



Zeitschrift für numerische Simulationsmethoden und angrenzende Gebiete

FEM – CFD – MKS – VR / VIS – PROZESS – SDM

Fachbeiträge:

Betriebsfestigkeit

Rechnerische Methoden zur Lebensdauerauslegung moderner Faserverbundwerkstoffe: Überblick und Ausblick
J. Eulitz, R. Grothaus, S. Kroll (EAST-4D Carbon Technology GmbH)

Energiebasiertes Degradationsmodell zur schichtenweisen Beschreibung der Ermüdung von Faserkunststoffverbunden unter Berücksichtigung verschiedener Versagensmodi
H. Krüger, R. Rolfes (Universität Hannover)

Virtuelle Versuchstechniken zur Simulation von Betriebsfestigkeitsversuchen unter Anwendung von Neuro-Fuzzy-Methoden
T. Minor, O. Bänfer, O. Nelles, H. Idelberger (Universität Siegen)

Betriebsfestigkeitsanalyse mit Berücksichtigung von Ergebnissen aus der Prozesssimulation
C. Gaier, E. Dutzler, W. Aichberger, H. Dannbauer (Engineering Center Steyr GmbH & Co KG)

Systemdynamik

Dynamische Modellierung von Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der Reibung
M. Herchenhan (EDAG GmbH & Co.KGaA)

Trainingskurse:

Einführung in die praktische Anwendung der FEM
12. - 14. September 2011, Wiesbaden, D

Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications
14. - 15. November 2011, Wiesbaden, D

Seminar:

Die Rolle von CAE in der Systemsimulation
08. - 09. November 2011, Wiesbaden, D

Conferences:

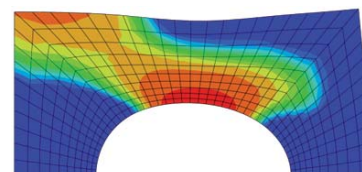
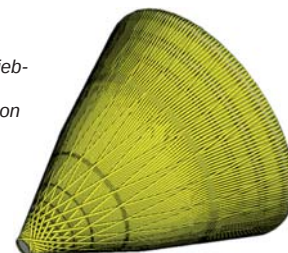
European Conference:
Simulation Process and Data Management (SDM)
15. - 16. November 2011, München, D

Vorankündigung

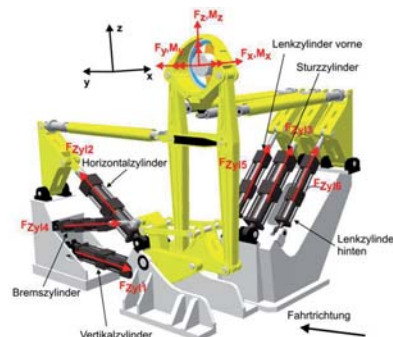
1. NAFEMS DACH Regional Conference
08. - 09. Mai 2012, Bamberg, D

NEU

Faserorientierung Triebwerkeinlaufkegel
(Bild: EAST-4D Carbon Technology GmbH)



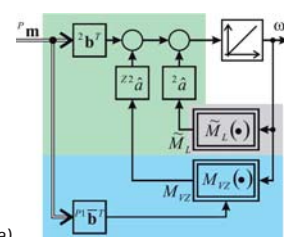
Ermüdungsbedingte Materialdegradationen
(Bild: Universität Hannover)



Modell des 12-Kanal-Versuchsstands für Fahrzeugachsen (Bild: Universität Siegen)



Tiefgezogenes Schwenklager
(Bild: Engineering Center Steyr GmbH & Co KG)



Dynamische Modellierung
(Bild: EDAG GmbH & Co.KGaA)

Alle bisherigen Ausgaben kostenlos downloaden unter:

www.nafems.org/magazin



NAFEMS Magazin, eine Online-Information über Sicherheit und Zuverlässigkeit auf dem Gebiet der numerischen Simulation

Sehr geehrte Leserin,
sehr geehrter Leser,

traditionell wird die Simulation erfolgreich eingesetzt, um die Sicherheit und Zuverlässigkeit eines Produktes nachzuweisen. In Zukunft wird die Simulation jedoch verstärkt bereits in der Konzeptphase in den Entwicklungsprozess integriert werden (upfront simulation), um Kosten und Zeit zu sparen und unnötige Iterationsschleifen zu vermeiden. Dazu müssen Design- und Analyse-Teams im Hinblick auf ein virtuelles Produkt eng zusammenarbeiten. Sie müssen zudem die Entwicklung sowohl der Modelle als auch der Analysewerkzeuge beachten. In seiner Einführung zum NAFEMS Seminar "Die Integration von Strömungsberechnungen (CFD) in den Produktentwicklungsprozess", das am 4. und 5. April 2011 in Wiesbaden stattfand, hat Herr Dr. Albrecht Gill, Marketing- und Vertriebsleiter bei der Ansys Germany GmbH, dazu die folgenden Entwicklungstrends herausgestellt:

- Complexity: Größere Modelle, mehr physikalische Effekte unterschiedlicher Art
- Performance: Höhere Geschwindigkeit, Skalierbarkeit, HPC
- Fidelity: Genauigkeit, Optimierung, Robustheit
- Productivity: Automatisierung des CAE-Prozesses, leichte Anwendbarkeit, leichte Zusammenarbeit von CFD mit anderen Werkzeugen
- System Management: IT-Infrastruktur, Berichtswesen, Wissensmanagement

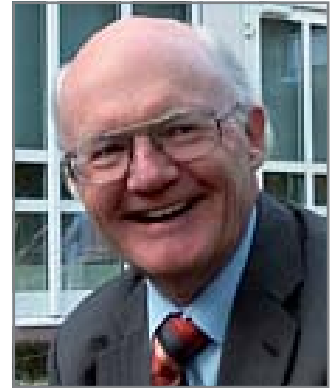
Diese Trends sind nicht nur in der Strömungsberechnung zu beobachten; sie gelten generell. Wenn am Ende der Simulationsberechnung Ergebnisse produziert worden sind, sollten diese zudem immer kritisch betrachtet und hinterfragt werden. Abschätzungen und Plausibilitätskontrollen haben schon häufig fehlerhafte Ansätze oder Randbedingungen aufgedeckt.

Das vorliegende Heft 19 enthält in seinem wissenschaftlichen Teil vier Beiträge aus dem NAFEMS Seminar "Simulationsbasierte Auslegung nach Betriebsfestigkeit und Lebensdauer" vom November letzten Jahres. Zwei dieser Beiträge befassen sich mit der Lebensdauerberechnung von Faserverbunden: Neben einer Übersicht über die Vorgehensweisen und Berechnungsmethoden wird auch ein neuer Ansatz durch Verknüpfung von energiebasierter Degradation mit Versagenskriterien vorgestellt. Ein weiterer Beitrag untersucht den Einfluss der Prozesssimulation auf die Lebensdaueranalyse. Der vierte Artikel verwendet örtliche Modelle aus neuronalen Netzen für virtuelle Schwingfestigkeitsversuche. Ergänzt und abgerundet wird der wissenschaftliche Teil durch einen direkt eingereichten Beitrag über zwei Ansätze zur Berücksichtigung der Reibung bei der dynamischen Modellierung von Zahnradgetrieben.

Ich wünsche Ihnen, dass Sie aus der Lektüre dieser Artikel viele neue Erkenntnisse gewinnen, die Sie nutzbringend anwenden können. Bitte beachten Sie auch die aktuellen Nachrichten über Kurse und Seminare sowie die Stellen- und Werbeanzeigen.

Mit freundlichen Grüßen

Prof. Dr.-Ing. Klaus Rohwer
Editor-in-Chief



*Prof. Dr.-Ing.
Klaus Rohwer*

Wir bedanken uns herzlich bei den Sponsoren, ohne deren Unterstützung
ein solches Magazin nicht realisierbar wäre:



www.altair.com



www.simulia.com/de



www.esi-group.com



www.intes.de



www.mscsoftware.com



Leading MBS Technology
for Technology Leaders

www.simpack.com

Über NAFEMS

NAFEMS ist eine gemeinnützige Organisation zur Förderung der sicheren und zuverlässigen Anwendung von Simulationsmethoden wie FEM und CFD.

1983 in Großbritannien gegründet, hat sich die Organisation längst in eine internationale Gesellschaft zur Förderung der rechnerischen Simulation entwickelt. Mit NAFEMS ist die neutrale und von Software- und Hardwareanbietern unabhängige Institution entstanden.

NAFEMS vertritt die Interessen der Anwender aus der Industrie, bindet Hochschulen und Forschungsinstitute in ihre Tätigkeit ein und hält Kontakt zu Systemanbietern.

Mitglieder des internationalen NAFEMS Councils

C. Stavrinidis (Chairman), ESA, NL
 M. Zehn (Vice Chairman), (TU Berlin / Femcos mbH), D
 R. L. Dreisbach (The Boeing Company), USA
 D. Ellis, Idac Ltd., UK
 G. Miccoli, Imamoter, I
 S. Morrison, Lusas Ltd., UK
 P. Newton, GBE, UK
 M.-C. Oghly, Flowmaster, F
 A. Ptchelintsev, Nokia, FI
 A. Puri, Selex Sensors & Airborne Systems, UK
 J. Wood, Strathclyde University, UK

Um die Aktivitäten von NAFEMS im deutschsprachigen Raum neutral zu leiten und die nationalen Belange innerhalb der NAFEMS zu vertreten, wurde ein Lenkungsausschuss etabliert.

