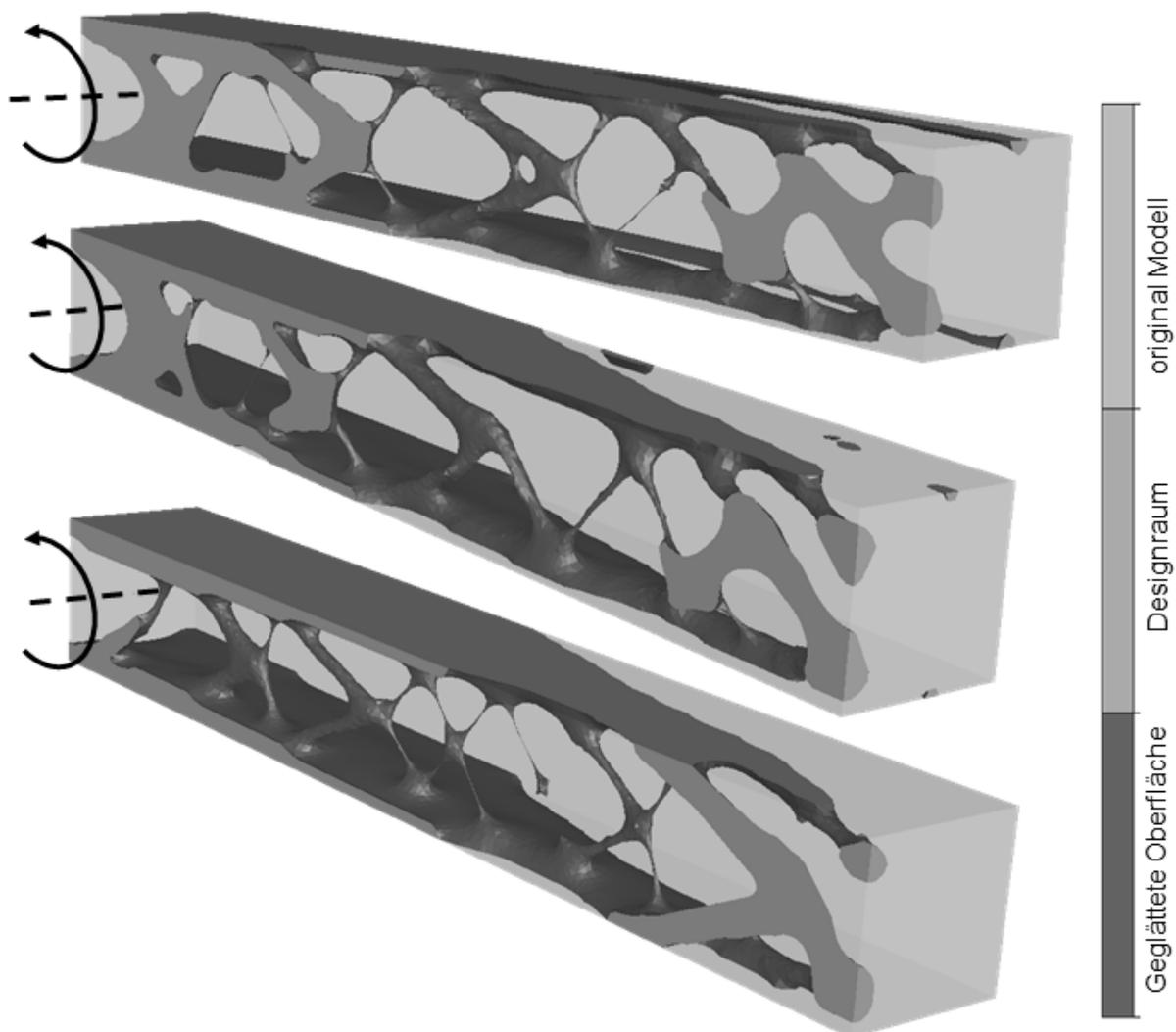


Abbildung 7.9: Vergleich der Designvorschläge: oben „neu_mit Regleroptimierung“, in der Mitte „neu_ohne Regleroptimierung“, unten traditionell

Grundsätzlich ist hierbei zu erkennen, dass die Ergebnisse des neuen Verfahrens mit Regleroptimierung beziehungsweise ohne Regleroptimierung sich relativ ähnlich sind. Der Unterschied zum Designvorschlag aus dem traditionellen Verfahren ist dagegen deutlich größer. Die Varianten aus dem neuen Prozess mit Lastupdate

nutzen den Designraum besonders im Bereich der Momenteneinleitung bis zum äußersten Rand aus, während die traditionelle Variante die Verbindung zwischen Ober- und Unterseite näher an der Mittelachse ausbildet. Ein auffälliger Unterschied zwischen den beiden Varianten mit Lastupdate besteht darin, dass eine zusätzliche Verstrebung im Bereich der Lastanbindung bei der Version mit Regleroptimierung vorliegt.

Eine wichtige Basis für die Bewertung der unterschiedlichen Ergebnisse werden die Designvorschläge noch einmal im Systemverhalten untersucht. Hierzu wird für alle drei Varianten die Reglerkonfiguration genutzt, die in der letzten Iteration der Topologieoptimierung im neuen Verfahren mit Regleroptimierung ermittelt wurde. Diese unterscheiden sich leicht von den Werten, die für das Ausgangsdesign unter den gleichen Vorgaben bestimmt wurden. Im vorliegenden Beispiel sind dies die folgenden Werte, wobei sich der Erfüllungsgrad auf den Designvorschlag aus dem neuen Verfahren mit Regleroptimierung bezieht.

Tabelle 7-2: Vergleich Regelungsparameter zu Beginn und am Ende

Iteration	GesamtEG	K_p	K_i	K_d
0	0,6497	33,9	-2,0	5,5
15	0,6570	32,5	-2,1	5,1

Damit besteht eine einheitliche Vergleichsbasis für die unterschiedlichen Varianten der Topologieoptimierung, da für die Bewertung am Ende jeweils die gleichen Regelungsparameter genutzt werden.

In Abbildung 7.10 ist der Verlauf der Dehnungsenergie für die drei Designvorschläge dargestellt.

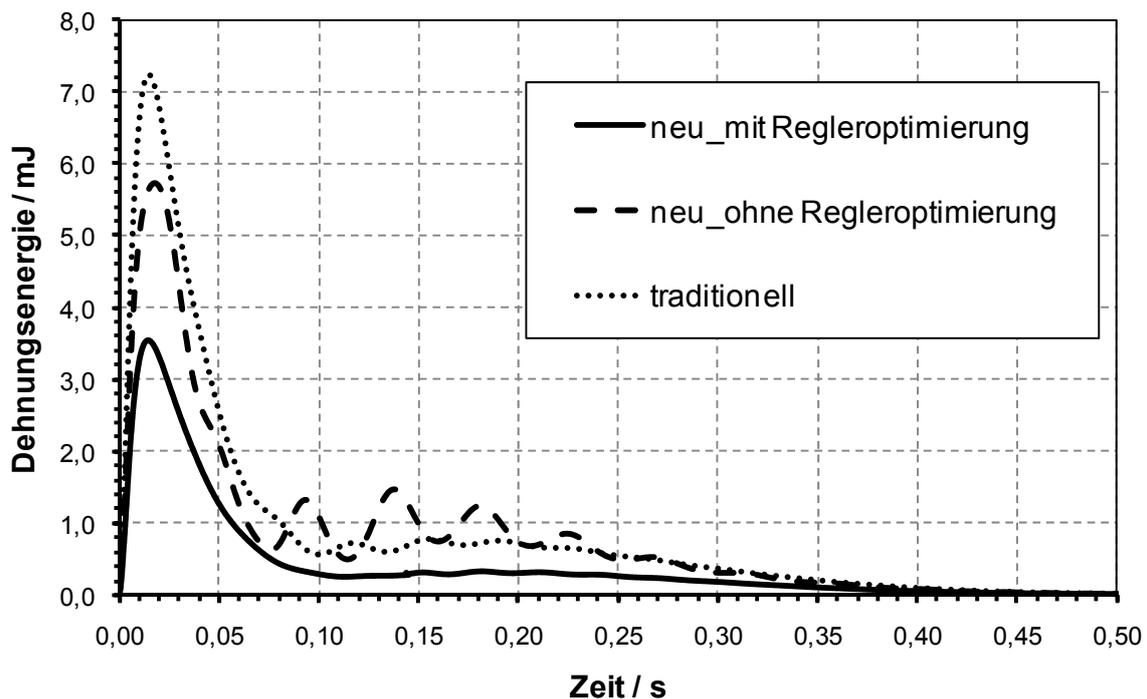


Abbildung 7.10: Vergleich der Dehnungsenergie

Neben den durchweg niedrigeren Werten ist hierbei besonders auffällig, dass die Schwingungen, die in der Variante des neuen Verfahrens ohne Regleroptimierung vorliegen, nun durch die veränderte Regelung praktisch nicht mehr vorhanden sind.

Die Veränderungen bezüglich der Qualität der Positionierung sind dagegen äußerst gering, da die Regelung ausreichend robust gegenüber den eingebrachten Modifikationen ist. Es wird in diesem Beispiel aber deutlich, wie sich die Bereitstellung einer angepassten Regelung positiv auf den Prozess der Topologieoptimierung auswirkt.

Beispiel 2 - Motormoment 20 Nm

Wie bereits in Kapitel 6.1.2 beschrieben, liegt in diesem Beispiel im Prinzip nur an einer Stelle eine Veränderung im Vergleich zum ersten Beispiel vor. So kommt hier ein reduziertes Motormoment von 20 Nm zum Einsatz. Die Einstellungen zur Regleroptimierung, also die Gewichtungskonstanten für die unterschiedlichen Merkmale, bleiben komplett unverändert. Die Ergebnisse dieser Optimierung weichen ein Stück weit von den Werten aus dem ersten Beispiel ab.

Tabelle 7-3: Vergleich Regelungsparameter 50 Nm bzw. 20 Nm

Motormoment	GesamtEG	K_p	K_i	K_d
50	0,6497	33,9	-2,0	5,5
20	0,6389	21,3	-1,5	4,3

Hier zeigt sich die Wirkungsweise der eingeführten automatisierten Reglereinstellung, mit der die Parameter an die veränderten Randbedingungen angepasst werden können.

Die Auswirkungen auf das Systemverhalten wurden ebenfalls bereits in Kapitel 6.1.2 ausführlich diskutiert. Zusammenfassend sind die Ausnutzung des maximalen Motormoments von nun 20 Nm sowie die etwas langsamere Systemantwort als Kernpunkte zu nennen.

Bei den ermittelten Designvorschlägen (siehe Abbildung 7.11) ist eine ähnliche Situation zu erkennen wie im vorangegangenen Beispiel. Die beiden Varianten mit Lastupdate als Ergebnis des neuen Verfahrens sind zueinander ähnlicher als zu der Variante aus dem traditionellen Prozess. Bezüglich der Ausnutzung des seitlichen Bauraumes im Bereich der Momenteneinleitung (Bereich A) geht der Designvorschlag aus dem Verfahren mit integrierter Regleroptimierung noch ein Stück weiter. In Abbildung 7.11 ist dies an einer größeren Einfärbung der Kategorie „Designraum“ zu erkennen.

Außerdem ist die Verstrebung im Bereich an Lastanbringung (Bereich B) im vorderen Bereich der Tragstruktur massiver als bei dem Designvorschlag aus dem neuen Verfahren ohne Regleroptimierung in jeder Iteration.

Bei der Bewertung dieser Ergebnisse sollte bedacht werden, dass die Art der Modellierung des Interfaceknotens, also das Wirkflächenpaar zwischen flexiblem und starrem Körper, eine Versteifung der Stirnflächen zur Folge hat. Dies erklärt die vorliegende Art der Gestaltung der Stirnfläche, die sehr kleine Anbindungen der Streben aufweist. Eine technische Umsetzung einer Bauteilverbindung ist auf diesem Weg nicht möglich. Dies würde durch die Nutzung von sogenannten „Frozen Elements“ für reale Systeme berücksichtigt. Im Übrigen wirken auch hier ausschließlich Kräfte, die aus der dynamischen Bewegung resultieren.

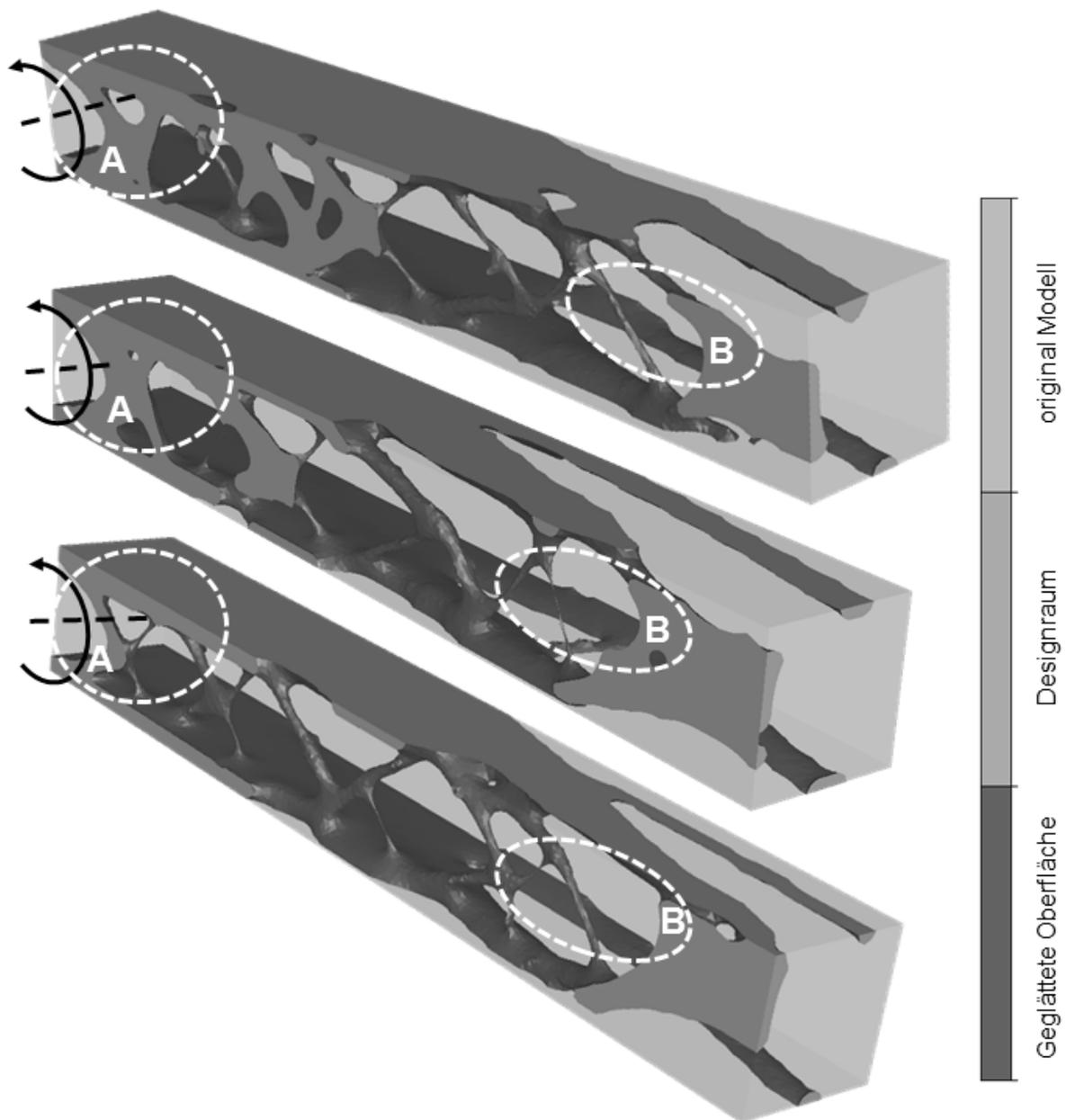


Abbildung 7.11: Vergleich der Designvorschläge bei einem Motormoment von 20 Nm: oben „neu_mit Regleroptimierung“, in der Mitte „neu_ohne Regleroptimierung“, unten traditionell

Die ermittelte Reglerkonfiguration für das Ausgangsmodell unterscheidet sich von den Werten aus der letzten Iteration der Topologieoptimierung auch hier:

Tabelle 7-4: Vergleich Regelungsparameter zu Beginn und am Ende bei 20 Nm

Iteration	GesamtEG	K_p	K_i	K_d
0	0,6389	21,3	-1,5	4,3
15	0,6458	20,3	-1,6	4,0

Die Reglerparameter, die in der letzten Iteration der Topologieoptimierung ermittelt wurden, dienen im nächsten Schritt auch als Basis für den Vergleich der auftretenden Dehnungsenergien.

In Abbildung 7.12 ist dieser Verlauf für die drei Ergebnisse der Strukturoptimierung dargestellt. Auch hier liegen die Spitzenwerte des neuen Verfahrens mit integrierter Regleroptimierung auf einem etwas tieferen Niveau.

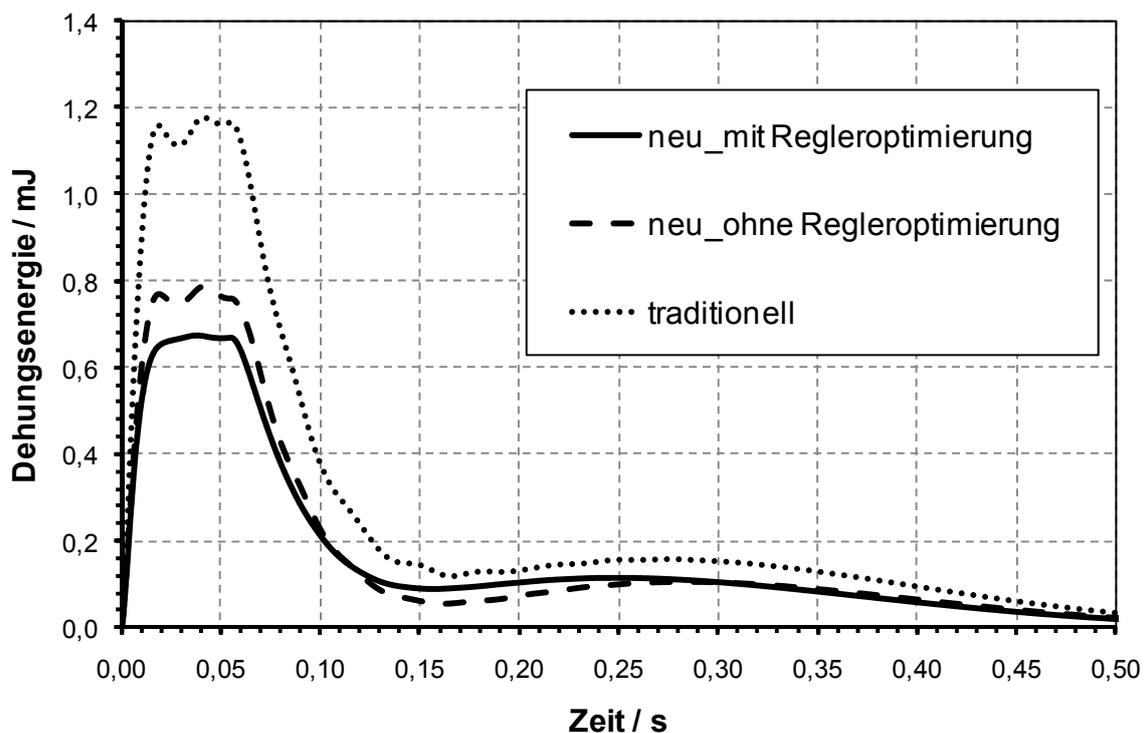


Abbildung 7.12: Vergleich der Dehnungsenergie bei einem maximalen Moment von 20 Nm

Die Unterschiede zu der Variante ohne Regleroptimierung in jeder Iteration sind jedoch geringer als im vorangegangenen Beispiel, als noch ein Motormoment von 50 Nm zur Verfügung stand. In diesem Fall weist bereits die Variante ohne Regleroptimierung nur geringe Schwingungen auf. Dies bedeutet, dass für dieses langsamere Systemverhalten die Bereitstellung einer angepassten Regelung sich weniger stark auswirkt.

Beispiel 3 - „schnelle Regelung“

Analog zu den Ausführungen in Kapitel 6.1.2 wird auch mit Blick auf die Auswirkungen der integrierten Regleroptimierung ein Beispiel mit einer aggressiveren Einstellung der Regelung vorgestellt. Hierzu wird das maximal zur Verfügung stehende Motormoment wieder auf 50 Nm gesetzt. Um ein verändertes Systemverhalten zu erzielen, werden für die Bestimmung der Reglerparameter aber zusätzlich noch die Gewichtungsfaktoren zur Berechnung des Gesamten Erfüllungsgrades verändert. Diese Gewichtungsfaktoren waren auch die Grundlage für die Bestimmung der Regelungsparameter, die im Beispiel aus Kapitel 6.1.2 eingesetzt wurden. In der nachfolgenden Tabelle sind beide Versionen gegenübergestellt:

Tabelle 7-5: Vergleich der Gewichtungsfaktoren

Merkmal	Faktor Beispiel 1	Faktor Beispiel 3
Endabweichung	1,0	1,0
Überschwingen	0,0	0,0
Abweichungsintegral	10,0	15,0
Anzahl der Schwingungen	0,0	0,0
Einschwingzeit	0,0	0,0
erstes Erreichen des Sollwertes	0,0	5,0
Energiebedarf des Stellteils	1,0	0,1

Bei einem PID-Regler ist unter dieser neuen Vorgabe zu erwarten, dass sich die Parameter vergleichsweise stark ändern werden. Insbesondere der Proportionalanteil ist hierbei von Bedeutung. Aus diesem Grund wird das Raster für den ersten Schritt der automatisierten Reglereinstellung modifiziert beziehungsweise nach oben hin erweitert. Zudem wird die Anzahl der Schritte der Stichproben erhöht, um den Abstand zwischen zwei Punkten nicht zu groß werden zu lassen. Entscheidend ist dabei, dass auch in späteren Iterationen der Topologieoptimierung auf Basis von diesen Einstellungen eine automatisierte Reglereinstellung möglich ist.

Die neuen Werte sind in Tabelle 7-6 dargestellt, wobei die veränderten Parameter hervorgehoben sind:

Tabelle 7-6: Rastereinstellungen für „schnelle Regelung“

Parameter	Untere Grenze	Obere Grenze	Anzahl Schritte
K_p	0	500	50
K_i	-10	10	5
K_d	0	40	10

Die Vorgaben zur Systemreduktion bleiben identisch mit den beiden ersten Beispielen.

Die ermittelten Parameter für den PID-Regler unter diesen schärferen Vorgaben unterscheiden sich deutlich von den Werten aus dem ersten Beispiel. Interessant ist hierbei zudem, dass beispielsweise der Wert für den Proportionalitätsanteil klar außerhalb des zuvor definierten Rasters liegt. Die „Reichweite“ der „*lokalen Optimierung*“ ist also entsprechend groß, so dass ein etwas zu klein angelegtes Raster noch keine gravierenden Probleme verursacht.

Tabelle 7-7: Vergleich Regelungsparameter in Beispiel 1 und 3 („schnelle Regelung“)

	GesamtEG	K_p	K_i	K_d
Beispiel 1	0,6497	33,9	-2,0	5,5
Beispiel 3	0,8308	806,7	-2,8	49,9

Der Gesamterfüllungsgrad kann hierbei allerdings nicht als Vergleich der Qualität der Regelung angesehen werden, da sich dieser stets auf die individuell festgelegte Art der Gewichtung der einzelnen Merkmale bezieht. Der Vergleich der beiden Systemantworten wurde bereits in Kapitel 6.1.2 diskutiert und in Abbildung 6.22 dargestellt. Stark vereinfacht ausgedrückt ist die neue Regelung doppelt so schnell. Dies ist die Folge der stärkeren Gewichtung des Merkmals „*Abweichungsintegral*“ beziehungsweise die zusätzliche Nutzung des Merkmals „*erstes Erreichen des Sollwertes*“. Gleichzeitig ist das Kriterium „*Energiebedarf des Stellteils*“ um den Faktor zehn reduziert. Dies bedeutet aber gleichzeitig, dass das schnelle Antwortverhalten durch einen deutlich größeren Energiebedarf erkauft wird.

In Abbildung 7.13 ist die genutzte Gesamtenergie des Aktors für die jeweilige Reglerkonfiguration über die Zeit aufgetragen. Die Unterschiede sind dabei beträchtlich. Neben einem deutlich steileren Anstieg im Falle der schnelleren Regelung ist zudem der Gesamtwert am Ende der Bewegung ca. um den Faktor 2,5 größer. Da in dem System keine Störgrößen beaufschlagt werden, ist der weitere

Energiebedarf nach dem Einschwingen praktisch gleich null. Im Falle der schnellen Regelung wird dieser Zustand zu einem früheren Zeitpunkt erreicht.

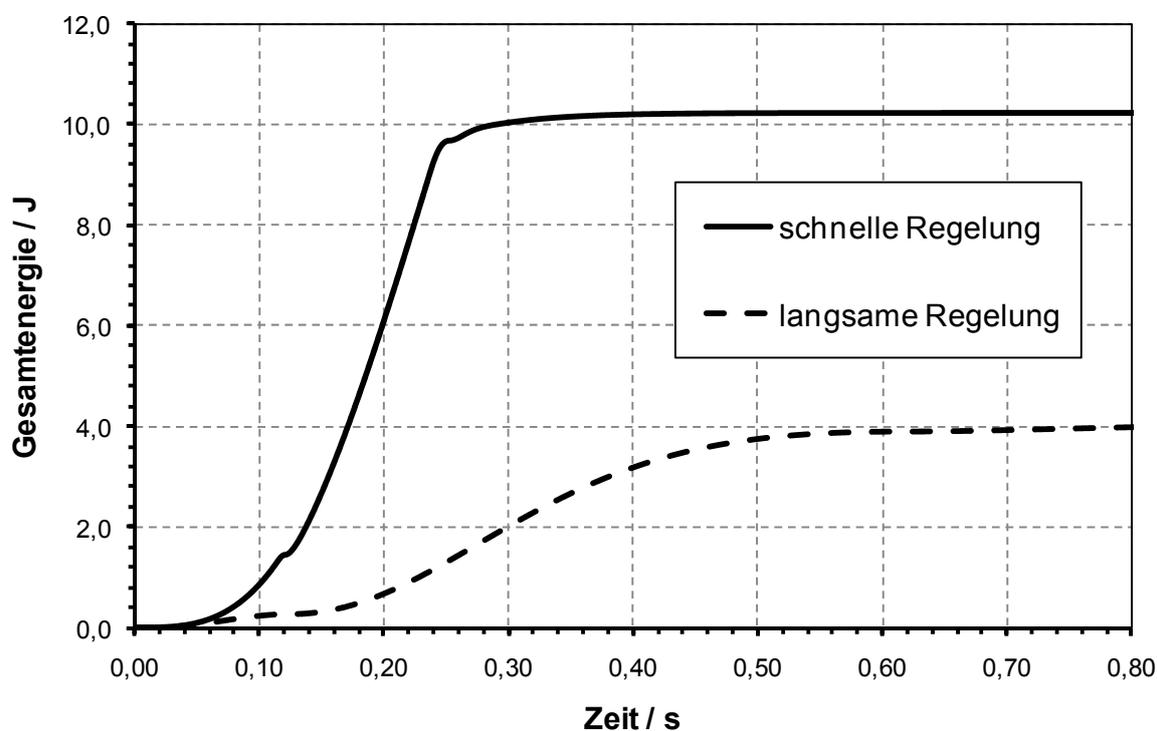


Abbildung 7.13: Vergleich des zeitlichen Verlaufs der kumulierten Energie des Stellglieds bei der jeweiligen Reglereinstellung

Dieses Systemverhalten bildet eine modifizierte Ausgangslage für die Optimierung der Armstruktur, wobei alle anderen Parameter und Randbedingungen unverändert bleiben.

Bei der Analyse der Gestalt der ermittelten Designvorschläge können zwischen den verschiedenen Varianten keine so eindeutigen Entwicklungen beziehungsweise keine so klaren Zusammenhänge festgestellt werden, wie dies in den beiden vorangegangenen Beispielen der Fall war. Die geglätteten Designvorschläge aus dem neuen Verfahren mit Regleroptimierung und ohne Regleroptimierung sowie das Ergebnis aus dem traditionellen Prozess sind in Abbildung 7.14 dargestellt.

Insgesamt sind in dem Vorschlag aus dem neuen Verfahren mit integrierter Regleranpassung Elemente aus den beiden anderen Ergebnissen erkennbar. Im Bereich der Momenteneinleitung und in der Mitte gleicht es eher der Variante aus dem neuen Prozess ohne Regleroptimierung. Im Bereich der Lastanbindung dagegen sind eher Ähnlichkeiten zum traditionellen Ergebnis wieder zu finden, insbesondere die Gestalt der beiden Längsstreben am Rande des Designraum ist hierbei zu nennen.

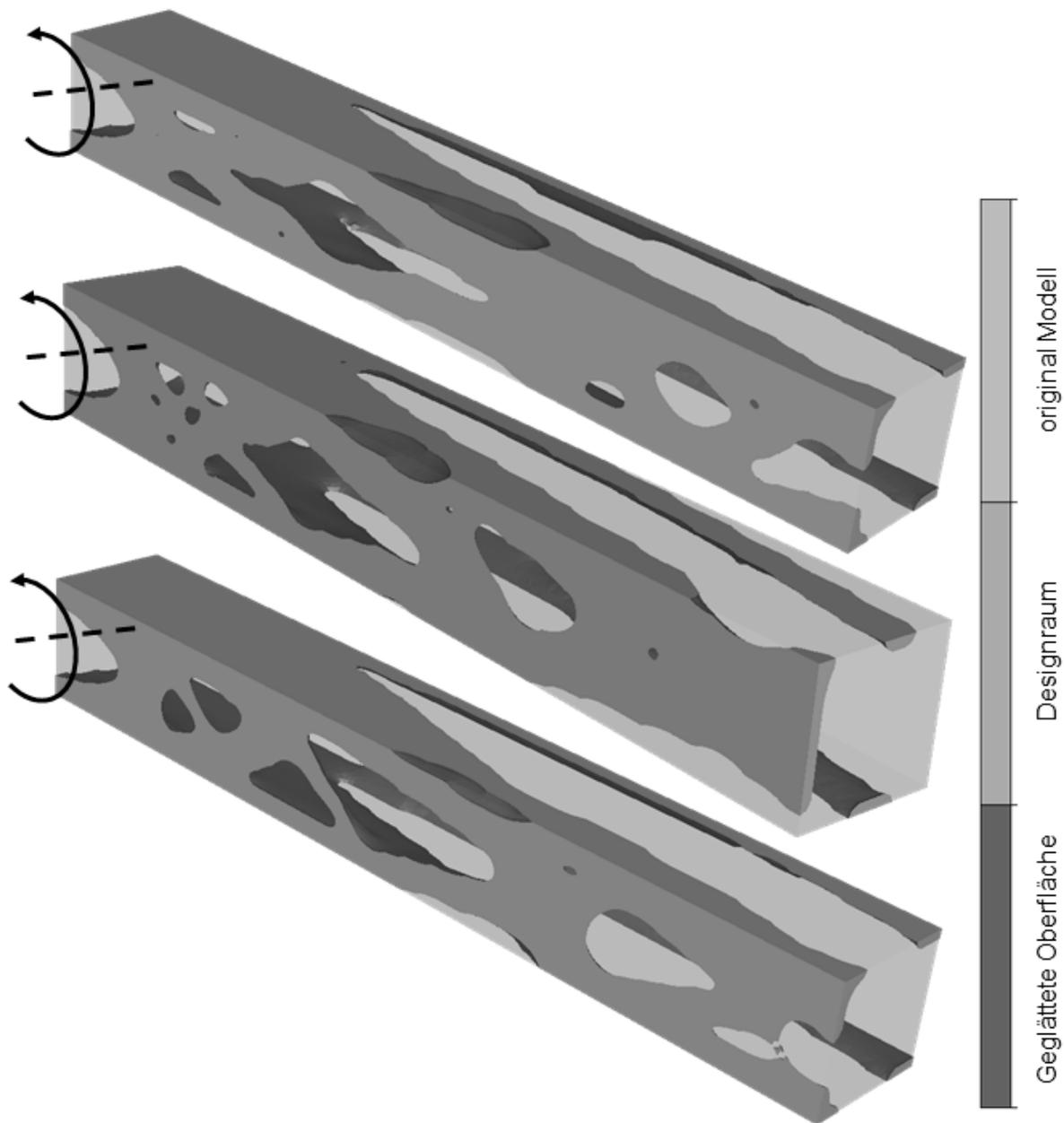


Abbildung 7.14: Vergleich der Designvorschläge bei „schneller Regelung“: oben „neu_mit Regleroptimierung“, in der Mitte „neu_ohne Regleroptimierung“, unten traditionell

Durch die schärferen Vorgaben zur Einstellung der Regelung und der damit erhöhten Dynamik ist zu erwarten, dass sich die Bauteilmodifikationen durch die Topologieoptimierung noch stärker auf das Systemverhalten auswirken. Insbesondere die Wechselwirkungen mit der Regelung sind hier stärker ausgeprägt, als dies noch in den beiden ersten Beispielen der Fall war. Dies wird durch die Veränderungen bezüglich der Regelungsparameter bestätigt. In Tabelle 7-8 sind jeweils das

Ergebnis der automatisierten Reglereinstellung für das Ausgangsmodell sowie für die Bauteilgestalt in der letzten Iteration der Topologieoptimierung gegenüber gestellt.

Tabelle 7-8: Vergleich Regelungsparameter zu Beginn und am Ende

Iteration	GesamtEG	K_p	K_i	K_d
0	0,8308	806,7	-2,8	49,9
15	0,8320	517,1	0	31,3

Bei geringfügig verbessertem Erfüllungsgrad liegen für die Reglerparameter deutliche Unterschiede vor, was den Zusammenhang und die Wechselwirkungen zwischen Bauteil, System und Regelung unterstreicht.

Diese Konfiguration des PID-Reglers aus der letzten Iteration der Topologieoptimierung stellt im nächsten Schritt auch die Basis für den Vergleich der unterschiedlichen Designvorschläge im Kontext des Systemverhaltens dar. Abbildung 7.15 zeigt den zeitlichen Verlauf der Dehnungsenergie für die drei unterschiedlichen Designvorschläge.

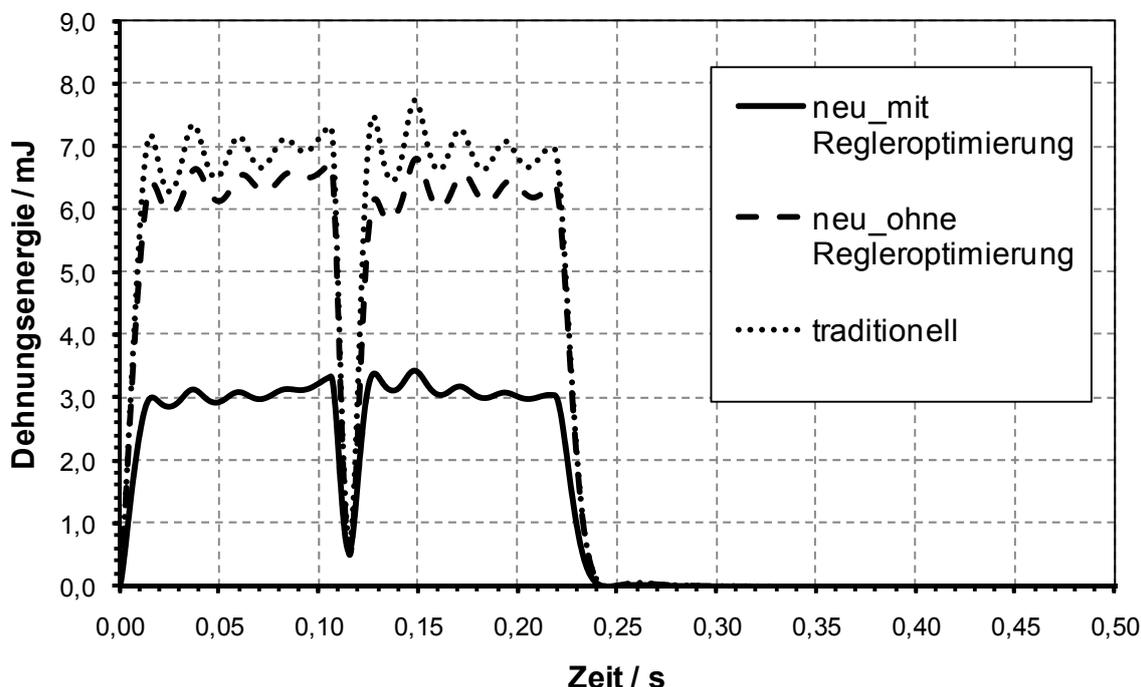


Abbildung 7.15: Vergleich der Dehnungsenergie bei „schneller Regelung“

Der Vorteil, der sich durch die Integration der automatisierten Reglereinstellung in jeder Iteration der Topologieoptimierung ergibt, ist dabei enorm. Die Spitzenwerte der Dehnungsenergie bewegen sich etwa auf halbem Niveau im Vergleich zum neuen

Verfahren ohne Regleroptimierung. Zudem sind die Schwingungen weniger stark ausgeprägt als bei den Ergebnissen ohne Regleroptimierung beziehungsweise bei den Ergebnissen aus dem traditionellen Prozess zur Topologieoptimierung.