Mitglieder des deutschen NAFEMS Steering Committees

Dr.-Ing. W. Dirschmid (Consultant), Chairman
 Dr.-Ing. A. Gill (Ansys Germany GmbH)
 Dr.-Ing. R. Helfrich (Intes GmbH)
 Dipl.-Ing. G. Müller (Consultant, ehemals Siemens AG)
 Dr.-Ing. G. Müller (CADFEM GmbH)
 Dipl.-Ing. W. Moretti (Schindler Elevator Ltd)
 Dipl.-Ing. F. A. Muggli (Sulzer Innotec)
 Dipl.-Ing. F. J. H. Peeters (Abaqus Europe BV)
 Dipl.-Ing. A. Pfaff (MSC Software GmbH)
 Prof. Dr.-Ing. K. Rohwer (DLR)
 Dr. A. Svobodnik (Harman/Becker Automotive Systems)
 Prof. Dr.-Ing. habil. M. Zehn (TU Berlin / Femcos mbH)

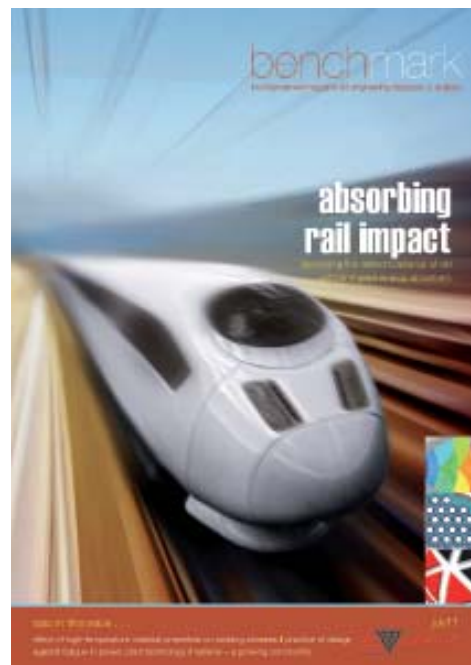
Mitglied bei NAFEMS?

NAFEMS hat weltweit über **1.000 Mitgliedsunternehmen und -Institutionen**.

NAFEMS Mitglieder erhalten unter anderem:

- Benchmark (Internationales FEM-Magazin)
- Literatur
- Freie Seminarplätze
- Ermäßigungen für Trainingskurse, Kongresse und Literatur
- Zugriff auf passwortgeschützten Webbereich mit Kontaktmöglichkeiten und Informationen
- Kontakt zu über 1.000 Organisationen weltweit

Werden auch Sie Mitglied !



Benchmark, das internationale NAFEMS Magazin, behandelt in der aktuellen Juli-Ausgabe folgende Themen:

- The Effect of Elevated Temperature Material Properties on Welding Residual Stresses
- Practice of Design Against Fatigue in Power Plant Technology
- Assessing the Defect Tolerance of Rail Impact Energy Absorbers

... sowie regelmäßige Rubriken und Features:

- The CAE Guy
- Vendor View - Scott Reese | Autodesk
- NAFEMS - A Growing Community
- NAFEMS World Congress 2011 Review

Die nächste Ausgabe erscheint im Oktober 2011.

Jetzt abonnieren – für Mitglieder natürlich frei!

www.nafems.org

Impressum

Editor-in-Chief

Prof. Dr. Klaus Rohwer,
Deutsche Zentrum für Luft- und
Raumfahrt e.V.

Redaktioneller Beirat

Dr. Yasar Deger (HSR, CH)
Gerhard Müller (Consultant, ehemals
Siemens AG, D)
Dr. Alfred Svobodnik (Harman/Becker
Automotive Systems, A)
Prof. Dr. Manfred Zehn (TU Berlin /
Femcos mbH, D)

Redaktion

Albert Roger Oswald
Tel. +49 (0) 80 51 - 96 74 - 3 22
roger.oswald@nafems.org

Gestaltung / Layout / Anzeigen

Werbos GbR
Osterham 23, D-83233 Bernau
Tel. +49 (0) 80 51 - 96 74 - 3 22
Fax +49 (0) 80 51 - 96 74 - 3 37
Mobil +49 (0) 176 - 217 984 01
e-mail: info@werbos.de
www.werbos.de

Bezugspreis / Aboservice

Kostenlos
Tel. +49 (0) 80 51 - 96 74 - 3 22
magazin@nafems.de

Anzeigenpreise

Preisliste vom 01.01.2011

Verteilung / Bezug

Per e-mail an NAFEMS Datenbasis
DACH und als Download über www.
nafems.org. Bezug durch Aufnahme
in den Verteiler.

Copyright © 2011, Werbos GbR.

Nachdruck – auch auszugsweise –, Ver-
vielfältigung oder sonstige Verwertung
ist nur mit schriftlicher Genehmigung
unter ausdrücklicher Quellenangabe
gestattet. Gekennzeichnete Artikel
stellen die Meinung des Autors, nicht
unbedingt die Meinung der Redak-
tion dar. Für unverlangt eingesandte
Manuskripte und Datenträger sowie
Fotos übernehmen wir keine Haftung.
Alle Unterlagen, insbesondere Bilder,
Zeichnungen, Prospekte etc. müssen
frei von Rechten Dritter sein. Mit der
Einsendung erteilt der Verfasser / die
Firma automatisch die Genehmigung
zum kostenlosen weiteren Abdruck
in allen Publikationen von NAFEMS,
wo auch das Urheberrecht für ver-
öffentlichte Manuskripte bleibt. Eine
Haftung für die Richtigkeit der Veröf-
fentlichungen kann trotz Prüfung durch
die Redaktion vom Herausgeber nicht
übernommen werden.

Alle Produkt- und Firmennamen sind
eingetragene Waren- bzw. Markenzei-
chen ihrer jeweiligen Hersteller.

Vorwort des Editor-in-Chief.....	2
Sponsoren	3
NAFEMS / Mitgliedschaft.....	4
NAFEMS DACH Aktuell	
Die nächsten Trainingskurse / Seminare / Konferenzen	7
Werden Sie NAFEMS Trainer	7
Schreiben Sie ein Buch - Invitation 2 Tender	7
Literatur / e-Library	7
Trainingskurs: Einführung in die praktische Anwendung der FEM.....	8
Trainingskurs: Introduction to CFD Analysis: Theory & Applications.....	9
Call for Papers: Die Rolle von CAE in der Systemsimulation	10 - 11
Call for Papers: European SDM Conference	12 - 13
e-Learning Trainingskurse.....	13
NAFEMS World Congress 2011 - Rückblick	14
Buch: How to Analyse Practical Problems using FE Software – V1 ...	15
Stellenanzeigen (s.u.).....	16 - 24
Neuigkeiten.....	24 - 35
Veranstaltungskalender	36 - 37

Fachbeiträge zur Betriebsfestigkeit

Rechnerische Methoden zur Lebensdauerauslegung moderner Faserverbundwerkstoffe: Überblick und Ausblick	38 - 48
J. Eulitz, R. Grothaus, S. Kroll (EAST-4D Carbon Technology GmbH)	
Energiebasiertes Degradationsmodell zur schichtenweisen Beschreibung der Ermüdung von Faserkunststoffverbunden unter Berücksichtigung verschiedener Versagensmodi.....	49 - 57
H. Krüger, R. Rolfes (Univ. Hannover)	
Virtuelle Versuchstechniken zur Simulation von Betriebsfestigkeits- versuchen unter Anwendung von Neuro-Fuzzy-Methoden	58 - 70
T. Minor, O. Bänfer, O. Nelles, H. Idelberger (Univ. Siegen)	
Betriebsfestigkeitsanalyse mit Berücksichtigung von Ergebnissen aus der Prozesssimulation	71 - 86
C. Gaier, E. Dutzler, W. Aichberger, H. Dannbauer (Engineering Center Steyr GmbH & Co KG)	

Fachbeitrag zur Systemdynamik

Dynamische Modellierung von Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der Reibung.....	87 - 100
M. Herchenhan (EDAG GmbH & Co.KGaA)	
Rückmeldeformular	101

Stellenanzeigen

ANSYS Germany GmbH.....	16
AVL Deutschland GmbH	17
CADCON Holding GmbH	23
FESTO AG & Co. KG	18
MSC Software GmbH.....	19
NAFEMS	23
P+Z Engineering GmbH	22
Simpack GmbH	20 - 21
YACHT TECCON Engineering GmbH & Co. KG	24

Werbeanzeigen

CADFEM GmbH.....	25
CADnetwork e. K.....	27
Demat GmbH	29
Mentor Graphics GmbH	31
NAFEMS	6
Siemens PLM Software.....	33



„NAFEMS Membership is a must for all those truly involved with numerical analysis, for continuous improvement and learning and sharing of experience.“

Instituto Tecnologico de Aragon

Creating Awareness | Delivering Education | Stimulating Standards



NAFEMS is the International Association for the Engineering Analysis Community: an independent, not-for-profit, international membership association, owned by its members. The scope of its activities encompasses all simulation technology, including Finite Element Analysis and Computational Fluid Dynamics. As new application areas and techniques constantly evolve, NAFEMS becomes involved to create awareness and deliver appropriate education and training.

NAFEMS publications and benchmarks are widely regarded within the engineering analysis community as the most authoritative source of information available. The areas covered by NAFEMS are expanding year by year with the growth in membership, and people increasingly view NAFEMS as a one-stop shop for all aspects of information on engineering analysis.

For engineering analysts, NAFEMS offers an excellent platform for continuous professional development.

**Get Involved.
Join NAFEMS Today.**

www.nafems.org

Die nächsten NAFEMS Trainingskurse

Einführung in die praktische Anwendung der FEM

Wiesbaden, D - Inhalte und Infos auf Seite 8

12. - 14. Sept. 2011

Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications

Wiesbaden, D - Inhalte und Infos auf Seite 9

14. - 15. Nov. 2011

Das nächsten NAFEMS Seminare / Konferenzen

Die Rolle von CAE in der Systemsimulation

Wiesbaden, D - Inhalte und Infos auf Seiten 10 - 11

08. - 09. Nov. 2011

2nd European Conference: Simulation Process and Data Management (SDM)

München, D - Inhalte und Infos auf Seite 12 - 13

15. - 16. Nov. 2011

Vorankündigung: 1. NAFEMS DACH Regional Conference

08. - 09. Mai 2012, Bamberg, D

NEU

Zwischen dem alle zwei Jahre stattfindenden NAFEMS World Congress werden weltweit regionale NAFEMS Konferenzen organisiert. Von 8. - 9. Mai 2012 findet nun erstmals eine solche regionale Konferenz auch im deutschsprachigen Raum statt. Unter der Federführung des NAFEMS DACH (Deutschland, Österreich, Schweiz) Steering Committees wird sich die Veranstaltung um alle Themen rund um numerische Simulationsmethoden drehen. Dabei sollen Best Practices vermittelt, Anwendungsbeispiele aus der Industrie gezeigt, neueste Ergebnisse aus Forschung und Lehre vorgestellt und auf Entwicklungstrends und Visionen eingegangen werden. Eine begleitende Hard- und Softwareausstellung ist ebenfalls geplant.