7.4.3 Zusammenfassung und Beurteilung

In diesem Abschnitt wurde das Beispielsystem mit einem geregelten Freiheitsgrad aus Kapitel 6 erneut herangezogen, um die Wirkungsweise der integrierten Regleroptimierung zu untersuchen. Hierzu wurden die gleichen Modell- beziehungsweise Systemkonfigurationen genutzt wie für den Vergleich zwischen dem neuen Verfahren ohne Regleroptimierung und der traditionellen Topologieoptimierung.

Anhand dieser drei Beispiele wurde aufgezeigt, wie sich die eigentliche Regleroptimierung unter verschiedenen Randbedingungen und Anforderungen verhält. Es wurde demonstriert, dass sowohl Systemveränderungen als auch eine veränderte Zielsetzung für das gewünschte Systemverhalten durch das vorgestellte Verfahren beherrscht werden. Damit ist die Voraussetzung geschaffen, dass auch diese Zusammenhänge Eingang in den Prozess der Strukturoptimierung finden können.

Die Wechselwirkungen zwischen Bauteil, System und Regelung und damit auch die Bedeutung für die Strukturoptimierung von Bauteilen in solchen dynamischen und geregelten Systemen wurde anhand der unterschiedlichen Beispiele unterstrichen. Die konsequente Weiterentwicklung des Prinzips des Lastenupdates hin zu einer Bereitstellung eines sinnvollen Systemverhaltens durch eine automatisierte Anpassung der Regelung zeigte in allen Fällen einen positiven Effekt. Dieser ist für ein dynamischeres System stärker ausgeprägt, als für ein weniger dynamisches System. In vergleichbarer Art und Weise fielen auch die Modifikationen der Regelungsparameter im Verlauf der Topologieoptimierung aus.

Auf Basis der getroffenen Einstellungen und Vorgaben zur automatisierten Regeleinstellung konnte über den gesamten Prozess hinweg eine stabile Regelung gefunden werden. An dieser Stelle soll aber angemerkt werden, dass dies nicht ohne Weiteres für alle Systeme angenommen werden kann. Je nach Vorgaben etwa zum Rasteraufbau oder der Systemreduktion, kann in späteren Iterationen der Topologieoptimierung die automatisierte Reglereinstellung zu schlechten Ergebnissen führen oder sogar völlig scheitern. Daher ist bei der Beurteilung der Ergebnisse der Topologieoptimierung ebenfalls dieser Aspekt zu prüfen, da andernfalls sogar schlechtere Ergebnisse erzielt werden können, als dies im traditionellen Verfahren der Fall ist. Die Erarbeitung von genauen Richtlinien und

möglicherweise die Implementierung eines Überwachungssystems stellen demnach Potential für zukünftige Arbeiten dar.

8 Komplexes Szenario (Roboterarm 7 DOF)

Nachdem anhand von einfachen Beispielsystemen die Wirkungsweise der neuen, systembasierenden Topologieoptimierung aufgezeigt wurde, wird in diesem Kapitel demonstriert, wie das neue Verfahren in einem komplexen, realen mechatronischen System zur Anwendung kommt.

Als Beispielsystem dient der Arm des humanoiden Roboters ARMAR mit sieben Freiheitsgraden. In Verbindung mit einer komplexen, modellbasierten Regelung wird als Szenario eine typische Tätigkeit eines Menschen in einer Küche genutzt. Im Folgenden wird nun zunächst die Modellbildung erläutert und anschließend die Ergebnisse vorgestellt und diskutiert.

8.1 Modellbildung

8.1.1 Hybrides MKS

MKS

Die Kinematik des humanoiden Roboters ARMAR III bildet den Ausgangspunkt zum Aufbau des MKS-Modells (siehe Abbildung 8.1 links). Die sieben Freiheitsgrade können in Anlehnung an die menschliche Anatomie einem Handgelenk mit zwei Freiheitsgraden (θ_1, θ_2), einem Ellenbogengelenk mit ebenfalls zwei Freiheitsgraden (θ_3, θ_4) und einem Schultergelenk mit drei Freiheitsgraden ($\theta_5, \theta_6, \theta_7$) zugeordnet werden²²³. Im Rahmen der Entwicklung des Roboters wurde durch den Autor dieser Arbeit für verschiedene Untersuchungen ein MKS-Modell auf Basis der CAD-Daten aufgebaut^{224, 225}. Dieses MKS-Modell kann eines für einen Regelungsentwurf oder in Verbindung mit einer Motor-Getriebe Auslegung genutzt werden. Nach einer

²²³ Albers et al 2007f

²²⁴ Albers et al 2008a

²²⁵ Albers / Ottnad 2008

entsprechenden Erweiterung als flexibles MKS (siehe Abbildung 8.1 rechts) kann es zudem auch für strukturmechanische Fragestellungen herangezogen werden.

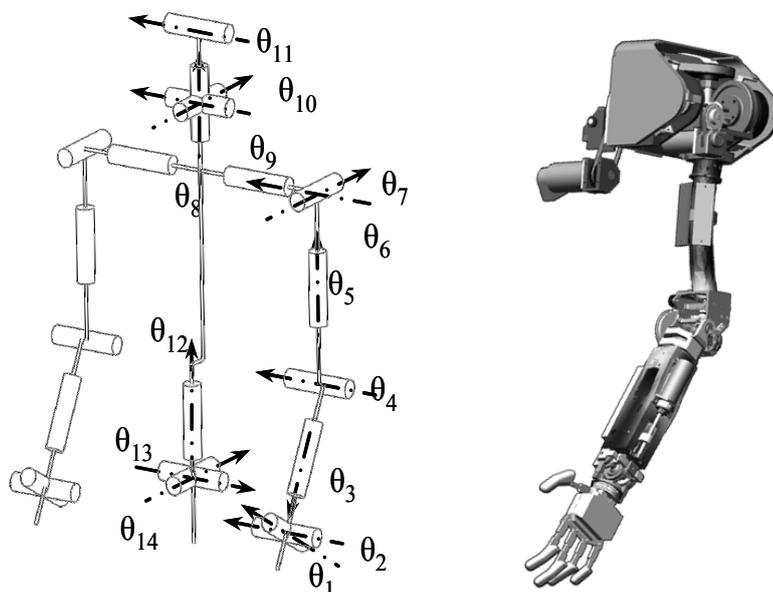


Abbildung 8.1: Kinematik und flexibles MKS-Modell des 7-DOF Roboter Arms

Wie in Kapitel 5.4 diskutiert wurde, ist der Einsatz einer Topologieoptimierung nach Abschluss der Detaillierung des Produktmodells im CAD weniger sinnvoll als zu einem früheren Zeitpunkt innerhalb der Entwicklung²²⁶. Der Detaillierungsgrad des Modells für die Entwicklung der nächsten Generation des Roboters ARMAR ist daher wesentlich geringer als beim Arm Modell von ARMAR III aus Abbildung 8.2. Gleichzeitig ist das Potential für den Einsatz der Topologieoptimierung hier deutlich größer²²⁷. Im Allgemeinen werden deshalb verhältnismäßig einfache Körper genutzt, denen Schätzwerte für Massen- und Trägheitswerte zugewiesen werden. Die dargestellten Körper werden im Wesentlichen zur Veranschaulichung genutzt, was insbesondere für die Modellierung und die Beurteilung der Simulationsergebnisse von Bedeutung ist. Für den zu optimierenden Körper ist dagegen eine detailliertere Betrachtung sinnvoll. Hierauf wird im folgenden Abschnitt zur FEM näher eingegangen.

Zur Modellierung der Gelenke werden ideal starre Formulierungen genutzt. Ebenso wird auf eine detaillierte Abbildung von Elastizitäten im Antriebsstrang verzichtet, wobei das Ansprechverhalten der Aktoren mit Hilfe von Übertragungsfunktionen im Regelungsmodell berücksichtigt wird. Die Wirkflächenpaare zum Regelungsmodell,

²²⁶ Albers et al 2007e

²²⁷ Albers / Ottnad 2008

also der Austausch von Informationen zu Stellkräften und Gelenkpositionen geschieht in gleicher Weise wie zuvor in den einfacheren Beispielsystemen. Für die Modellierung ist hierbei eine einheitliche Definition von Gelenken, Drehrichtungen und Bezugssystemen beispielsweise für Angaben zu Schwerpunktlagen von großer Bedeutung. Der Aufbau des MKS-Modells ist in Abbildung 8.2 dargestellt:

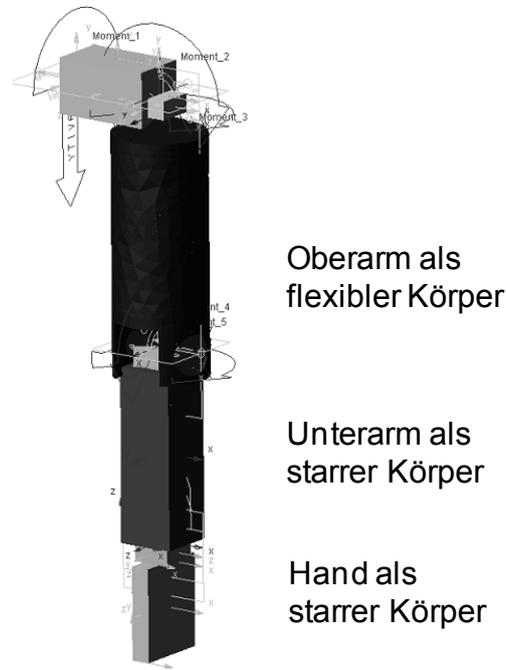


Abbildung 8.2: MKS-Modell des 7-DOF Roboter Arms für die Topologieoptimierung

FEM

Ziel der Optimierung ist die Ermittlung der Tragstruktur des Oberarms, also die Summe der Leitstützstrukturen, beziehungsweise das Eliminieren der Reststruktur. Hierzu wird das zugehörige Modell mit Bauraum detaillierter abgebildet, wobei bereits mögliche Motor-Getriebeeinheiten Berücksichtigung finden²²⁸. Die Einheit für die Beugung des Ellenbogens setzt sich aus einem Motor, einem Harmonic-Drive Getriebe und einer Zahnriemenstufe zusammen (siehe Abbildung 8.3).

²²⁸ Albers et al 2008b

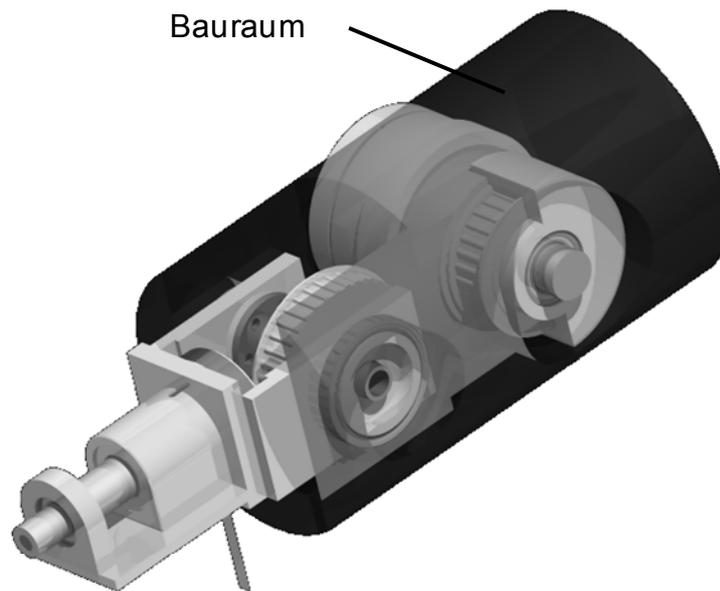


Abbildung 8.3: Mögliche Motor-Getriebe-Einheit und Bauraum in einem CAD Modell

Bezüglich der Definition des Bauraums für die Oberarmtragstruktur ist zudem noch die Anbindung der Dreheinheit für den Unterarm von Bedeutung, da im Falle eines vollständig gebeugten Ellenbogengelenks keine Eigenkollision auftreten darf. Ebenso wird Raum für eine weitere Motorgetriebe Einheit im Oberarm reserviert, der für die Drehung des Oberarms genutzt wird.

Grundsätzlich ist bei der FE-Modellierung zwei unterschiedlichen Aspekten Rechnung zu tragen: Einerseits muss hieraus ein flexibler Körper für das elastische Mehrkörpersystem bereitgestellt werden und andererseits wird nach Nutzung der Last-/ Zeitreihen die Eingangsgröße für das eigentliche Modul zur Topologieoptimierung generiert. Hieraus ergeben sich unterschiedliche Wirkflächenpaare für die Modellierung, wie in Abbildung 8.4 dargestellt ist. An dieser Stelle kann die Betrachtung von generalisierten Wirkflächenpaaren wieder eine gewisse Hilfestellung leisten, da diese auch auf der Ebene des gesamten Simulationsprozesses zu berücksichtigen sind.

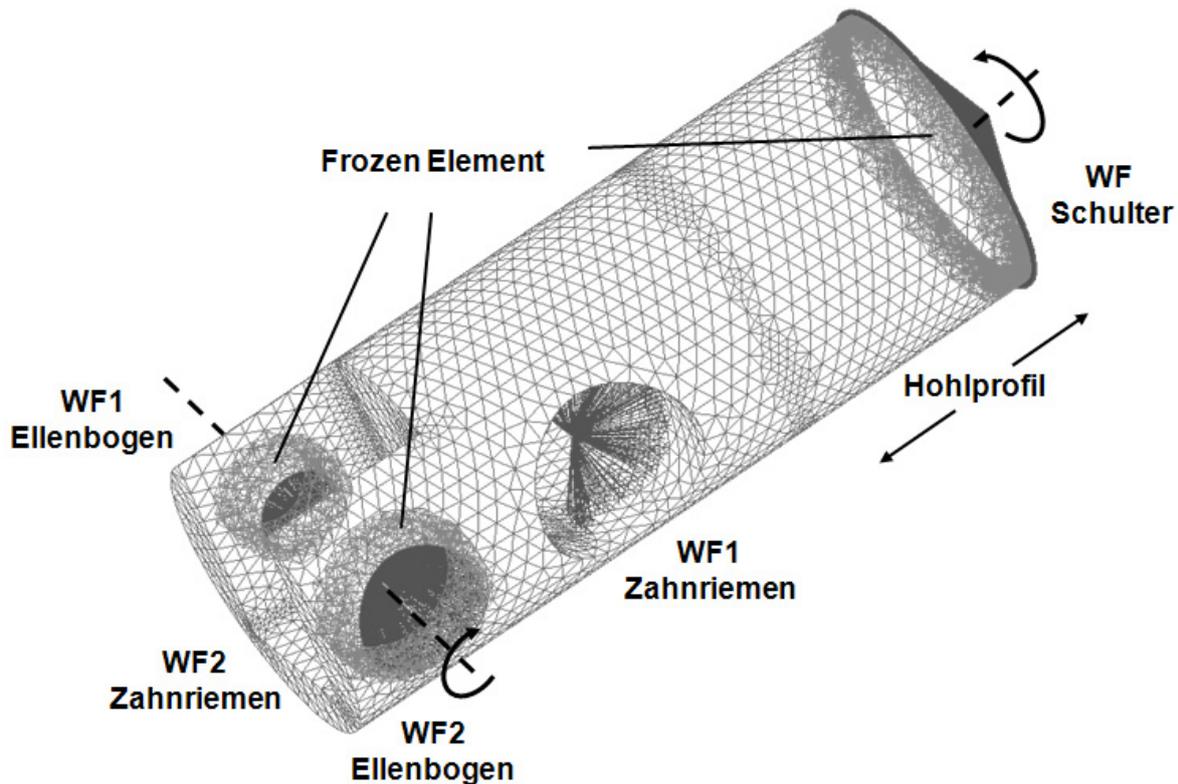


Abbildung 8.4: FE-Modell des Oberarms

Zur Integration des flexiblen Körpers im hybriden MKS werden drei Wirkflächenpaare genutzt. Bezogen auf die freigeschnittene Ellenbogenstruktur ist dies zum Einen der Flansch zur Schulter, hier als WF Schulter gekennzeichnet und die Lagerung im Ellenbogengelenk, die hier als WF 1 und WF 2 Ellenbogen bezeichnet sind. Die Modellierung entspricht der Vorgehensweise aus den zuvor diskutierten Beispielen, wobei die versteifende Wirkung durch die Starrkörperelemente bei der späteren Ergebnisinterpretation zu berücksichtigen ist. Daraus ergeben sich zusammen mit den 20 Eigenmoden insgesamt 38 Formvektoren, die den flexiblen Körper innerhalb der MKS-Simulation abbilden. Zur Wahl der Anzahl an Formvektoren empfiehlt HÄUßLER eher weniger Eigenmoden heranzuziehen, diese dann aber in ihrer Gesamtheit für die MKS-Simulation auch zu aktivieren, anstatt aus einer Großen Basis von Formvektoren heraus manuell Einschränkungen vorzunehmen²²⁹.

Der Effekt der Zahnriemenvorspannkkräfte (600 N), die für eine spielarme Momentenübertragung notwendig sind, wird zusätzlich als statische Last eingebracht, woraus sich zwei weitere Wirkflächen für den Oberarm ergeben. Diese Kräfte werden für die FE-Analyse genutzt, die die unmittelbaren Eingangsgrößen für

²²⁹ Häußler 2005

den Optimierer liefert. Daher werden diese Wirkflächenpaare nur zu bestimmten Prozessschritten aktiviert beziehungsweise genutzt. Der Gedanke des generalisierten C&CM Ansatzes verknüpft also die Erkenntnisse aus System- und Prozessanalyse und unterstützt auf diesem Weg die Modellierung sowie die Einbindung im Simulationsprozess.

Zusätzlich werden in diesem Modell „Frozen Elements“ genutzt, die für die Gestaltung der jeweiligen Wirkflächenpaare notwendig sind. Insgesamt besteht das FE-Modell aus 66.350 Elementen und 103.450 Konten. Das verwendete Material ist Aluminium und entspricht in den Werten dem eingesetzten Werkstoff im Roboter. Die Dichte beträgt $2,8 \text{ g/cm}^3$, der Elastizitätsmodul liegt bei 70.000 N/mm^2 und hat eine Querkontraktionszahl von 0,3.

8.1.2 Regelung

Newton-Regler

In den bisherigen Beispielen wurde jeweils ein einfacher PID-Regler genutzt. Die Analyse des Systems mit zwei Freiheitsgraden hat aber bereits gezeigt, dass komplexere Zusammenhänge und Wechselwirkungen auf diesem Weg nur bedingt beherrscht werden können. Für die Regelung des Roboterarms mit sieben Freiheitsgraden und komplexen, menschenähnlichen Bewegungen im Schwerfeld ist zwingend eine höherwertige Regelungsstrategie notwendig. Der Entwurf einer solchen Regelung ist nicht Gegenstand dieser Arbeit, stattdessen wird auf Ergebnisse von Partnern aus dem Sonderforschungsbereich zurückgegriffen.