Bitte merken Sie sich schon jetzt den Termin vor – weitere Informationen werden in Kürze veröffentlicht.

Werden Sie NAFEMS Trainer

NAFEMS wird das Angebot an Trainingskursen regional und international ausbauen und sucht Ingenieure aus Industrie und Hochschule, die gerne (nebenbei) als Referenten arbeiten möchten:

- FEM, CFD, MBS etc. – Grundlagen und Advanced
- Classroom und/oder e-learning, deutschsprachig und/oder englischsprachig

Bei Interesse senden Sie bitte eine e-mail an info@nafems.de

www.nafems.org/tutors

Schreiben Sie ein Buch – Invitation 2 Tender

- How to Perform Electromagnetic FE Analysis
- Determination and Use of Material Properties for FE ...u. a.

www.nafems.org/publications/tender/

Literatur

Über 200 Fachpublikationen im Berechnungsumfeld. Häufig bestellte Publikationen sind:

- International Journal of CFD Case Studies Vol 9
- How to Analyse Practical Problems using FE Software - Volume 1
- How to Ensure that CFD for Industrial Applications is Fit for Purpose

www.nafems.org/publications

e-Library

NAFEMS bietet für Mitglieder Literatur - zunächst im Versuch - zum Download an.

- How To Understand CFD Jargon
- A Roadmap of NAFEMS documents
- State of the Art Review - Weld Simulation Using Finite Element Methods
- Procedural Benchmarks for Common Fabrication Details in Plate and Shell Structures
- Advanced Finite Element Contact Benchmarks
- An Introduction to Modelling Buckling and Collapse - Second Edition

www.nafems.org/publications/e-library

3-tägiger NAFEMS Trainingskurs FEM

Einführung in die praktische Anwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM)

12. - 14. September 2011 in Wiesbaden / Inhouse-Kurs

Der Kurs vermittelt praxisorientiert und programmunabhängig die notwendigen Grundlagen für den erfolgreichen und effizienten Einsatz der Finite-Elemente-Methode. Nach Auffrischung von strukturellem Basiswissen, welches für das Verständnis und für die kompetente Auswertung von FE-Berechnungen unerlässlich ist, wird auf leicht verständliche Art erklärt, wie die FE-Programme arbeiten. Zahlreiche einfach gehaltene, anwendungsspezifische Beispiele aus der Industrie unterstützen die Diskussion um Voraussetzungen für adäquate Modellbildung und liefern wertvolle Tipps für die professionelle Darstellung und Interpretation der Ergebnisse.

Ingenieure und Konstrukteure, welche ihre Kenntnisse in Technischer Mechanik bzw. Festigkeitslehre aus der Studienzeit im Hinblick auf die Anwendung bei FE-Simulationen auffrischen und ausbauen möchten, sind besonders angesprochen. Der Kurs wird in einer Workshop-Atmosphäre durchgeführt, wodurch eine aktive Mitwirkung gefördert wird.

Inhalte

- Einführung, Grundbegriffe und Prinzipien
 - Freiheitsgrade / Lagerung / Freischneiden / Gleichgewichtsbetrachtung
 - Innere Kräfte / Beanspruchung / Schnittgrößen
 - Spannungszustände / Hauptspannungen
- Typische Beanspruchungsfälle
- Werkstoffparameter / Versagenshypothesen / Sicherheitsfaktor
- Wechsel- und Dauerfestigkeit, Ermüdung und Kerbwirkung

- Thermische Beanspruchung
- Spannungen und Verformungen in dünnwandigen Strukturen
- Stabilitätsprobleme: Knicken und Beulen
- Grundlagen der Elastodynamik / Schwingungen / Dynamische Beanspruchung
- Modellbildung als ingenieurmäßiger Prozess / Möglichkeiten und Grenzen der Vereinfachung
- Lineare und nichtlineare Problemstellungen
- Wie funktioniert FEM?
- Typische Finite-Elemente (1D, 2D und 3D) zur diskreten Beschreibung deformierbarer Körper
- Berücksichtigung von Symmetrien bei der Modellierung
- Modellierung von Materialverhalten / Evaluation von Versagenskriterien
- Dynamische FE-Berechnungen / Modale Analyse / Dämpfung / Transiente Schwingungen
- Thermische / thermo-mechanische Untersuchungen
- Beispiele für nichtlineare FE-Simulationen
- Voraussetzungen für effiziente FE-Modelle und zuverlässige Ergebnisse
- Optimale FE-Modelle dank gezielter Nutzung der Möglichkeiten von CAD-Software
- Tipps und Tricks für problemgerechte FE-Vernetzung
- Qualitätssicherung bei FE-Analysen / Ursachen möglicher Fehler bei der FE-Modellierung und Tipps für deren Erkennung
- Möglichkeiten zur Überprüfung der Ergebnisse
- Fallbeispiele / Workshop / Diskussion