SIMONIDIS und SEEMANN²³⁰ entwickelten auf Basis des MKS-Modells von OTTNAD²³¹ (siehe Abbildung 8.1 rechts) einen rekursiven Newton-Regler. Dieser beruht auf den Arbeiten von OSTOJIC²³², der bereits Mitte der 1990er Jahre die Theorie hierzu entwickelt hatte. Im Folgenden wird auf Basis der oben genannten Arbeiten das Konzept kurz erläutert.

Die allgemeine Rekursive Formulierung nach Newton-Raphson lautet:

$$\mathbf{T}(k+1) = \mathbf{T}(k) - \frac{\sigma(k)}{\sigma'(k)}, \quad \mathbf{T}(k+1) \in [\mathbf{T}_{\min}, \mathbf{T}_{\max}], \quad (8.1)$$

²³⁰ Simonidis / Seemann 2008

²³¹ Albers / Ottnad 2008

²³² Ostojic 1996a

wobei $\mathbf{T}(k)$ das Moment des Aktors und $\sigma(k)$ als Fehlerterm eine Funktion von $\mathbf{T}(k)$ zu einem diskreten Zeitpunkt k darstellen. $\sigma'(k)$ steht für die Ableitung von $\sigma(k)$ nach $\mathbf{T}(k)$. Durch die Vorgabe einer oberen und einer unteren Schranke für das zu ermittelnde Moment $\mathbf{T}(k+1)$ wird die Systemcharakteristik berücksichtigt.

Im kontinuierlichen Zeitbereich kann die Bewegungsgleichung des Systems in Minimalkoordinaten ausgedrückt werden:

$$\mathbf{T}(t) = \mathbf{M}(\mathbf{q}, t) \cdot \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) + \mathbf{d}(t), \text{ bzw.} \quad (8.2)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}(t) = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{q}, t) \cdot [\mathbf{T}(t) - \mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) - \mathbf{d}(t)]$$

Dabei ist $\mathbf{T}(t)$ der Vektor der generalisierten Kräfte, $\mathbf{q}(t)$ der Vektor der generalisierten Koordinaten und $\mathbf{M}(\mathbf{q}, t)$ die Massenmatrix des Systems. $\mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t)$ beinhaltet Zentrifugal-, Coriolis-, Gravitations- sowie Reibungskräfte und $\mathbf{d}(t)$ ist der Vektor der äußeren Störgrößen.

Der Fehlerterm $\sigma(k)$ ist dabei definiert als²³³:

$$\boldsymbol{\sigma} = \ddot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_v \dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p \mathbf{e} \quad (8.3)$$

Der Positionsfehler \mathbf{e} wird als Differenz zwischen Soll- und Ist-Wert definiert:

$$\mathbf{e} = \mathbf{q}_d - \mathbf{q} \quad (8.4)$$

Wird nun Gleichung (8.2) in den Fehlerterm (8.3) eingesetzt so ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\boldsymbol{\sigma}(t) = \ddot{\mathbf{q}}_d(t) - \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{q}, t) \cdot [\mathbf{T}(t) - \mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) - \mathbf{d}(t)] + \mathbf{K}_v \dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p \mathbf{e} \quad (8.5)$$

$$\frac{\partial \boldsymbol{\sigma}(t)}{\partial \mathbf{T}(t)} = -\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{q}, t) \quad (8.6)$$

Unter Nutzung einer Näherung für die Massenmatrix $\hat{\mathbf{M}}$ und des Fehlerterms aus Gleichung (8.3) ergibt sich für die Reglergleichung:

$$\mathbf{T}(k+1) = \mathbf{T}(k) + \hat{\mathbf{M}}(\ddot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_v \dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p \mathbf{e}) \quad (8.7)$$

²³³ Ostojic 1996b

Für eine perfekte Näherung der Massenmatrix konvergiert die Regelung innerhalb von einer Iteration, aber auch für abweichende Ergebnisse kann die Stabilität nachgewiesen werden²³⁴.

Diese Näherung kann über die rekursive Beschreibung der Roboterkinematik erfolgen, wobei die Massenmatrix einzelner Körper mittels Transformationsmatrizen und der relativen Lage zueinander kombiniert werden. Dies geschieht nicht zur Laufzeit der Regelung, sondern einmalig im Vorfeld, wobei hierzu eine entsprechende implementierte Lösungen von STELZNER zur Verfügung steht²³⁵.

Ausgehend von einer Positionsmessung in den einzelnen Gelenken des Roboters ist für die Ableitungen des Fehlers eine numerische Differentiation notwendig, wobei eine Nutzung von Geschwindigkeitssensoren dieses numerische Verfahren teilweise ersetzen könnte:

$$\dot{\mathbf{e}}(k) = \frac{\mathbf{e}(k) - \mathbf{e}(k-1)}{h} \quad (8.8)$$

$$\ddot{\mathbf{e}}(k) = \frac{\mathbf{e}(k) - 2\mathbf{e}(k-1) + \mathbf{e}(k-2)}{h} \quad (8.9)$$

Somit ist noch die Auslegung der Designparameter \mathbf{K}_v und \mathbf{K}_p vorzunehmen. Da für die Fehlerdynamik ein asymptotisch stabiles Verhalten gewünscht ist, werden die Diagonalmatrizen im Verhältnis

$$\mathbf{K}_p = \mathbf{I} \cdot c^2 \quad \mathbf{K}_v = \mathbf{I} \cdot 2c, \text{ mit } c = \text{const.} \quad (8.10)$$

ausgelegt, womit ein kritisch gedämpftes Verhalten erreicht wird.

Implementierung und Prozessanpassung

Der Massenmatrix kommt bei diesem Regelungskonzept eine entscheidende Bedeutung zu. Sie repräsentiert quasi eine Beschreibung des Verhaltens der Regelstrecke in ihrer aktuellen Position. Sie ist damit nicht nur von deren grundsätzlichem Aufbau, wie Anzahl und Anordnung der Gelenke, Massen und Trägheiten der einzelnen Körper abhängig, sondern in der Regel auch nur für eine Iteration der Topologieoptimierung gültig. Für den Optimierungsprozess muss also in jeder Iteration ein Update der Reglerkonfiguration vorgenommen werden. Dies stellt

²³⁴ Ostojic 1996a

²³⁵ Stelzner 2008

eine Umsetzung des Prinzips des Anpassens des Reglers dar, wie es in Kapitel 7 bereits ausführlich diskutiert wurde²³⁶.

Hierzu werden die veränderten Schwerpunktlagen, Trägheiten und Segmentmassen jeweils nach der Bauteilmodifikation durch den Optimierer aus dem MKS-Modell ausgelesen und nach einer entsprechenden Aufbereitung im Regelungsmodell genutzt. Dieser Prozess ist über verschiedene Module automatisiert, die teilweise in MD Adams und teilweise in Matlab/Simulink eingesetzt werden.

Die notwendige Neuberechnung der Massenmatrix in jeder Iteration der Topologieoptimierung wird dadurch vereinfacht, dass im Verlauf des Optimierungsprozesses die Regelstrecke als solche konstant bleibt. Damit ist das entwickelte Matlab-Skript („massenmatrix_berechnen.m“) nur auf die aktuellen Gelenkwinkel angewiesen. Der entsprechende Code ist allerdings nur für jeweils eine Gelenkkonfiguration gültig. Falls eine neue Gelenkkonfiguration verwendet werden soll, muss der zugehörige Code erst mit dem „Maple-Skript“ von STELZNER²³⁷ generiert und integriert werden. Dabei sollten die Massen, Schwerpunktkoordinaten und Trägheitsmomente der einzelnen Körper als Parameter angegeben werden, um im Verlauf der Topologieoptimierung die Auswirkung von stark veränderten Bauteilen zu berücksichtigen.

Das oben genannte *.m File nutzt die Ergebnisse von STELZNER und umfasst knapp 2.000 Zeilen Code. Mit Blick auf integrierte Simulationswerkzeuge zur Abbildung von dynamischen, geregelten und elastischen Mehrkörpersystemen wird klar, dass derartige Funktionsumfänge derzeit nicht bereitgestellt werden beziehungsweise erheblicher Mehraufwand bei der Übertragung entstehen würde. Die Entwicklung solcher Regelungen findet im Allgemeinen in spezialisierten Werkzeugen wie Matlab/Simulink statt, so dass die Übertragbarkeit auf weniger leistungsfähige Systeme hier nicht gegeben wäre. Dieser Zusammenhang bestätigt die Wahl der Co-Simulation als geeignete Wahl zur Kopplung von Fragestellungen der Regelung, der Mehrkörpersimulation sowie der Strukturmechanik.

Im Folgenden wird kurz der Aufbau des Simulink-Modells auf der obersten Ebene beschrieben. Wie in Abbildung 8.5 zu sehen ist, ist diese oberste Ebene in fünf Module aufgeteilt. Von zentraler Bedeutung ist der Block 1 des eigentlichen Newton-Reglers, der als Eingang die Soll- und Istwerte erhält. Während die Massenmatrix als wichtiges Element der Regelung aus dem System heraus bestimmt wird, stellt die Konstante c zur Gewichtung des Fehlermaßes (siehe Gleichung (8.10)) einen Parameter dar, der vom Benutzer manuell vorgegeben werden kann. Durch Erhöhen

²³⁶ Albers et al 2009c

²³⁷ Stelzner 2008

dieses Fehlgewichts wird der Regler des zugehörigen Gelenks "aggressiver". WINTER untersuchte den Einfluss dieses Wertes für menschliche Bewegungen des Robotermodells, wobei sich ein Wert von 20 als praktikabel erwiesen hat²³⁸.

Die Anbindung zur Regelstrecke geschieht über den Block 2, der die Schnittstelle zum Adams-Modell bildet. Im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Beispielsystemen wird hier nicht nur eine Position in einem Gelenk übergeben, sondern für jedes der sieben Freiheitsgrade. Das notwendige zweimalige Ableiten des Ist-Signals findet im standardmäßig in Simulink statt, kann allerdings im Sinne eines geglätteten Verlaufs auch nach Adams verlagert werden. Im Kern wird also eine Co-Simulation zwischen Adams und Matlab/Simulink genutzt.

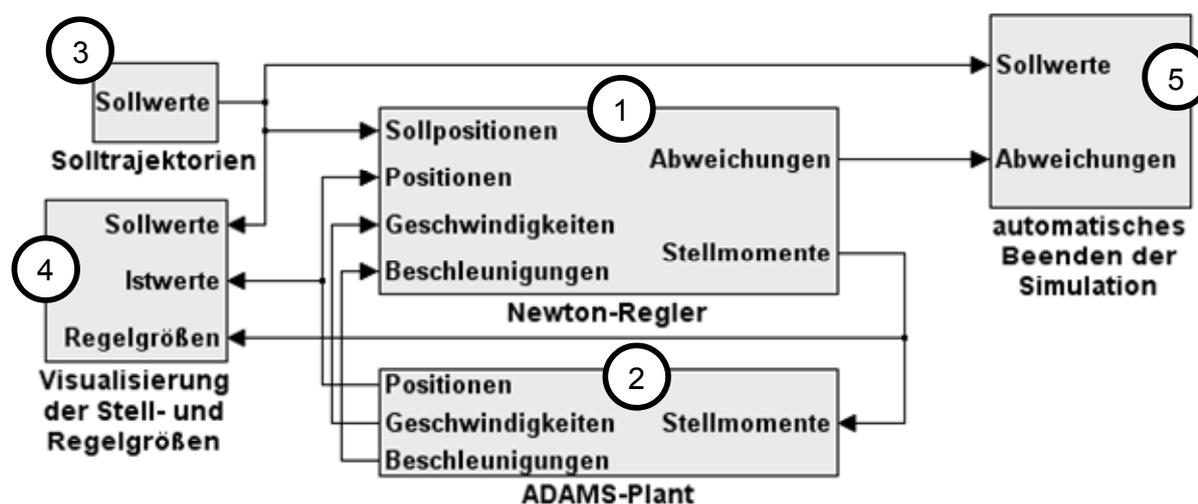


Abbildung 8.5: Simulink Modell inklusive Newton-Regler

Die Bereitstellung von Solltrajektorien wird über Block 3 realisiert. In Block 4 werden verschiedene Umrechnungen, zum Beispiel zwischen Grad und Bogenmaß vorgenommen und im Block 5 ist eine Funktionalität hinterlegt, mit der die Simulation nach einem Einschwingvorgang auch tatsächlich abgebrochen werden kann.

8.1.3 Szenario

Während in den bisher behandelten Beispielsystemen jeweils eine einfache Sprungfunktion als Eingangssignal genutzt wurde, wird an dieser Stelle die Komplexität auch hinsichtlich des Anwendungsszenarios deutlich erhöht. Die Zielsetzung in dem Sonderforschungsbereich für humanoide Roboter besteht darin,

²³⁸ Winter 2007

den Roboter in einer alltäglichen Umgebung des Menschen einzusetzen. Das untersuchte Szenario im Rahmen dieses Forschungsprojektes ist das Arbeiten in einer Küche, wo Tätigkeiten wie das Be- und Entladen einer Spülmaschine zu verrichten sind. Vorbild für die Bewegungen und Handlungen des Roboters ist dabei grundsätzlich der Mensch.

Daher werden in diesem Projekt menschliche Bewegungen erfasst und analysiert²³⁹. Hierzu wird ein so genanntes „Motion Capture System“ genutzt. Die daraus gewonnenen Daten werden in einem ersten Schritt mit einem Menschmodell in Zusammenhang gebracht^{240,241}. Zur Analyse der Bewegungen und die anschließende Synthese sind hierfür im Rahmen des Sonderforschungsbereichs entsprechende Methoden und Werkzeuge entwickelt worden²⁴². Die Übertragung auf die reduzierte Kinematik des Roboters geschieht in einem weiteren Schritt auf Basis von Optimierungsansätzen²⁴³.

Auf diesem Weg stehen nun als Eingangsgröße für die Co-Simulation Soll-Trajektorien für jedes einzelne Gelenk zur Verfügung. Die hier genutzte Bewegung beruht auf gemessenen menschlichen Bewegungen für das Be- und Entladen eines Geschirrspülers. Abbildung 8.6 verdeutlicht sowohl die Vorgehensweise als auch die konkrete Bewegung für das gewählte Szenario.

Da die Ausgangslage von diesen menschlichen Bewegungen in der Regel nicht mit der Ausgangslage des Robotermodells übereinstimmen werden in Block 3 aus Abbildung 8.5 nicht nur die Trajektorien verwaltet. Zusätzlich wird die Trajektorie insofern erweitert, als dass die Startposition der eigentlichen Bewegung in deutlich moderaterer Geschwindigkeit angefahren wird. Dies geschieht also auch als geregelte Bewegung, jedoch wird die Dynamik so stark begrenzt, dass aus dieser Situation keine relevante Bauteilbelastung auftritt. Für das hier demonstrierte Beispiel beträgt die Dauer dieses Vorgangs eine Sekunde.

²³⁹ Stein et al 2008

²⁴⁰ Stelzner / Seemann 2006

²⁴¹ Simonidis et al 2009a

²⁴² Simonidis et al 2009b

²⁴³ Simonidis et al 2007



Abbildung 8.6: Erfassung menschlicher Bewegungen und Übertragung auf den Roboter für das Szenario „Spülmaschine“²⁴⁴

²⁴⁴ Stelzner 2008

8.2 Ergebnisse

Ausgangssituation

Zur Beschreibung der Ausgangssituation für die Optimierung gibt Abbildung 8.6 einen Eindruck von der vorgegebenen Bewegung. Für die Optimierung des Oberarms sind vor allem die Bewegungen im Schulter- und Ellenbogengelenk von Bedeutung, so dass diese in Abbildung 8.7 detailliert dargestellt sind.

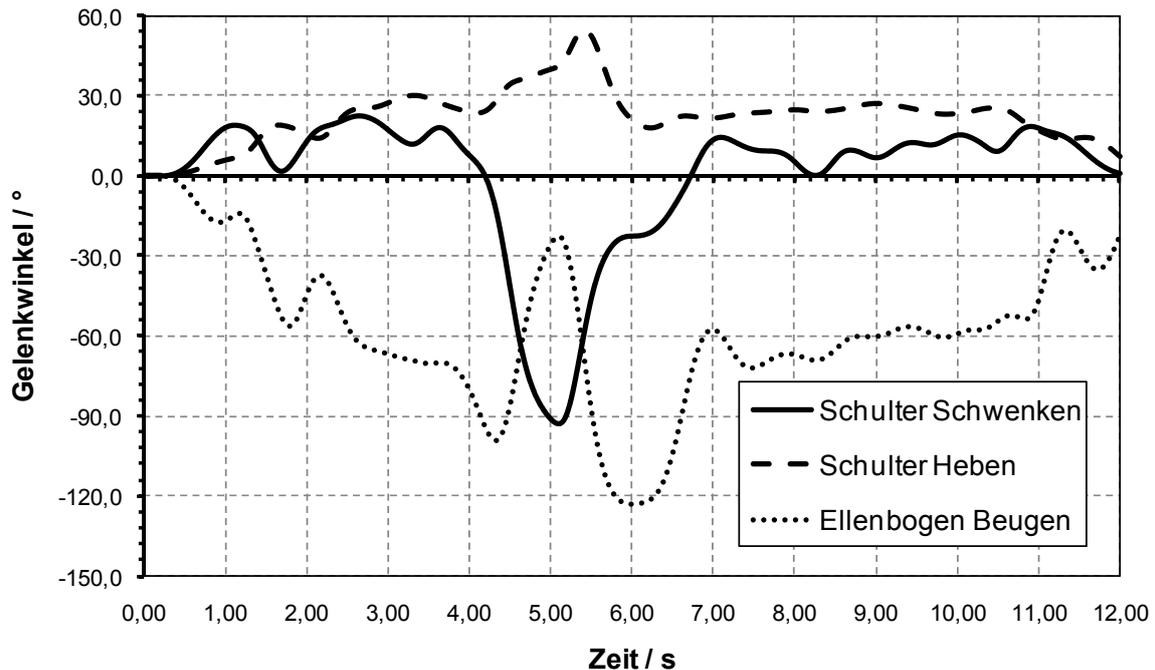


Abbildung 8.7: Ist-Position verschiedener Gelenkwinkel mit Newton-Regler für das Szenario „Spülmaschine“

Die verwendeten Bezeichnungen orientieren sich an den Begrifflichkeiten, die auch zur Beschreibung menschlicher Bewegungen üblich sind und entsprechen der Nomenklatur aus Abbildung 8.1 in folgender Art und Weise:

- θ_7 : „Schulter Schwenken“
- θ_6 : „Schulter Heben“
- θ_4 : „Ellenbogen Beugen“

Die Übereinstimmung von Soll- und Ist-Position ist zwar nicht Kernpunkt dieser Betrachtungen, jedoch ist diese in allen Gelenken für das Ausgangsdesign äußerst gut. Unterschiede oder Abweichungen in Form von Überschwingen oder Verzögerungen wären in dieser Auflösung praktisch nicht zu erkennen, so dass auf entsprechende Darstellungen verzichtet wird. Bezüglich des zeitlichen Verlaufs der

Trajektorien sind dynamische Positionswechsel von etwa 90° pro Sekunde zu beobachten.

Erreicht wird dieses gute Verhalten über folgende Stellmomente:

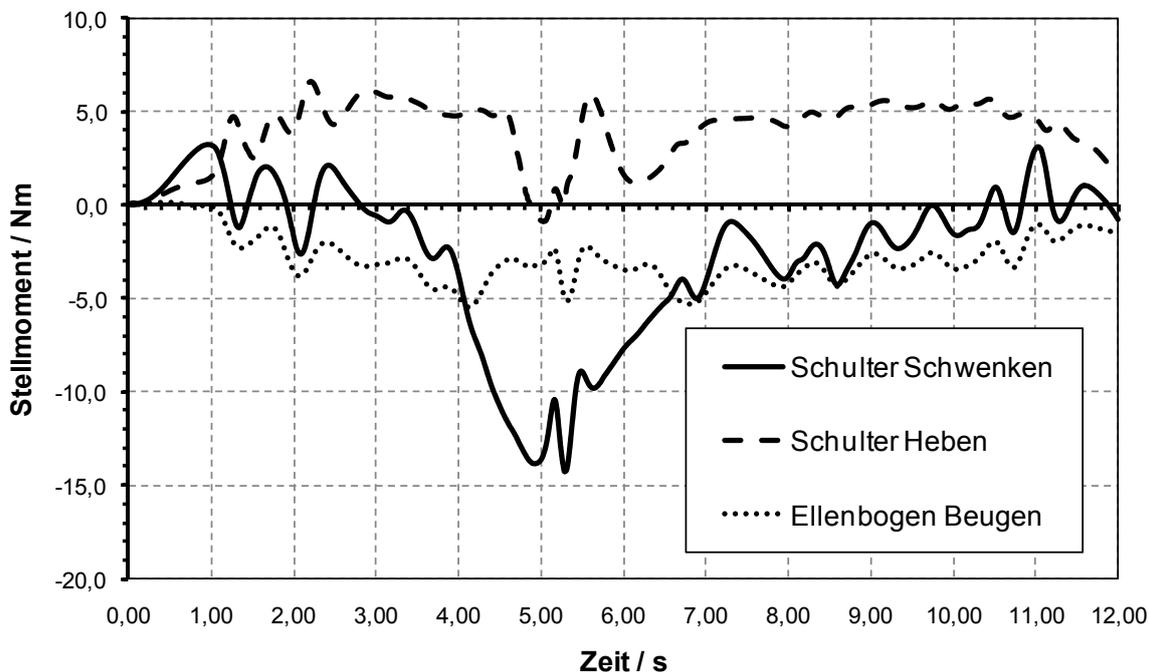


Abbildung 8.8: Verlauf der Stellmomente mit Newton-Regler für das Szenario „Spülmaschine“

Die aufgebrachten Stellmomente in den anderen Gelenken weisen für dieses Szenario geringere Werte auf, so dass hierauf nicht im Detail eingegangen wird, zumal beispielsweise eine Bewegung im Handgelenk geringere Auswirkungen auf die Belastung des Oberarms hat als dies bei den aufgebrachten Momenten im Schulter- und Ellenbogengelenk der Fall ist.

Diese Belastungssituation zeigt sich dann ebenfalls im Verlauf der Dehnungsenergie für den Oberarm. Dieser Verlauf bildet die Basis für die Auswahl der relevanten Lastzeitpunkte, wie in Abbildung 8.9 dargestellt ist. Im vorliegenden Beispiel kommen insgesamt zehn Lastfälle zum Einsatz, wobei ein zeitlicher Mindestabstand von einer zehntel Sekunde vorgegeben ist.

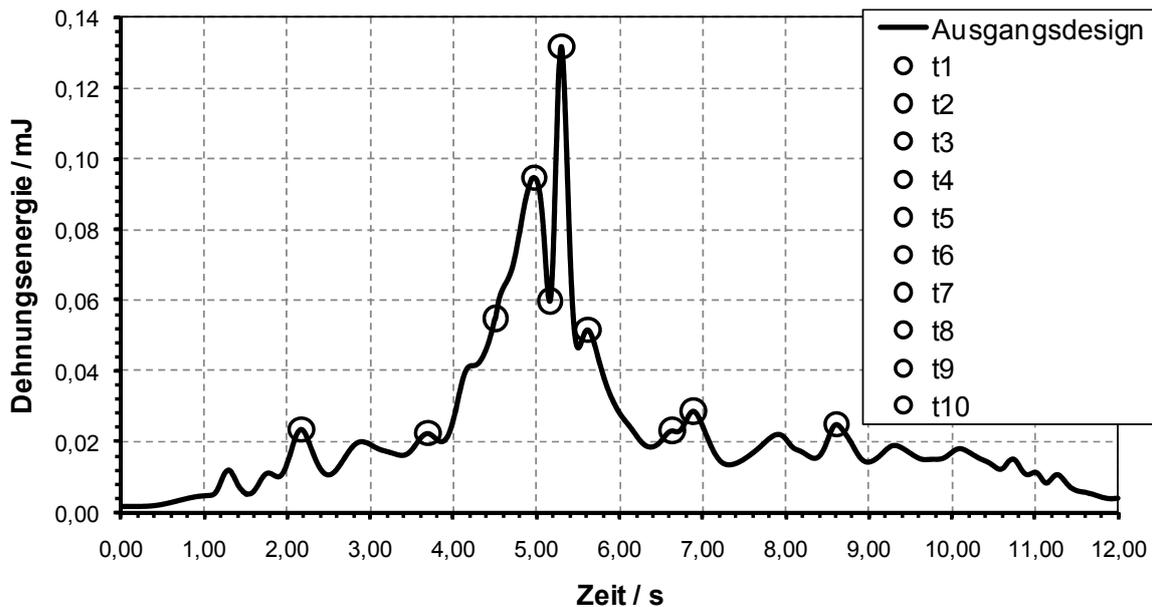


Abbildung 8.9: Verlauf der Dehnungsenergie sowie die zehn relevanten Lastzeitpunkte

Auf Basis dieser Systemabbildung in der Simulation stehen Lastfälle für die FE-Rechnung zur Verfügung. Für die traditionelle Optimierung werden ebenfalls diese Lastfälle herangezogen, allerdings ohne Update innerhalb des Optimierungsprozesses.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass bereits diese Vorarbeiten der Systemabbildung in der industriellen Anwendung noch keineswegs zum Standard zählen und für komplexe Systeme wie aktive Fahrwerke oder Roboter noch Gegenstand der Forschung sind²⁴⁵.

Ergebnisse

Unter den oben beschriebenen Randbedingungen werden nun die gewonnenen Ergebnisse diskutiert. Ziel für die Optimierung ist eine Maximierung der Steifigkeit bei einem Zielvolumen von 15 % des Ausgangsdesigns. Zunächst werden hierzu die ermittelten Designvorschläge in Abbildung 8.10 dargestellt:

²⁴⁵ Mack 2009

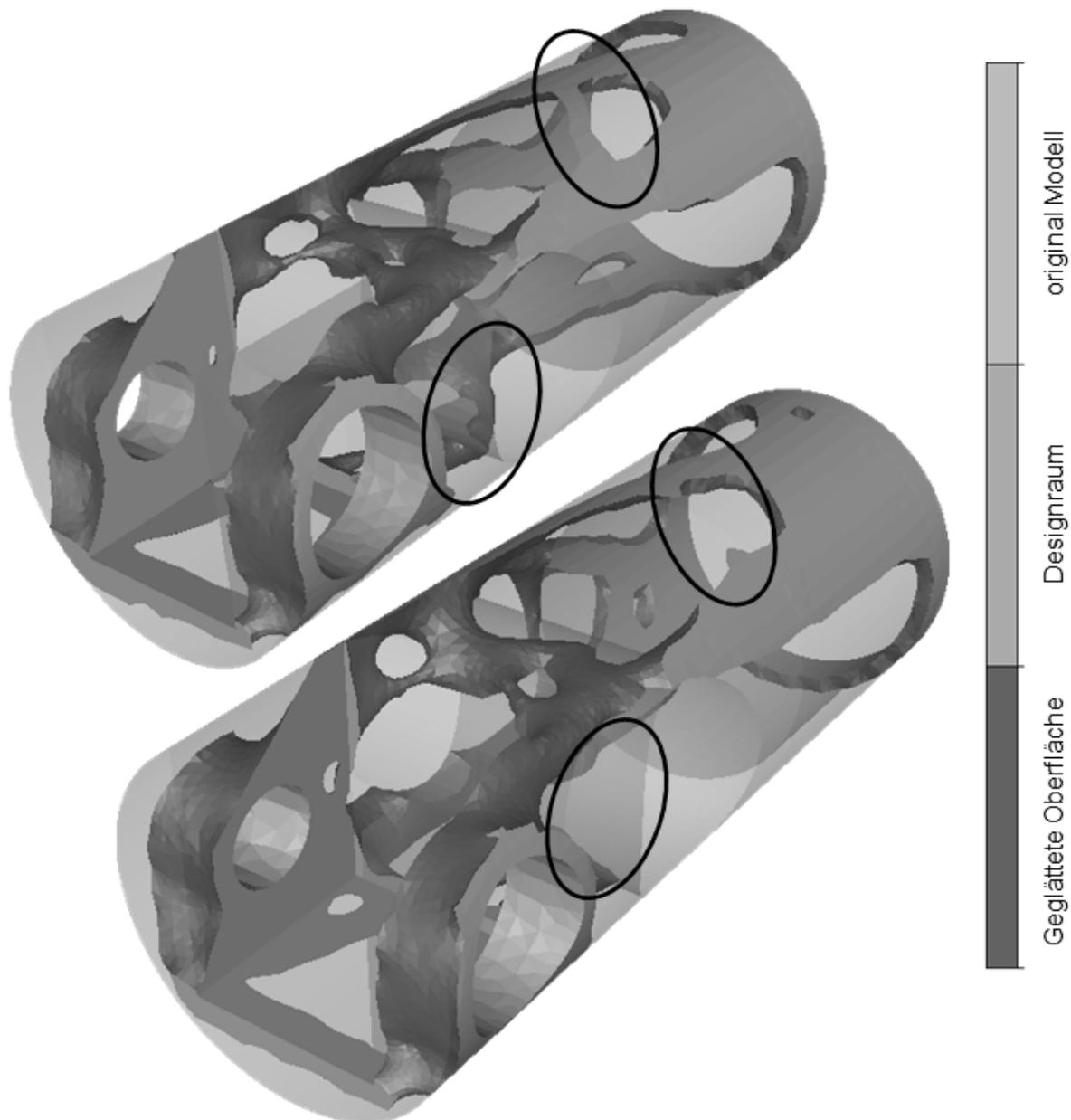


Abbildung 8.10: Designvorschlag der neuen (oben) und der traditionellen Topologieoptimierung

Grundsätzlich weisen beide Designvorschläge eine ähnliche Struktur auf, die als eine Art Hohlprofil aus verschiedenen Verstrebungen interpretiert werden kann. Im vorderen Bereich der Lagerung des Ellenbogengelenks bleiben die Lagersitze durch die „Frozen Elements“ erhalten. Ebenso wird der Designraum im unteren Bereich hier ausgenutzt, um eine Verstrebung zwischen den beiden Lagersitzen zu erreichen. Bei einer Modellierung von nur einem Wirkflächenpaar in diesem Bereich, also eine komplett versteiften Anbindung zwischen Starrkörper und elastischem Körper im Rahmen der MKS-Simulation wäre eine solche Ausprägung nicht entstanden. Größere Unterschiede ergeben sich auf der Oberarmrück- beziehungsweise -

unterseite. Hier weist der neue Vorschlag eine geschlossene Struktur auf. Ebenso unterscheiden sich die Verstrebnungen im oberen Bereich beider Designvorschläge.

Zur Bewertung der beiden Vorschläge wird nun auch vom Ergebnis der traditionellen Optimierung das Verhalten im dynamischen System ermittelt. Hierzu wird eine zusätzliche Modalanalyse durchgeführt, was schließlich eine Integration als elastischen Körper innerhalb des MKS-Modells ermöglicht. Schließlich kann so das Szenario der Spülmaschine auf beide Varianten angewendet werden. Zusätzlich findet für das Ergebnis der traditionellen Optimierung noch eine Anpassung der Massenmatrix statt, um eine stabile Regelung überhaupt erst zu ermöglichen. Hierzu wird auf die erweiterten Funktionalitäten aus dem neuen Optimierungsprozess zurückgegriffen.

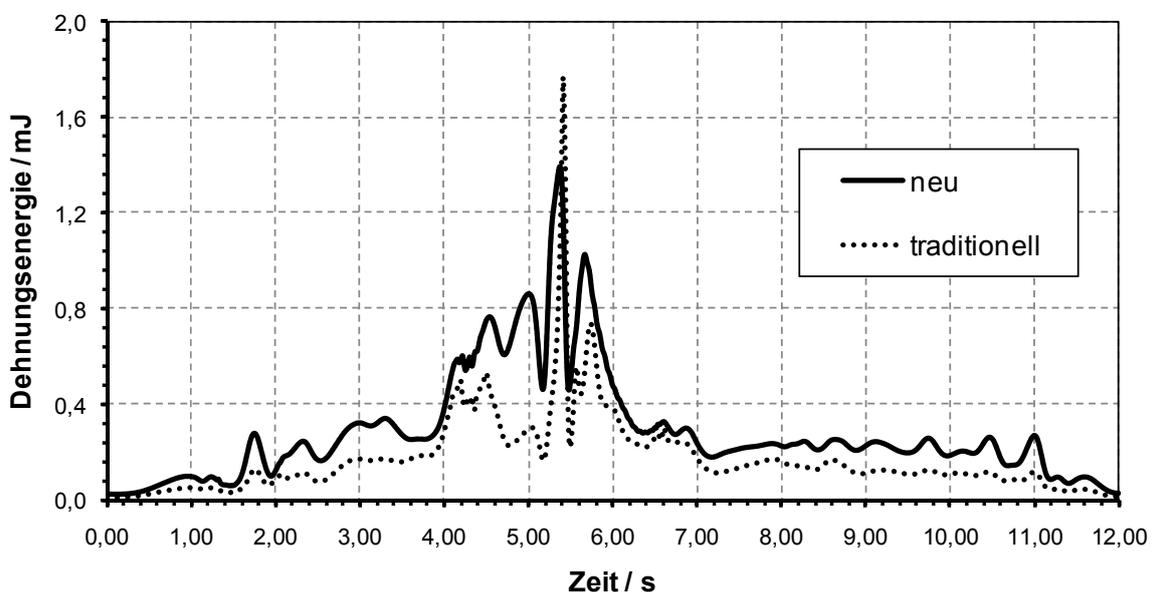


Abbildung 8.11: Vergleich der Dehnungsenergie beider Designvorschläge im Systemverhalten für das Szenario „Spülmaschine“

Der Verlauf der Dehnungsenergie zeigt für das neue Verfahren über weite Strecken leicht höhere Werte, jedoch liegt bei der Spitzenbelastung eine um mehr als 20 % reduzierte Dehnungsenergie vor. Es findet also eine Art Homogenisierung über den zeitlichen Verlauf statt. Die Gestalt ist derart aufgebaut, dass Spitzenbelastungen besser bewältigt werden, während andere, geringere Lastsituationen gewisse Einbußen hinnehmen müssen.

Mit Blick auf die Qualität der Regelung, die im Ausgangsmodell den Vorgaben äußerst gut folgen konnte, sind in einigen Gelenken Veränderungen für das optimierte Bauteil im System zu erkennen. Hier sind beispielsweise die Drehbewegung des Unter- und Oberarms zu nennen. Abbildung 8.12 zeigt den Vergleich zwischen Soll- und Istwerten für die Drehung des Oberarms.

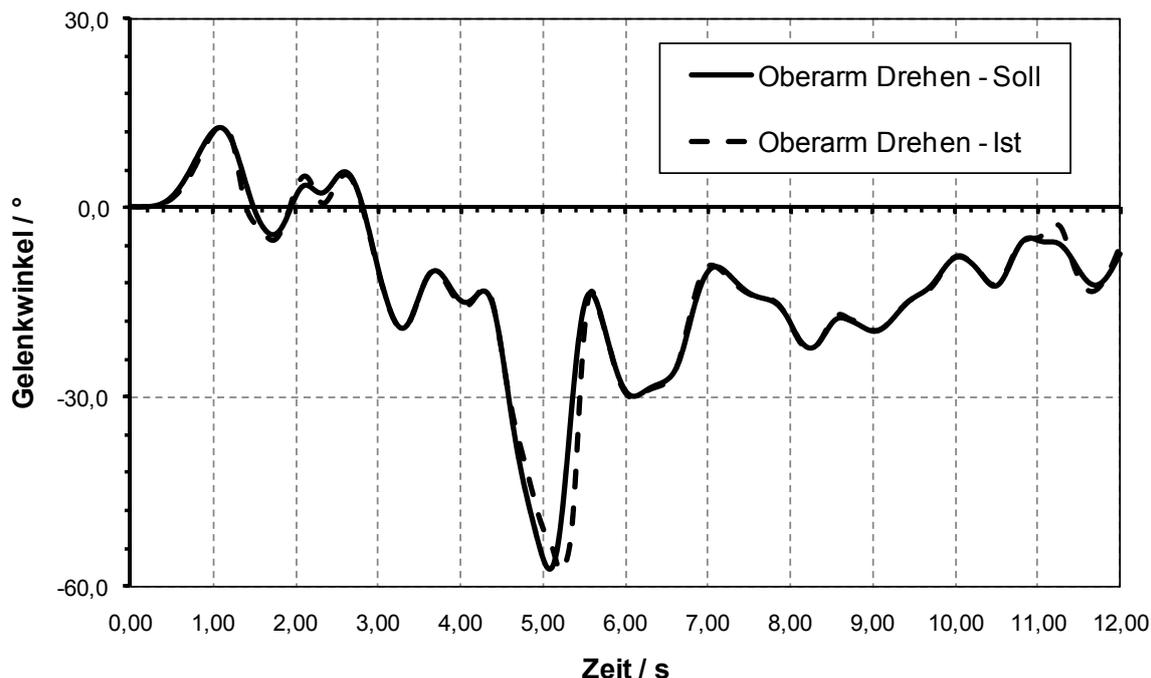


Abbildung 8.12: Vergleich der Soll- und Ist-Position mit dem Designvorschlag aus der neuen Optimierung

Durch die Anpassung der Massenmatrix konnte über die gesamte Optimierung eine stabile Regelung bereitgestellt werden. Da aber die Massenmatrix nicht alleine zur Ermittlung der Stellgröße durch den Regler herangezogen wird, kann die sehr gute Qualität, die für das Ausgangsmodells vorliegt, nicht ganz erreicht werden.