Referent



Dr. sc. techn. ETH/SIA
Yasar Deger

Herr Deger hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis der Methode der Finiten Elemente und in der Angewandten Mechanik. Zugleich ist er als Dozent für Technische Mechanik und Methode der Finiten Elemente an der HSR, Hochschule für Technik Rapperswil, in der Schweiz tätig und erteilt ausserdem seit 1992 Weiterbildungskurse / Workshops für Konstrukteure und Ingenieure in der Industrie. Sein Buch „Die Methode der Finiten Elemente“ erscheint beim Expert Verlag in der 5. Auflage und ist Teil der Kursunterlagen.

Kurssprache

Deutsch

Inhouse-Kurs

Dieser Kurs wird auch als Inhouse-Kurs bei Ihnen vor Ort angeboten. Bitte fordern Sie nähere Informationen unter Verwendung des Rückmeldeformulars auf der vorletzten Seite an.

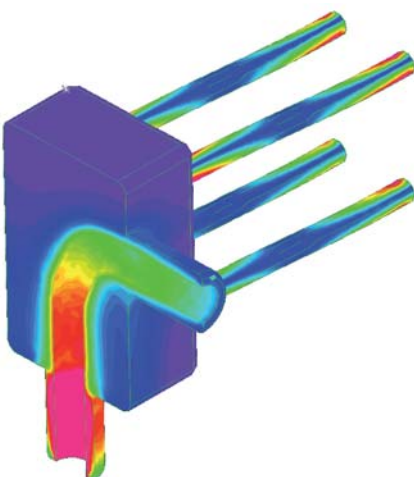
www.nafems.org/events/

2-tägiger NAFEMS Trainingskurs CFD

Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications

14. - 15. November 2011 in Wiesbaden / Inhouse-Kurs

Der Kurs vermittelt praxisorientiert und programmunabhängig die Grundlagen der numerischen Strömungsberechnung (CFD). Neben der Funktionsweise von Programmen, die anhand zahlreicher einfacher Beispiele erläutert wird, steht die Vermittlung des gesamten Lösungsprozesses im Vordergrund. Mit Hilfe von Beispielen wird der gesamte Prozess vom realen Bauteil über das Berechnungsmodell bis zur Interpretation der Ergebnisse gezeigt und auf mögliche Fehlerquellen hingewiesen. Der Kurs wird in einer Workshop-Atmosphäre durchgeführt, die die Teilnehmer zur Mitarbeit bzw. zum Einbringen eigener Fragestellungen einlädt.



Inhalte

- Einleitung / Übersicht
- Welche Gleichungen werden in einem CFD-Programm gelöst?
- Beschreibung der Finite-Volumen Methode zur Lösung der Gleichungen anhand von Beispielen, Darstellung von Problemen / Fehlerquellen beim Lösungsprozess
- Tipps und Hinweise zur CFD-Vernetzung
- Praktische Umsetzung: Vom realen Bauteil zum Simulationsmodell
 - Überlegungen vor der Simulation
 - Annahmen und Voraussetzungen
 - Randbedingungen
 - Gittergenerierung
 - Erläuterung der Probleme an einem Praxisbeispiel
- Qualität von CFD-Berechnungen
 - Überprüfung von CFD-Ergebnissen / Kontrollmöglichkeiten
 - Bewertung der Ergebnisse von CFD-Berechnungen
- Ausblick auf weitere Entwicklungen / Tendenzen in der CFD-Welt (FSI, Optimierung,...)
- Fallbeispiele / Workshop / Diskussionen

Referent



Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil.
Uwe Janoske

Herr Janoske hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis auf dem Gebiet der Strömungsberechnung. An der Bergischen Universität Wuppertal vertritt er das Fachgebiet für Strömungsmechanik und ist über zahlreiche Forschungsprojekte und Industriekooperationen in unterschiedlichsten Anwendungen der Strömungsberechnung aktiv.

Kurssprache

Englisch / Deutsch, falls nur deutschsprachige Teilnehmer.

Inhouse-Kurs

Dieser Kurs wird auch als Inhouse-Kurs bei Ihnen vor Ort angeboten. Bitte fordern Sie nähere Informationen unter Verwendung des Rückmeldeformulars auf der vorletzten Seite an.

www.nafems.org/events/

Die Rolle von CAE in der Systemsimulation

08. - 09. November 2011 in Wiesbaden, D

Produktverbesserung durch Systemsimulation

Die bekannten numerischen Verfahren wie FEM (Finite Elemente Methode), MKS (Mehrkörpersimulation), CFD (Computational Fluid Dynamics) usw. haben einen hohen Reifegrad erreicht und liefern für sich verlässliche Ergebnisse. Bei komplexen Produkten mit einem Zusammenwirken unterschiedlicher Effekte (z. B. Regelungsaufgaben unter Berücksichtigung elastischer Glieder, ...) müssen jedoch meist ingenieurmäßige Annahmen getroffen werden, welche die Aussagekraft umfangreicher Untersuchungen in Frage stellen. Eine essentielle Verbesserung erfordert eine Integration der unterschiedlichen Simulationen zu einer Systemsimulation. Das Einsatzgebiet der Simulationstechnologie kann damit wesentlich erweitert werden – mit allen positiven Auswirkungen einer gesteigerten Effizienz.