8.3 Zusammenfassung und Beurteilung

In diesem Kapitel wurde die neue, systembasierende Topologieoptimierung auf ein komplexes und reales Beispielsystem angewendet. Hierzu wurde der Arm des humanoiden Roboters ARMAR genutzt, der über sieben geregelte Freiheitsgrade verfügt. Es handelt sich demnach um ein komplexes, dynamisches, mechatronisches System.

Anhand dieses Beispiels wurden zwei wesentliche Aspekte dieser Arbeit verdeutlicht. Zum Einen können durch das Einbeziehen der Wechselwirkungen im System und im Optimierungsprozess bessere Ergebnisse bei der Topologieoptimierung von mechanischen Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen erzielt werden als dies beim klassischen Verfahren der Fall ist. Insbesondere das Prinzip des Lastenupdates gewährleistet eine Bereitstellung von aktuellen Daten innerhalb des Optimierungsprozesses. Die grundlegende Idee dieser Arbeit führt also zu einer

Verbesserung der Optimierungsergebnisse, in diesem Fall zu einer Reduktion der Dehnungsenergie bei der Spitzenbelastung von mehr als 20 %.

Zum Anderen wird deutlich, dass die gewählte Umsetzung dieser grundlegenden Idee auch für komplexe und reale Systeme geeignet ist. Dies wird erreicht, in dem leistungsfähige, etablierte Werkzeuge genutzt beziehungsweise gekoppelt und erweitert wurden. Dies betrifft alle Elemente, also FEM, MKS, Regelung und Strukturoptimierung. Der volle Funktionsumfang dieser spezialisierten Werkzeuge steht demnach zur Verfügung. Die Art der Umsetzung dieser neuen, systembasierenden Topologieoptimierung erfüllt damit auch diesen Aspekt der Zielsetzung dieser Arbeit.

Der zusätzliche Aufwand im Vergleich zu einer traditionellen Vorgehensweise, der hierbei entsteht, kann im Wesentlichen der längeren Rechenzeit zugeschrieben werden, die sich aus der Modalanalyse sowie der Systemsimulation in jeder Iteration ergibt. Auf die, zumindest einmalige, Gewinnung von entsprechenden Lastfällen aus dem Systemverhalten heraus, kann auch bei der traditionellen Optimierung nicht verzichtet werden. Auf Seiten der Modellierung entsteht daher kein Mehraufwand, stattdessen ergibt sich hierbei eher ein Vorteil, da das Verfahren vollständig automatisiert ist, wie beispielsweise die Lastfallauswahl und Bereitstellung für eine FE-Analyse.

Anzumerken ist an dieser Stelle noch, dass aus den komplexen Wechselwirkungen im System heraus, sich auch hohe Anforderungen an die Beherrschung dieser Systeme ergeben. Diese Anforderungen setzen sich entsprechend für die Beherrschung und das Verständnis unterschiedlicher Simulationswerkzeuge aus verschiedenen Domänen fort.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde ein neuer Prozess zur Topologieoptimierung von mechanischen Bauteilen in dynamischen und geregelten Systemen entwickelt. Auf diesem Weg wurden etablierte numerische Methoden des Leichtbaus weiterentwickelt, so dass sie für komplexe mechatronische Systeme anwendbar sind. Das Ergebnis dieser Arbeit leistet damit einen Beitrag zum Ausbau und zur Weiterentwicklung der Methoden und Prozesse der virtuellen Produktentwicklung.

Ausgehend von einer Analyse des Standes der Technik in Kapitel 2 wurde die Zielsetzung für diese Arbeit abgeleitet. Der nächste Schritt zur Entwicklung des neuen Verfahrens war die Problemeingrenzung. Das zentrale Problem besteht darin, dass bei der Suche der Bauteilgestalt die Eingangsgrößen wiederum von der Gestalt selbst abhängen. Dies bedeutet, dass die aus dem Systemverhalten resultierenden Lasten zu Beginn der Optimierung nicht bekannt sind, da eben genau die gesuchte Bauteilgestalt in dynamischen und geregelten Systemen diese Lasten beeinflusst. Als grundsätzliche Lösung wurde die Ermittlung und Auswahl der relevanten Lasten, basierend auf dem Gesamtsystemverhalten sowie die geeignete Bereitstellung dieser relevanten Lasten im Optimierungsprozess vorgeschlagen. Zur Umsetzung dieses Konzepts der Aktualisierung der Lasten innerhalb des Optimierungsprozesses wurde unter Anwendung eines generalisierten Ansatzes des Contact & Channel Models ein vollständig automatisierter Optimierungsprozess entwickelt.

Zur Abbildung des Systemverhaltens wurde eine Co-Simulation zwischen einem Regelungsmodell und einem hybriden MKS genutzt. Auf diesem Wege können auch sehr komplexe reale Modelle, zum Beispiel ein Fahrwerk eines modernen Fahrzeugs²⁴⁶, behandelt werden.

Auf Basis des aktualisierten Systemverhaltens werden in jeder Iteration der Topologieoptimierung die relevanten Lastfälle aus der Last-Zeitreihe bestimmt und für die Ermittlung der Eingangsgrößen der eigentlichen Optimierung herangezogen. Dazu wurden etablierte Werkzeuge aus den Bereichen Finite Elemente Methode, Mehrkörpersystem Simulation, Regelung und Strukturoptimierung genutzt und in

²⁴⁶ Mack 2009

Verbindung mit zusätzlichen Erweiterungen in einem durchgängigen und automatisierten Prozess integriert.

In Kapitel 6 wurde das Potenzial des neuen Verfahrens anhand von drei Beispielen aufgezeigt. Zunächst an einem stark reduzierten Modell des Unterarms des humanoiden Roboters ARMAR III. In einem erweiterten Modell, bestehend aus Unter- und Oberarm, wurden zwei Tragstrukturen gleichzeitig optimiert. Bereits diese einfachen Beispielsysteme zeigen klar die Wechselwirkungen zwischen Bauteilmodifikation und Systemverhalten. Im Laufe der Optimierung ändern sich in Folge der eingebrachten Bauteilmodifikationen die Last/Zeitreihen, so dass die Aktualisierung dieser Datengrundlage zu deutlich verbesserten Endergebnissen führt.

Ausgehend von diesen Ergebnissen wurde in Kapitel 7 eine zusätzliche Funktionalität zur Anpassung der Regelung in den einzelnen Iterationen vorgestellt und in den gesamten Prozess integriert. Diese innere Optimierungsschleife der Regelung baut auf einem reduzierten Modell auf und wurde am Beispiel eines PID-Reglers umgesetzt. Für das bereits zuvor eingeführte Beispiel konnte der Nutzen für die Bauteiloptimierung aufgezeigt werden. Durch Anpassung der Regelung innerhalb des Optimierungsprozesses kann ein positiver Effekt für die Ermittlung der Bauteilgestalt erzielt werden, welcher bei erhöhter Dynamik noch stärker zum Tragen kommt. Dieser Aspekt bietet entsprechend Potenzial für weitere Forschungsarbeiten, etwa eine Anpassungsstrategie der Regelung für höherwertige Regelungen, die über reine Basisgelenkregelungen hinausgehen. In diesem Zusammenhang besteht gegebenenfalls auch Bedarf an einer Weiterentwicklung bei der Reduktion der Modellkomplexität, sofern diese Anpassung auf Optimierungsansätzen beruht.

Je nach Art der verwendeten Regelungsstrategie können hier auch andere Verfahren, etwa unter Ausnutzung von Informationen zur Masseverteilung, herangezogen werden. Mit der Anwendung des neuen Verfahrens auf einen Roboterarm mit sieben Freiheitsgraden in Kapitel 8 und einer komplexen Regelung wurde dieser Weg umgesetzt. Darüber hinaus wurde aufgezeigt, dass auch reale, komplexe Fragestellungen auf Basis der neuen systembasierenden Topologieoptimierung untersucht werden können und hiermit verbesserte Ergebnisse erzielt werden. Sowohl die Grundidee dieser Arbeit als auch die Art der Umsetzung sind somit für reale und komplexe Systeme geeignet.

Bezüglich des eingesetzten Algorithmus zur eigentlichen Topologieoptimierung kann in weiteren Arbeiten untersucht werden, inwieweit Verfahren, die auf Gradienten basieren, eingesetzt werden können. Diese Verfahren gelten als weniger effizient hinsichtlich der benötigten Rechenzeit, jedoch bietet sich hier ein höheres Maß an Flexibilität, etwa bei der Formulierung von Nebenbedingungen. Von zentraler Bedeutung wird dabei sein, inwieweit die sensitivitätsbasierenden Algorithmen in der

Lage sind, auch äußere Veränderungen, die nicht direkt durch den Optimierer hervorgerufen werden, verarbeiten zu können. Da die Component Mode Synthesis signifikant zur Gesamtrechnenzeit beiträgt, sollte im Zuge einer auf Gradienten basierenden Optimierung untersucht werden, ob möglicherweise die Anzahl der Systemsimulationen während des Optimierungsprozesses reduziert werden kann.

Neben der Material- und der damit einhergehenden Kosteneinsparung wird durch Leichtbau in dynamischen Systemen in vielen Fällen auch eine Steigerung der Energieeffizienz angestrebt. Designvorschläge als Ergebnis einer systembasierenden Topologieoptimierung stellen Leichtbaustrukturen dar, die in der Regel auch hinsichtlich der Energieeffizienz gut sind. Als unmittelbares Kriterium geht die Energieeffizienz aber nicht mit in die Optimierung ein. Je nach Art der Bewegung ist es daher durchaus denkbar, dass eine andere Materialverteilung, mit der noch die restlichen Bedingungen, wie etwa eine gewisse Steifigkeit, erfüllt werden, zu geringerem Energieverbrauch führt.

Um nun den Fokus verstärkt auf die Energieeffizienz zu legen wäre es denkbar, direkt den Energieverbrauch in der Optimierung heranzuziehen. Dieser Wert müsste zuvor aus dem Verhalten des Gesamtsystems ermittelt und pro Finitem Element dem Optimierer zur Verfügung gestellt werden. Abbildung 9.1 zeigt schematisch diesen Zusammenhang.

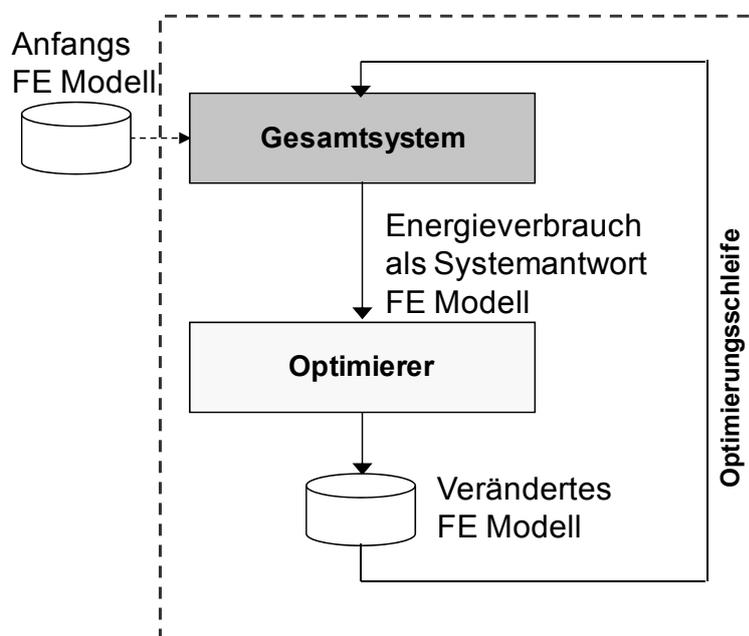


Abbildung 9.1: Energieverbrauch als Zielfunktion in der Bauteiloptimierung

Daraus ließe sich dann ein neues Optimalitätskriterium formulieren. Elemente mit hohem Energieverbrauch würden dann eher entfernt als Elemente, die einen geringeren Energieverbrauch aufweisen. Ein solches Kriterium müsste dann

entsprechend mit weiteren Bedingungen, beispielsweise maximal auftretenden Verformungen, kombiniert werden.

10 Literaturverzeichnis

Albers 1993

ALBERS, A.: *Simultaneous Engineering an einem Beispiel aus der Kraftfahrzeugzulieferindustrie*, EK- VIP Führungskräftetreffen des VDI, 18. Juni 1993, München, Tagungsband, VDI Verlag, 1993.

Albers 1994

ALBERS, A.: *Simultaneous Engineering, Projektmanagement und Konstruktionsmethodik - Werkzeuge zur Effizienzsteigerung*, Konstruktion, Vortrag auf dem deutschen Konstrukteurstag 1994 6./7. Juni 1994, Fulda VDI-Berichte Nr. 1120, 1994, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.

Albers / Burkardt 1998

ALBERS, A.; BURKARDT, N.: *Experience with the new education model "Integrated Product Development" at the University of Karlsruhe*, 4th International Symposium on Product Development in Engineering Education'98. Lohmar, 1998.

Albers et al 1999

ALBERS, A.; SAUTER, J.; MÜLLER O.: *Von der Idee zum optimalen Bauteil*, Seminar im "Haus der Technik" in Essen vom 18.-19. Februar 1999.

Albers / Matthiesen 2002

ALBERS, A.; MATTHIESEN, S.: *Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme - Das Elementmodell "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zur Analyse und Synthese technischer Systeme*, Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung; Band 54; Heft 7/8 - 2002; Seite 55 - 60; Springer-VDI-Verlag GmbH & Co. KG; Düsseldorf 2002.

Albers et al 2002

ALBERS, A.; SAAK, M.; BURKARDT, N.: *Gezielte Problemlösung bei der Produktentwicklung mit Hilfe der SPALTEN-Methode*, 47. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, Technische Universität Illmenau, 23.-26. September 2002.

Albers et al 2003

ALBERS, A.; SAAK, M.; BURKARDT, N.: *Methodology in Problem Solving Process*, 14th International DAAAM Symposium, Intelligent Manufacturing & Automation, Focus on Reconstruction a Development, Sarajevo, Wien, 2003.

Albers / Nowicki 2003

ALBERS, A.; NOWICKI, L.: *Integration der Simulation in die Produktentwicklung - Neue Möglichkeiten zur Steigerung der Qualität und Effizienz in der Produktentwicklung*, Symposium „Simulation in der Produkt- und Prozessentwicklung“, 5.-7. November 2003, Bremen.

Albers et al 2004a

ALBERS, A.; BURKARDT, N.; OHMER, M.: *Principles for design on the abstract level of the Contact & Channel Model C&CM*, Proceedings of the TMCE 2004, April 13-17, 2004, Lausanne, Schweiz, ISBN 9-059660188, 2004.

Albers et al 2004b

ALBERS, A.; BURKARDT, N.; OHMER, M.: *The pair character of Working Surfaces - significant Elements of the Contact & Channel Model C&CM*, 14th International CIRP Design Seminar Design in the global village, May 16 – 18, 2004, Cairo, Egypt.

Albers et al 2004c

ALBERS, A.; ECKERT, C.; OHMER, M.: *Engineering Design in a different Way: Cognitive Perspective on the Contact & Channel Model Approach*, Proceedings of Third International Conference Visual & Spatial Reasoning in Design, MIT, Cambridge, USA, 22 - 23rd July, 2004.

Albers et al 2005a

ALBERS, A.; HÄUßLER, P.; PUCHNER, K.; FISCHER, F.; WITTEVEEN, W.; LAUBER, B.: *Topologieoptimierung dynamisch beanspruchter Bauteile basierend auf Mehrkörpersimulation und Betriebsfestigkeitsanalysen*, NAFEMS Seminar "Optimierung in der Strukturmechanik", 27.-28. April, Wiesbaden 2005.

Albers et al 2005b

ALBERS, A.; WEILER, H.; EMMRICH, D.; LAUBER, B.; MESKE, R.: *A new approach for optimization of sheet metal components*, Proceedings of the 11th International Conference on Sheet Metal SHEMET, 5-8. April 2005, ISBN 0-87849-972-5.

Albers / Schyr 2005

ALBERS, A.; SCHYR, C.: *Model Based Verification of Automotive Powertrains*, 15th International Conference on Engineering Design ICED 05, Melbourne, Australia, August 15th-18th 2005.

Albers et al 2006

ALBERS, A.; BRUDNIOK, S.; OTTNAD, J.; SAUTER, C.; SEDCHAICHARN, K.: *Upper Body of a new Humanoid Robot – the Design of ARMAR III*, HUMANOIDS 06 - 2006 IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots, December 4 to 6, 2006 in Genoa, Italy.

Albers / Meboldt 2006

ALBERS, A.; MEBOLDT, M.: *A New Approach in Product Development, Based on Systems Engineering and Systematic Problem Solving*, AEDS 2006 WORKSHOP, 27 – 28 October 2006, Pilsen - Czech Republic.

Albers / Meboldt 2007

ALBERS, A.; MEBOLDT, M.: *A Reference Model for Product Development Processes, Based on Systems Engineering and Systematic Problem Solving*, International Conference on Engineering Design, Iced'07, 28 - 31 August 2007, Cité Des Sciences et De L'industrie, Paris, France.

Albers et al 2007a

ALBERS, A., ALINK, T., OERDING, J.: *Unterstützung der kreativen Phasen im Produktentwick-*

lungsprozess mit dem Elementmodell C&CM, Kolloquium Konstruktionstechnik, Dresden, 2007.

Albers et al 2007b

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; HÄUßLER, P.: *Simulation mechatronischer Systeme anhand geregelter hybrider Mehrkörpersysteme*, 5. Paderborner Workshop: Entwurf mechatronischer Systeme, 22. und 23. März 2007, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn.

Albers et al 2007c

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; MINX, J.; HÄUßLER, P.: *Topology Optimization in Controlled Dynamic Systems*, NAFEMS World Congress, 22.-25. Mai 2007, Vancouver, Kanada.

Albers et al 2007d

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; MINX, J.; HÄUßLER, P.: *Structural Optimization of Components in Controlled Mechanical Systems*, ASME IDETC: 6th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control, 04.-07. September 2007, Las Vegas, Nevada.

Albers et al 2007e

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; WEILER, H.; HÄUßLER, P.: *Methods for Lightweight Design of Mechanical Components in Humanoid Robots*, IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots, 29. November - 1. Dezember 2007 in Pittsburgh, Pennsylvania, USA.

Albers et al 2007f

ALBERS, A.; BRUDNIOK, S.; OTTNAD, J.; SAUTER, C.; SEDCHAICHARN, K.: *Design of Modules and Components for Humanoid Robots*, Humanoid Robots - New Development, edited by A. C. de Pina Filho; ISBN 978-3-902613-00-4.

Albers 2008a

ALBERS, A.: *Maschinenkonstruktionslehre (MKL)*, Vorlesungsumdruck zur Grundlagenvorlesung an der Universität Karlsruhe (TH), Sommersemester 2008.

Albers 2008b

ALBERS, A.: *Simulation im Produktentstehungsprozess*, Vorlesungsumdruck zur Verbundfachvorlesung an der Universität Karlsruhe (TH), Wintersemester 2008/2009.

Albers / Otnad 2008

ALBERS, A.; OTTNAD, J.: *System Based Topology Optimization as Development Tools for Lightweight Components in Humanoid Robots*, IEEE-RAS International Conference on Humanoids Robots, Humanoids 2008, Daejeon, Korea, 1.-3. Dezember 2008.

Albers et al 2008a

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; MINX, J.; HÄUßLER, P.: *System Simulation and Structural Optimization*, International Journal of Factory Automation, Robotics and Soft Computing ISSN 1828-6984, Issue 2, April 2008.

Albers et al 2008b

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; WEILER, H.; HÄUßLER, P.: *Methoden zum Leichtbau in der Entwicklung humanoider Roboter Konstruktion*, Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-

Werkstoffe, März-3-2008, Springer-VDI-Verlag.

Albers et al 2008c

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; MINX, J.; HÄUßLER, P.: *Structural Optimization of Multiple Parts in Mechatronic Systems*, International Journal of Factory Automation, Robotics and Soft Computing ISSN 1828-6984, Issue 4, Oktober 2008.

Albers et al 2008d

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; MINX, J.; HÄUßLER, P.: *Topology and Controller Parameter Optimization in Dynamic Mechatronic Systems*, 12th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference, 10 - 12 Sep 2008, Victoria, British Columbia, Kanada.

Albers et al 2008e

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; HÄUßLER, P.: *Structural Optimization in Mechatronic Systems*, 7. Internationales Heinz Nixdorf Symposium, 20. und 21. Februar 2008, Paderborn.

Albers 2009

ALBERS, A.: *Produktentstehung (PE)*, Vorlesungsumdruck zur Vorlesung an der Universität Karlsruhe (TH), Sommersemester 2009.

Albers et al 2009a

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; HÄUßLER, P.: *Structural and Controller Optimization in Dynamic Mechatronic Systems*, International Journal of Factory Automation, Robotics and Soft Computing ISSN 1828 - 6984, Issue 5, April 2009.

Albers et al 2009b

ALBERS, A.; ENKLER, H.-G.; OTTNAD, J.: *Die Herausforderung komplexer Simulationsprozesse - Ein methodischer Ansatz mit dem generalisierten Contact and Channel Model*, 6. Paderborner Workshop: Entwurf mechatronischer Systeme, 2. und 3. April 2009.

Albers et al 2009c

ALBERS, A.; OTTNAD, J.; HÄUßLER, P.: *Integrated Topology and Controller Parameter Optimization in Dynamic Systems*, Nafems World Congress 09, 16.- 19. Juni, Kreta, Griechenland.

Albers et al 2009d

ALBERS, A.; DEIGENDESCH, T.; TURKI, T.: *Design Patterns in Microtechnology*, International Conference On Engineering Design, Iced'09, 24 - 27 August 2009, Stanford University, Stanford, Ca, USA.

Albers 2010

ALBERS, A.: *The Integrated Product Engineering Model (iPeM) and its Central Hypotheses*, Proceedings of the TMCE 2010, April 12–16, 2010, Ancona, Italy. (eingereicht)

Albers et al 2010

ALBERS, A.; ENKLER, H.-G.; OTTNAD, J.: *Managing Complex Simulation Processes – the Generalized Contact and Channel Model*, International Journal of Product Development (IJPd), ISSN (Print): 1477-9056, Vol. x, No. x, (eingereicht)

Allinger 1993

ALLINGER, P.: *Untersuchung und Implementierung von verschiedenen Algorithmen zur Topologie- und Schalendickenoptimierung auf der Basis von Regelstrategien und Optimalitätskriterien in das Programmsystem CAOSS*, Studienarbeit, Universität Karlsruhe, 1993.

Amerongen 2003

VAN AMERONGEN, J.: *Mechatronic Design*, Mechatronics 13 (2003) 1045-1066.

Amerongen / Breedveld 2003

VAN AMERONGEN, J., BREEDVELD, P.: *Modeling of physical systems for the design and control of mechatronic systems*, Annual Reviews in Control, Volume 27, Issue 1, 2003, Pages 87-117.

Antoulas / Sorensen 2001

ANTOULAS, A. C.; SORENSEN, D. C.: *Approximation of Large-Scale Dynamical Systems: An Overview*, International Journal of Applied Mathematics and Computer Science, 2001, Vol.11, No.5, pp. 1093-1121.

Baier et al 1984

BAIER, H.; SEEßELBERG, CH.; SPECHT, B.: *Optimierung in der Strukturmechanik*, Braunschweig-Wiesbaden Vieweg, 1994, ISBN 3-528-08899-0

Baud 1934

BAUD, R. V.: *Fillet profiles for constant stress*, Product Engineering Bd. 5, Nr. 4, pp.-133-134, 1934.

Baumgart / Mattheck 1991

BAUMGART, A; MATTHECK, C.: *SKO Soft Kill Option - an effective method to determine optimum structural topology*, Natürliche Konstruktion - Mitteilung des SFB 230, Heft 6, S. 111-115, 1991.

Baumgart 1994

BAUMGART, A.: *Ein Verfahren zur Strukturoptimierung mechanisch belasteter Bauteile auf Basis des Axiom konstanter Spannung*, Fortschrittbericht VDI-Reihe 18 Nr. 145, VDI-Verlag, 1994.

Bazaraa et al 1993

BAZARAA M. S.; SHERALI, H. D.; SHETTY, C. M.: *Nonlinear : Theory and Algorithms*, 2nd edition, John Wiley & Sons, New York, 1993.

Bendsøe / Kikuchi 1988

BENDSØE, M.P.; KIKUCHI, N.: *Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 71 pp.197-224, 1988.

Bendsøe 1990

BENDSØE, M.P.: *Topology and Boundary Shape Optimization as an Integrated Tool for Computer Aided Design*, published in: Engineering Optimization in Design Process, H.A. Eschenauer, C. Mattheck, N. Olhoff (Eds.), Proceedings of the International Conference, Karlsruhe Nuclear Research Center, Deutschland, 3.-4. September, 1990.

Bendsøe / Sigmund 2003

BENDSØE, M. P.; SIGMUND, O.: *Topology Optimization – Theory, Methods and Applications*, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 2003.

Benner 2007

BENNER, P.: *Modellreduktion aus (nicht nur) systemtheoretischer Sicht*, Mathematische Systemtheorie 2007, Elgersburg, 22. Februar 2007.

Benz 2007

BENZ, R.: *Dissertation - Fahrzeugsimulation zur Zuverlässigkeitsabsicherung von karosseriefesten KFZ-Komponenten*, Universität Karlsruhe (TH), Schriftreihe des Instituts für Technische Mechanik, Band 6, 2007.

Berkemer / Knorr 2003

BERKEMER, J.; KNORR, M.: *Simulation von Maschinen- und Antriebsdynamik während der Konstruktion von Werkzeugmaschinen*, A&D-KOMPENDIUM 2003, pp. 217-220, München, publish industry Verlag 2003.

Bestle 1994

BESTLE, D.: *Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen*; Springer-Verlag: Berlin, 1994.

Brayton et al 1972

BRAYTON R. K.; GUSTAVSON F. G.; HATCHEL G. D.: *A New Efficient Algorithm for Solving Differential-Algebraic Systems using Implicit Backward Differentiation Formulas*, Proceedings of the IEEE, Vol. 60, No. 1, pp. 98-108. New York: Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1972.

Brenan et al 1989

BRENAN, K.E.; CAMPBELL, S.L.; PETZOLD, L.R.: *Numerical Solution of Initial-Value Problems in Differential Algebraic Equations*. North- Holland-Verlag, New York, 1989.

Chen / Cheng 2004

CHEN, C.-Y.; CHENG, C.-C.: *Integrated structure and controller design of machine tools*, 2004 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics, vol.2, no., pp. 869-874 vol.2, 1-3 Dec. 2004.

Craig / Bampton 1968

CRAIG, R. R. Jr.; BAMPトン, M. C. C.: *Coupling of Substructures for Dynamic Analyses*, AIAA Journal Vol. 6, No. 7, 1968, pp 1313-1319.

Cross et al 2007

CROSS, M.; BENNETT, C.; CROFT, N.; MCBRIDE, D.; SLONE, D.; WILLIAMS, A.: *Computational Modelling of Multi - Physics and Multi - Scale Processes - Progress and Challenges*. Keynote NAFEMS World Congress 2007, Vancouver, Kanada.

Dahnz 2006

DAHNZ, C.: *Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit eines neuen Verfahrens zur gekoppelten Optimierung elastischer Mehrkörpersysteme*, Studienarbeit, Universität Karlsruhe, 2006.

Dick 2007

DICK, M.: *Entwicklung von Audi-Modellen ohne reale Prototypen*, Virtual Vehicle Creation 2007. 19. / 20. Juni 2007, Stuttgart.

Dombrowski 2008

DOMBROWSKI, H.: *Optimisation tools in Formula 1*, 2. Konferenz für Angewandte Optimierung, 03.-04.06.2008, Karlsruhe.

Dorf/ Bishop 2007

DORF, R.; BISHOP, R.: *Moderne Regelungssysteme*, Reihe Elektrotechnik, Pearson Studium Verlag, 2007, ISBN 9783827373045

Eberhard 1996

EBERHARD, P.: *Zur Mehrkriterienoptimierung von Mehrkörpersystemen*, VDI Fortschrittberichte, Bd. 227, Reihe 11. Düsseldorf: VDI Verlag, 1996.

Eberhard / Dignath 2000

EBERHARD, P.; FLORIAN, D.: *Control Optimization of Multibody Systems Using Point- and Piecewise Defined Optimization Criteria*, Engineering Optimization, 32, S417-438, 2000.

Ehrlenspiel 2003

EHRENSPIEL K.: *Integrierte Produktentwicklung, Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit*, Hanser, ISBN 3-446221-19-0.

ELAnO

ELANO: *Entwicklung und Konstruktion von innovativen Leichtbauprodukten unter konsequenter Verwendung adaptierter Analyse- und Optimierungsmethoden*

Elliot 2000

ELLIOT A.: *A Highly Efficient, General-Purpose Approach for Co-Simulation with ADAMS*, 15th European ADAMS User's Conference, 2000.

Emmrich et al 2002

EMMRICH, D., HÄUßLER, P., ALBERS, A.: *Automated Structural Optimization of Flexible Components Using MD ADAMS/Flex and MD Nastran Sol200*, 1st European MD ADAMS Users' Conference, London, 2002.

Emmrich 2005

EMMRICH, D.: *Entwicklung einer FEM-basierten Methode zur Gestaltung von Sicken für biegebeanspruchte Leitstützstrukturen im Konstruktionsprozess*, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 13, Karlsruhe 2005, ISSN 1615-8113.

Eschenauer et al 1990

ESCHENAUER, H.; KOSKI, J.; OSYCZKA, A.: *Multicriteria Design Optimization, Procedures and Application*, Springer - Verlag Berlin, Heidelberg 1990, ISBN 3-540-50604-7.

Faßbender / Benner 2006

FAßBENDER, H.; BENNER, P.: *Numerische Methoden zur passivitätserhaltenden Modellredukti-*

on, at – Automatisierungstechnik 54 (2006) 4 / DOI 10.1524/auto.2006.54.4.153 Oldenbourg Wissenschaftsverlag.

Fehr et al 2008

FEHR, J.; EBERHARD, P.; LEHNER, M.: *Improving the Reduction Process in Flexible Multibody Dynamics by the Use of 2nd Order Position Gramian Matrices*, Proceedings ENOC 2008, 30. Juni - 4. Juli, 2008, St. Petersburg, Russland.

Fehr / Eberhard 2009

FEHR, J.; EBERHARD, P.: *Improving the simulation process in flexible multibody dynamics by enhanced model order reduction techniques*, Proc. of the Multibody Dynamics 2009, ECCOMAS Thematic Conference, 29. Juni - 30. Juli Warschau, Polen.

Feldhusen / Lemburg 2007

FELDHUSEN, J.; LEMBURG, J.: *Selection Presentation of Engineering Design Related Knowledge*, International Conference on Engineering Design, Cite des Sciences et de L'industrie, Paris, France Iced'07 28. - 31. August 2007.

Fleischer et al 2006

FLEISCHER, J.; ALBERS, A.; MINX, J.; TRÖNDLE, M.: *Selection and Influence of Load Cases for the Topology Optimization of the Component Structure of Parallel Kinematic Machines*, Konferenz Einzelbericht: Berichte aus dem IWU, Band 33 (2006) Seite 879-882, Zwickau: Verlag Wissenschaftliche Skripten.

Fraunhofer 1996

Fraunhofer IAO Studie 1996, Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e.V., München.

Fraunhofer 2000

Fraunhofer IAO Studie 2000, Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e.V., München.

Freiling 2007

FREILING, J.: *Unternehmertum Deutschland: Ergebnisse der Befragung Absatzinternationalisierung in Emerging Markets*, August 2007.

Friedrich 2006

FRIEDRICH, M.: *Das Beste vom Rechner - Überblick Strukturoptimierungsmethoden in der industriellen Anwendung*, CADplus, pp 40, September 2006.

Früh 2008

FRÜH, P.: *Dissertation: Dynamik von Zahnradgetrieben - Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse*, Universität Rostock, Shaker Verlag, ISBN 978-3-8322-7574-7, 2008.

Gärtner / Van de Sand 2001

GÄRTNER, A.; VAN DE SAND, A.: *Auslegung von Fahrwerksystemen durch Cosimulation von MKS- und Fluidsimulationssoftware*, Haus der Technik; Essen 2001.

Gear 1971

GEAR W. C.: *Simultaneous Numerical Solution of Differential-Algebraic Equations*, IEEE

Transactions on Circuit Theory, Vol. CT-18, No. 1, pp. 89-95, New York: Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1971.

Gear et al 1985

GEAR, C.; LEIMKUHLE, B.; GUPTA, G.: *Automatic Integration of Euler-Lagrange Equations with Constraints*, North-Holland-Verlag, New York, 1985.

Geering 2001

GEERING, H.-P.: *Regelungstechnik: mathematische Grundlagen, Entwurfsmethoden, Beispiele*, Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2001

Good / McPhee 2000

GOOD, C.; MCPHEE, J.: *Dynamics of Mountain Bicycles with Rear Suspensions*, Design Optimization, Sports Engineering, vol.3, no.1, pp.49-56, 2000.

Häse / Decking 2000

HÄSE, P.; DECKING, C.: *Investigation of Drive Systems Using ADAMS and Matlab/Simulink*, ADAMAS/Rail User's Conference 2000, Harlem, Niederlande.

Häußler et al 2001

HÄUßLER, P.; EMMRICH, D.; ALBERS, A.; MÜLLER, O.; ILZHÖFER, B.: *Automated Topology Optimization of Flexible Components in Hybrid Finite Element Multibody Systems using ADAMS/Flex and MSC.Construct*, ADAMS European Users' Conference, Berchtesgaden, Germany, November 14-15, 2001.

Häußler et al 2003

HÄUßLER, P.; VIEKER, D.; ALBERS, A.: *Virtual Prototyping: Formoptimierung dynamisch beanspruchter Bauteile auf Betriebsfestigkeit*, Symposium „Simulation in der Produkt- und Prozessentwicklung“, 5.-7. November 2003, Bremen, ISBN 3-8167-6454-1.

Häußler 2005

HÄUßLER, P.: *Dissertation - Ein neuer Prozess zur parameterfreien Formoptimierung dynamisch beanspruchter Bauteile in mechanischen Systemen auf Basis von Lebensdaueranalysen und hybriden Mehrkörpersystemen*, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 20, Karlsruhe 2005, ISSN 1615-8113.

Häußler / Albers 2005

HÄUßLER, P.; ALBERS, A.: *Shape Optimization of Structural Parts in Dynamic Mechanical Systems based on Fatigue Calculations*, International Journal of Structural and Multidisciplinary Optimization (SMO), Vol. 29, No. 5 (2005) 361--373, ISSMO International Society of Structural and Multidisciplinary Optimization, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

Häußler / Albers 2007

HÄUßLER, P.; ALBERS, A.: *Shape optimization of parts in dynamic mechanical systems with respect to fatigue*, Journal of Engineering Design, Volume 18, No. 5, page 505 – 523, 2007.

Hiramoto / Inayoshi 2007

HIRAMOTO, K.; INAYOSHI, H.: *Integrated Design of Structural and Control Systems Based on a Polynomial Matrix Approach: A Unified Framework for Structural and/or Control Design*, Journal of System Design and Dynamics, Special Issue on The Third Asian Conference on Multibody Dynamics 2006, Vol. 1, No. 3., 2007.

Heilig / McPhee 1999

HEILIG, J. ; MCPHEE, J.: *Determination of Minimum-Time Manoeuvres for a Robotic Manipulator using Numerical Optimization Methods*, Mechanics of Structures and Machines, vol.27, no.2, pp.185-201, 1999.

Hoshino / Shimada 2007

HOSHINO, H., SHIMADA, M.: *Structural Optimization in Multibody Dynamics System with FE; Model on Engine Components*, Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE 2007, September 4-7, 2007, Las Vegas, Nevada, USA.

Hubka 1984

HUBKA, V.: *Theorie technischer Systeme*, Springer, Berlin, 1984.

Kirsch 1993

KIRSCH, U.: *Structural Optimization – Fundamentals and Applications*, Springer-Verlag Heidelberg, 1993.

Koller 1998

KOLLER, R.: *Konstruktionsmethode für den Maschinen-, Geräte- und Apparatebau*, Springer-Verlag, Berlin, 1998.

Kroneis et al 2007

KRONEIS, J.; GASTAUER, T.; LIU, S.; SAUER, B.: *Evaluierung einer Trajektorienplanungsstrategie höherer Ordnung für eine Parallelkinematik mit drei Freiheitsgraden unter Verwendung einer Co-Simulation zwischen MD ADAMS und MATLAB/Simulink*, SimPEP Kongress für Simulation im Produktentwicklungsprozess, 14./15. Juni 2007 in Würzburg.

Krüger 2002

KRÜGER, W.: *Design and Simulation of Semi-Active Landing Gears for Transport Aircraft*, Mechanics Based Design of Structures and Machines, vol. 30, no. 4, pp. 493 — 526, 2002

Krüger et al 2002

KRÜGER, R.; VACULIN, O.; KORTÜM, W.: *Multi-Disciplinary Simulation of Vehicle System Dynamics*, RTO AVT Symposium on "Reduction of Military Vehicle Acquisition Time and Cost through Advanced Modeling and Virtual Simulation", held in Paris, France, 22-25 April 2002.

Krüger 2004

KRÜGER, W.: *Multidisciplinary Simulation of Vehicle System Dynamics*, EUROMECH 452 - Advances in Simulation Techniques for Applied Dynamics, Halle (Saale), Deutschland, 1-4 März 2004.