Zur Optimierung und Verbesserung von Produkten wird für komplexe und integrierte Systeme der Systemansatz notwendig. Um Konstruktionsreserven zu erschließen, müssen gekoppelte Probleme effizient gelöst werden. Viele Hersteller von Komponenten werden zu Systemlieferanten, die Beschleunigung des

gesamten Entwicklungsprozesses trotz wachsender Komplexität wird unumgänglich. Zur Absicherung der Produkte wird ein Systemmodell benötigt, womit die Funktionsweise des Systems analysiert wird, um Fehler und Regressforderungen zu minimieren. Unter diesen Voraussetzungen steigen die Anforderungen an Interdisziplinarität in den Entwicklungsgruppen, bei der Ausbildung und bei den Werkzeugen im Entwicklungsprozess. Die Prüfung des Zusammenspiels der Komponenten statt isolierte Einzelprüfung wird das Erfolgskriterium für eine wettbewerbsfähige Entwicklung sein.

Standalone Simulationsmethoden vs. Systemsimulationen

Traditionell werden die Simulationsmethoden wie FEM für Statik-, Kinematik-, Thermalanalysen, CFD sowie MKS für Feder-Masse-Modelle und Mechanismen einzeln eingesetzt. Zum Beispiel wird ein Bauteil oder eine Baugruppe unter einer statischen Beanspruchung analysiert, daraus folgen bekanntlich Deformationen und Spannungen, die für das Bauteil bzw. für die Baugruppe zur Nachweisführung der Funktion beziehungsweise der Festigkeit verwendet werden. Teils

werden gekoppelte FEM-Simulationen mit dem Ziel durchgeführt, das thermische Verhalten sowie die daraus resultierenden thermischen Beanspruchungen gekoppelt mit mechanischen Lasten zu analysieren.

Um jedoch Systemeigenschaften, bzw. das Systemverhalten unter verschiedenen Einsatzbedingungen und die Beanspruchung eines einzelnen Teils als Funktion der Systembelastung zu kennen, bietet die moderne Simulationstechnik heute vielfältige Möglichkeiten. Zum Beispiel ist es bei komplexen geregelten Systemen notwendig, eine exakte Abbildung der Regelstrecke mit dem Regelkreis in Verbindung zu bringen, oder zur Untersuchung einer optimalen Kühlung sind thermische Analysen gekoppelt mit der Luftströmung notwendig. Fahrzeuge werden auf Systemlevel mit Hilfe der MKS modelliert um Systemkräfte zu bestimmen, die als Basis der Nachweisführung der Bauteilfestigkeit dienen. Bei hoch dynamischen Mechanismen wird die Mehrkörpersimulation bereits erfolgreich in Kombination mit flexiblen Körpern industriell eingesetzt.

Folgende Unternehmen haben ihr Sponsoring bereits zugesagt:

Gold Sponsoren



Leading MBS Technology
for Technology Leaders

Wesentliche Probleme bei der Simulation und im speziellen für die Systemsimulation sind:

- Modellerstellung vor dem Hintergrund eines großen Bedarfes an Rechenzeit,
- Methoden der Modellreduktion,
- Anforderungen an die Schnittstellen zwischen den unterschiedlichen numerischen Verfahren,
- Verifikation komplexer Modelle,
- Einbindung in die Prozesse und Einsatz in der Konzeptentwicklung bzw. Detailentwicklung,
- Beschaffung der (sehr heterogenen) Inputdaten.

Keynotes

Als Keynote-Vortragende konnten Dr. A. J. Svobodnik von Harman International und Prof. Dr.-Ing. M. Beitel Schmidt von der Technischen Universität Dresden gewonnen werden; als „Invited Speaker“ wurde Herr H. Haut von der Simertis GmbH eingeladen.

Zielsetzung des Seminars

Systemsimulationen anhand verschiedener Anwendungsbereiche werden aufgezeigt, was mit den gegenwärtigen Mitteln machbar ist und welchen Entwicklungsstand (state-of-the-art) Theorie und Software für die praktische Anwendung erreicht haben. Kenntnisse und Erfahrungen zur Anwendung werden vermittelt, interessante Fallbeispiele aufgezeigt, die Grenzen und Möglichkeiten der Methoden verdeutlicht und Trends aus Forschung und Weiterentwicklung von Theorie und Software dargestellt – durchaus werden auch Anforderungen aus der Anwendersicht formuliert. In diesem Seminar geben Spezialisten auf dem Gebiet der verschiedensten Simulationsbereiche einen umfassenden Überblick.