Kübler / Schiehlen 2000

KÜBLER, R.; SCHIEHLEN, W.: *Modular Simulation of Multibody System Dynamics*, Multibody System Dynamics 4, Springer Netherlands Verlag, 2000.

Kwon et al 2007

KWON, W.; KIM, H.K.; PARK, J.K.; ROH, J.H.; LEE, J.; PARK, J.; KIM, W-K.; ROH K.: *Biped Humanoid Robot Mahru III*, IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots, November 29-December 1, 2007 in Pittsburgh, Pennsylvania, USA.

Larsson et al 2001

LARSSON, J.; KRUS, P.; PALMBERG, J.-O.: *Concepts for Multi-Domain Modeling and Simulation*, Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Schweden, 2001

Ledermann 2003

LEDERMANN, M.: *Dissertation - Beiträge zur Optimierung von Faserverbunden nach dem Vorbild der Natur*, Institut für Materialforschung, Forschungszentrum Karlsruhe; Wissenschaftliche Berichte FZKA vol. 6779, 2003.

Lee et al 2008

LEE, H.; YI, S.; PARK, P; JOHNSON, E.; ZHANG, S.: *Optimization of a Structure with Contact Conditions Using Equivalent Loads*, 12th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference, 10.-12. September, 2008, Victoria, British Colombia, Kanada.

Lohmeier et al 2006

LOHMEIER, S; BUSCHMANN, TH.; SCHWIENBACHER, M.; ULBRICH, H.; PFEIFFER, F.: *Leg Design for a Humanoid Walking Robot*, Humanoids 06 - 2006 IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots, 4.-6. Dezember, 2006 in Genua, Italien.

Mack 2007

MACK, G.: *Determination of Assembly Component Loads in the Active Chassis Using Co-Simulation*, chassis.tech 2007, 1. u. 2. März 2007, München.

Mack / Bretthauer 2007

MACK, G.: *Determination of Active Chassis Component Loads Using Co-Simulation*, 11th International VDI Congress Tires-Chassis-Road 2007, 23. u. 24. Oktober 2007, Hannover.

Mack 2009

MACK, G.: *Dissertation - Eine neuen Methodik zur modellbasierten Bestimmung dynamischer Betriebslasten im mechatronischen Fahrwerkentwicklungsprozess*, Technische Universität Karlsruhe (TH), 2009.

Mattheck 1992

MATTHECK, C.: *Design in der Natur*, Rombach-Verlag, Freiburg, 1992.

Matthiesen 2002

MATTHIESEN, S.: *Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme*,

Forschungsberichte des Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Band 6, Karlsruhe 2002.

Meboldt 2008

MEBOLDT, M.: *Das Integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) – ganzheitliche Modellbildung von mentalen Modellen bis zum Workflow für den Umgang mit Komplexität in der Produktentstehung*, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 29, Karlsruhe 2008.

Minx et al 2004

MINX, J.; HÄUßLER, P.; ALBERS, A.; EMMRICH, D.; ALLINGER, P.: *Integration von FEM, MKS und Strukturoptimierung zur ganzheitlichen, virtuellen Entwicklung von dynamisch beanspruchten Bauteilen*, NAFEMS Seminar, Analyse von Mehrkörpersystemen mit FEM und MKS, 27.-28. Oktober 2004 in Wiesbaden.

Mlejnek et al 1990

MLEJNEK, H.P.; JEHLE, U.; SCHIRRMACHER, R.: *Some Approaches to Shape Finding in Optimal Structural Design*, published in: Engineering Optimization in Design Process, H.A. Eschenauer, C. Mattheck, N. Olhoff (Eds.), Proceedings of the International Conference, Karlsruhe Nuclear Research Center, Deutschland, 3.-4. September 1990.

Mlejnek 1991

MLEJNEK, H.P.: *Ein einfaches Verfahren für die Genese von Tragwerken*, XX. Internationaler Finite Elemente Kongress, Baden-Baden, 18.-19. November 1991.

Mlejnek / Schirmacher 1993

MLEJNEK, H.P.; SCHIRRMACHER, R.: *An engineer's approach to optimal material distribution and shape finding*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 106, pp. 1-26, 1993.

MSC Software

MSC SOFTWARE CORPORATION: www.mscsoftware.com.

MSC Software 2003

MSC SOFTWARE CORPORATION: *Theoretical Background*, 2003 BFLXTH-01, 2003.

MSC Software 2004

MSC SOFTWARE CORPORATION: *MD Nastran 2003 Linear Static Analysis*, Santa Ana 2004.

Müller et al 1999a

MÜLLER, O.; ALBERS, A.; ILZHÖFER, B.; HÄUßLER, P.: *Multidisciplinary shape and topology optimization and its integration in the product development process for the effective development of competitive products*, ICED 99 12th International Conference on Engineering Design, Munich, August 24-26, Volume 2, pp 655-660, 1999.

Müller et al 1999b

MÜLLER, O.; HÄUßLER, P.; LUX, R.; ILZHÖFER, B.; ALBERS, A.: *Automated Coupling of MDI/ADAMS and MSC.CONSTRUCT for the Topology and Shape Optimization of Flexible Mechanical Systems*, 1999 International ADAMS Users' Conference. 17.-19. November, 1999, Berlin.

Müller 2005

MÜLLER, O.: *Dissertation - Entwicklung der systembasierenden Komponentenoptimierung zur Unterstützung durchgängiger Analysemethoden im Produktentwicklungsprozess*, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 19, Karlsruhe 2005.

Negele 1998

NEGELE H.: *Systemtechnische Methodik zur ganzheitlichen Modellierung am Beispiel der integrierten Produktentwicklung*, Herbert Utz Verlag, ISBN 3-89675-460-2.

Nelder / Mead 1965

NELDER, J. A.; MEAD, R. A.: *A Simplex Method for Function Minimization*, Computer Journal, 1965, 7, 308-313.

Neuber 1957

NEUBER, H.: *Kerbspannungslehre, Grundlagen für genaue Festigkeitsberechnung*, Springer Verlag, 2. Auflage, 1957.

Nise 2008

NISE, N. S.: *Control Systems Engineering*, John Wiley & Sons 2008.

Oerding 2009

OERDING, J.: *Dissertation - Ein Beitrag zum Modellverständnis der Produktentstehung Strukturierung von Zielsystemen mittels C&CM*, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band xy, Karlsruhe 2009.

Oertli 2008

OERTLI, TH.: *Dissertation - Strukturmechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben*, Forschungsberichte IWB, Band 216, Herbert Utz Verlag München, 2008, ISBN 978-3-8316-0798-3.

Ostojic 1996a

OSTOJIC, M.: *Recursive control of robotic motion*, International Journal of Control, Vol. 64, pp. 775–787, 1996.

Ostojic 1996b

OSTOJIC, M.: *Numerical Approach to Nonlinear Control Design*, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, pp.332, 1996.

Patnaik / Hopkins 1998

PATNAIK, S. N.; HOPKINS, D. A.: *Optimally of a Fully Stressed Design*, NASA/TM-1998-207411, 1998.

Pedersen 1991

PEDERSEN, P.: *Optimal orientation of anisotropic materials, optimal distribution of anisotropic materials, optimal shape design with anisotropic materials, optimal design for a class of non-linear elasticity*, Optimization of large structural systems; Proceedings of the NATO/DFG Advanced Study Institute, Berchtesgaden, 1991.

Pedersen / Allinger 2005

PEDERSEN, C.B.W.; ALLINGER, P.: *Recent Developments in the Commercial Implementation of Topology Optimization*. TopoptSYMP2005 - IUTAM-Symposium- Topological design optimization of structures, machines and material – status and perspectives. Copenhagen, Denmark, 123-132, 2005.

Prager / Shield 1968

PRAGER, W.; SHIELD, R. T.: *Optimal Design of multi-purpose structures*, Int. J. Solids Structures 4, pp. 469-475, 1968.

Prager / Taylor 1968

PRAGER, W.; TAYLOR, J. E.: *Problems of optimal structural design*, Journal of Applied Mechanics 35, pp. 102-106, 1968.

Puchner 2002

PUCHNER, K.: *Strukturoptimierung und Betriebsfestigkeit – Einbezug von Lebensdauerrechnung in die Strukturoptimierung*, Industriearbeitskreis Strukturoptimierung (Veranst.): AK-Meeting, 17./18. September 2002, BMW AG, München.

Puchner 2003

PUCHNER K.: *Strukturoptimierung auf Basis von Lebensdauergrößen*, Symposium des Fraunhofer SIMTOP/BMBF Projekt ELAnO (Hrsg. Burbliès, A.; Sauter, J.): Simulation in der Produkt- und Prozessentwicklung (Bremen 2003). Stuttgart, Fraunhofer IRB Verlag.

Puchner et al 2007

PUCHNER, K.; DANNBAUER, H.; MEISE, M.: *Optimized Spot Weld Patterns Regarding Stiffness and Fatigue*, NAFEMS World Congress 2007, Vancouver, Kanada.

Ramm et al 1998

RAMM, E.; MAUTE, K.; SCHWARZ, S.: *Conceptual design by structural optimization*, In Proceedings of the Euro-C 1998 Conference on Computational Modeling of Concrete Structures; edited by R. de Borst, N. Bicanic, H. Mang & G. Meschke, pp. 879-896. A.A. Balkema, Rotterdam, Brookeld, Badgastein, Österreich 1998.

Releaux / Moll 1854

RELEAUX, F.; MOLL, C.: *Konstruktionslehre für den Maschinenbau*, Vieweg, Braunschweig, 1854.

Ritz 1909

RITZ, W.: *Über eine neue Methode zur Lösung gewissen Variationsprobleme der mathematischen Physik*, J. reine angewandte Mathematik., 135, pp. 1-61, 1909.

Rodenacker 1991

RODENACKER, W. G.: *Methodisches Konstruieren*, Springer, Berlin, 1991.

Rommel 1995

ROMMEL, G.: *Qualität gewinnt: mit Hochleistungskultur und Kundennutzen an die Weltspitze*,

McKinsey & Company, Inc., Stuttgart, Schäffer-Poeschel, 1995.

Ropohl 1979

ROPOHL, G.: *Eine Systemtheorie der Technik - Zur Grundlegung der allgemeinen Technologie*, Carl Hanser Verlag, München Wien, 1979.

Ropohl 2009

ROPOHL, G.: *Allgemeine Technologie: eine Systemtheorie der Technik*, 3., überarb. Aufl. Karlsruhe, Universitätsverlag, ISBN 978-3-86644-374-7, 2009

Roth 1994

ROTH, K.: *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen*, Springer, Berlin, 1994.

Rozvany / Zhou 1990

ROZVANY, G.; ZHOU, M.: *Applications of the COC - Algorithm in Layout Optimization*, published in: *Engineering Optimization in Design Process*, H.A. Eschenauer, C. Mattheck, N. Olhoff (Eds.), Proceedings of the International Conference, Karlsruhe Nuclear Research Center, Deutschland, 3.-4. September, 1990.

Rozvany 2008

ROZVANY, G.: *Analytical benchmarks in topology optimization – including probabilistic design*, 12th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference, Victoria, British Columbia, Kanada 10. - 12. September 2008.

Sauter 1991

SAUTER, J.: *Beanspruchungsminimierung von Bauteilen durch Gestaltoptimierung mit biologischer Intelligenz*, ANSYS-USERS-MEETING, Tagungsband, Bamberg, Oktober 1991.

Sauter et al 1992

SAUTER, J.; MULFINGER, F.; MÜLLER, O.: *Neue Entwicklungen im Bereich der Gestalt- und Topologieoptimierung*, ANSYS-USERS-MEETING, Tagungsband, Arolsen, Oktober 1992.

Schmidt 1958

SCHMIDT, L. C.: *Fully-Stressed Design of Elastic Redundant Trusses under Alternative Load Systems*, Australian Journal of Applied Science 9, pp. 337-348, 1958.

Schnitger 2003

SCHNITGER, M.: *Digital Simulation Meet Today's Product Development Challenges*, White Paper Daratech, Inc., Cambridge, MA, USA, 2003.

Sedlaczek / Eberhard 2007

SEDLACZEK, K.; EBERHARD, P.: *Augmented Lagrangian Particle Swarm Optimization in Mechanism Design*, Journal of System Design and Dynamics, Special Issue on The Third Asian Conference on Multibody Dynamics 2006, Vol. 1, No. 3., 2007.

Sedlaczek 2007

SEDLACZEK, K.: *Zur Topologieoptimierung von Mechanismen und Mehrkörpersystemen*,

Schriften aus dem Institut für Technische und Numerische Mechanik der Universität Stuttgart, Nr. 11. Aachen: Shaker, 2007.

Setoodeh 2005

SETOODEH, S.: *Combined topology and fiber path design of composite layers using cellular automata*, Structural and Multidisciplinary Optimization, Band 30 (2005) Heft 6, pp. 413-421, 2005.

Simonidis et al 2007

SIMONIDIS, C.; STELZNER, G.; SEEMANN, W.: *A kinematic study of human torso motion*, ASME2007 IDETC, Las Vegas, USA, DETC2007-35257, 2007.

Simonidis / Seemann 2008

SIMONIDIS, C.; SEEMANN, W.: *Recursive Control of a 7dof Robotic Arm*, PAMM - Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics. 8, pp. 10919-10920, 2008.

Simonidis et al 2009a

SIMONIDIS, C.; STEIN, T.; FISCHER, A.; SCHWAMEDER, H.; SEEMANN, W.: *Coupling of motion capture and multi-body dynamics to determine the principles of motion for human pointing gestures*, 14th annual Congress of the European College of Sport Science in Oslo, Norwegen.

Simonidis et al 2009b

SIMONIDIS, C., STEIN, T., FISCHER, A., BAUER, F., SCHWAMEDER, H. & SEEMANN, W.: *MKD-Tools: Ein Mehrkörperalgorithmus zur Analyse und Synthese menschlicher Bewegungen*, Tagungsband zur Tagung der dvs-Sektion Biomechanik in Tübingen: Biomechanik – Grundlagenforschung und Anwendung, 2009.

Stelzner / Seemann 2006

STELZNER, G. ; SEEMANN, W.: *Kinematik und Dynamik aus experimentell ermittelten Bewegungen*, PAMM, 6(1):141-142, 2006.

Stelzner 2008

STELZNER, G.: *Dissertation - Zur Modellierung und Simulation biomechanischer Mehrkörpersysteme*, Universität Karlsruhe (TH), Institut für Technische Mechanik (ITM) 2008.

Stein et al 2008

STEIN, T.; FISCHER, A.; SIMONIDIS, C.; STELZNER, G.; SEEMANN, W.; SCHWAMEDER, H.: *Kinematic analysis of human pointing gestures*, In Wassink, R. (Ed.), The 10th International symposium on 3D Analysis of Human Movement – Fusion Works (p. 50). Netherland: Santpoort/Amsterdam, 2008.

Strutt 1870

STRUTT, J. W. (LORD RAYLEIGH): *On the Theory of Resonance*, Trans. Roy. Soc. (London), A161, pp. 77-118, 1870.

Shabana 1996

SHABANA, A. A.: *An absolute nodal coordinate formulation for the large rotation and deformation analysis of flexible bodies*, Technical Report No. MBS96-1-UIC, Department of Mechanical

Engineering, University of Illinois at Chicago, March 1996.

Shabana 1998

SHABANA, A.A.: *Dynamics of Multibody Systems*, Cambridge University Press, 1998.

Schyr 2006

SCHYR, Ch.: *Dissertation - Modellbasierte Methoden für die Validierungsphase im Produktentwicklungsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung*, Forschungsbericht des Instituts für Produktentwicklung, Band 22, Karlsruhe 2006, ISSN 1615-8113.

Sigmund / Jensen 2003

SIGMUND, O.; JENSEN, J. S.: *Systematic design of phononic band gap materials and structures by topology optimization*, Philosophical Transactions of the Royal Society: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 361:1001--1019, 2003.

Singiresu 1996

SINGIRESU, R.: *Engineering Optimization, Theory and Application*, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc. and New Age International (P) Ltd., Publishers, 1996, ISBN 81-224-1149-5.

The MathWorks

THE MATHWORKS: www.mathworks.com.

Unbehauen 2008

UNBEHAUEN, H.: *Regelungstechnik I, Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme*, Vieweg Teubner Verlag, 2008, ISBN 978-3-8348-0497-6

Vaculín et al 2001

VACULÍN, O.; KRÜGER, W-R.; SPIECK, M.: *Coupling of Multibody and Control Simulation Tools for the Design of Mechatronic Systems*, Proceedings of the DETC'01, ASME 2001 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference, Pittsburgh, PA, September 9-12, 2001.

Vaculín et al 2004

VACULÍN, O.; KRÜGER, W.R.; VALASEK, M.: *Overview of Coupling of Multibody and Control Engineering Tools*, Vehicle System Dynamics, Vol. 41, No. 5, pp. 415-429, 2004.

Vanderplaats 1999

VANDERPLAATS, G. N.: *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design, 3rd Edition*, Vanderplaats Research & Development, Inc. Colorado Springs, ISBN 0-944956-00-9.

Venkayya et al 1968

VENKAYYA, V. B.; KHOT, N. S.; REDDY, V. S.: *Optimization of structures based on the study of strain energy distribution*, AFFDL-TR-68-150, 1968.

Wenzel 2003

WENZEL S.: *Organisation und Methodenauswahl in der Produktentwicklung*, Verlag Utz Herbet,

ISBN 3-8316-0119-4.

Wimmer 1997

WIMMER, J.: *Dissertation Methoden zur ganzheitlichen Optimierung des Fahrwerks von Personenkraftwagen*, Universität Stuttgart, 1997.

Winter 2007

WINTER, D.: *Studienarbeit - Regelungsentwurf und Simulation am Beispiel des ARMAR III-Roboterarms*, Universität Karlsruhe (TH), Institut für Technische Mechanik, 2007.

Wittenburg 1996

WITTENBURG, J.: *Schwingungslehre, Lineare Schwingungen, Theorie und Anwendung*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1996.

Ziegler / Nichols 1942

ZIEGLER, J. G.; NICHOLS, N. B.: *Optimum settings for automatic controllers*, Trans. ASME, 64 (1942), 759-768.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Jens Ottnad
Geburtsdatum: 06 September 1978
Geburtsort: Kehl
Staatsangehörigkeit: Deutsch
Familienstand: Ledig

Berufstätigkeit

Seit 11/04 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Forschungsgruppen CAE/Optimierung und Robotik

Studium

10/99 – 11/04 Studium des Maschinenbaus an der Universität Karlsruhe (TH) in der Vertiefungsrichtung „Produktentwicklung und Konstruktion“
11/04 Hochschulabschluss als Diplom-Ingenieur

Zivildienst

09/98 – 10/99 Mobiler sozialer Dienst beim Roten Kreuz in Bühl

Schulausbildung

1989 – 1998 Windeck-Gymnasium in Bühl: Abitur
1985 – 1989 Grundschule in Bühl