Erwünschte Abstracts

Wir freuen uns auf die Zusendung von Abstracts per e-mail an info@nafems.de bis zum

5. September 2011

Nach Festlegung der Agenda erhalten Vortragende eine entsprechende Bestätigung und Angaben zum Layout für das Vortragsmanuskript (Abgabe: 14. Oktober 2011). Die Vortragsdauer inklusive Diskussion beträgt voraussichtlich 25 Minuten. Der Vortrag selbst sollte in deutscher Sprache gehalten werden, das Vortragsmanuskript muss jedoch in englischer Sprache verfasst werden, da der Tagungsband an NAFEMS weitergeleitet wird.

Publikation

Die Veröffentlichung einzelner Vorträge im NAFEMS Benchmark Magazin und/oder im deutschsprachigen NAFEMS online-Magazin wird von den jeweiligen Herausgebern nach einer Rezension beabsichtigt.

Ausstellung / Sponsoring

Das Seminar wird von einer Hard- und Softwareausstellung begleitet. Informationen zur Ausstellung (die Ausstellungsfläche ist begrenzt) und zu den Sponsoringmöglichkeiten findet man zum Download unter: www.nafems.org/events/nafems/2011/syssim.

Geplante Dauer

08. Nov. 2011
ca. 13.00 - 19.00 Uhr
09. Nov. 2011
ca. 08.30 - 16.00 Uhr

Konferenzsprache

Deutsch (in Ausnahmen in Englisch)

Veranstaltungsort / Hotel

Hotel Oranien Wiesbaden
Platter Straße 2
D-65193 Wiesbaden
Tel. +49 (0) 6 11 - 18 82 - 0
Fax +49 (0) 6 11 - 18 82 - 2 00
e-mail: info@hotel-oranien.de
www.hotel-oranien.de

Teilnahmegebühren

Nicht-Mitglieder:
Euro 520,— / Person

NAFEMS-Mitglieder:
frei*

* NAFEMS Mitglieder erhalten sechs seminar credits (1 credit entspricht 1/2 Seminartag) pro Jahr. Für dieses Seminar werden drei credits je Teilnehmer benötigt. Sollten diese bereits verwendet worden sein, können NAFEMS Mitglieder zu einem reduzierten Preis teilnehmen:
Euro 375,— / Person

Proceedings, Mittagessen und Pausengetränke sind in den Teilnahmegebühren enthalten. Vortragende entrichten die reguläre Teilnahmegebühr. Alle Preise zzgl. ges. MwSt.

Fachliche Koordinatoren dieses Seminars

W. Moretti (Schindler AG), Mitglied des deutschen NAFEMS Steering Committees, und Dr.-Ing. T. Otto (CADFEM GmbH).

Weitere Informationen

www.nafems.org/events/nafems/2011/syssim

NAFEMS Conference - Ankündigung / Call for Papers

European Conference: Simulation Process and Data Management (SDM)



15. - 16. November 2011 in München, D

NAFEMS lädt herzlich zur 2. Europäischen Konferenz zum Thema „Simulation Process and Data Management (SDM)“ nach München (Unterschleißheim) ein.

Nach der ersten, mit über 120 Teilnehmern sehr erfolgreichen Konferenz im November letzten Jahres, hat sich die NAFEMS SDM Working Group dazu entschlossen, die zweite Konferenz in diesem Jahr ebenfalls wieder in Deutschland durchzuführen.

Erwünschte Abstracts

Wir freuen uns auf Zusendung von Abstracts bis zum

5. September 2011

per e-mail an roger.oswald@nafems.de.

Erwartet werden Präsentationen zu folgenden Themen

- Beispiele und Best Practises aus der Industrie
- Anforderungen und Anwendungsbeispiele
- Lösungen von Softwareanbietern
- Strategien, Entwicklungen, Trends und Zukunft

Die Abstracts sollten deutlich mit Namen, Firma und kompletter Kontaktadresse inklusive Telefon und e-mail gekennzeichnet sein.

Nach Festlegung der Agenda erhalten Vortragende eine entsprechende Bestätigung und Angaben zum Layout für das Extended Abstract, das etwa 1-2 Seiten umfassen sollte (Abgabe: 14. Oktober 2011). Die Vortragsdauer inklusive Diskussion beträgt voraussichtlich 25 Minuten. Der Vortrag und das Extended Abstract muss in englischer Sprache verfasst werden.

Ausstellung / Sponsoring

Die Konferenz wird von einer Hard- und Softwareausstellung begleitet. Informationen zur Ausstellung und zu den Sponsoringmöglichkeiten findet man zum Download unter: www.nafems.org/sdm11.

Folgende Unternehmen haben ihr Sponsoring bereits zugesagt:

Principal Sponsors



Gold Sponsor



Geplante Dauer

15. Nov. 2011:
ca. 11.00 - 19.00 Uhr
16. Nov. 2011:
ca. 08.30 - 16.00 Uhr

Veranstaltungsort / Hotel

Dolce Munich Unterschleissheim
Andreas-Danzer-Weg 1
85716 Unterschleißheim, D
Tel. +49 (0)89 370 530 0
www.dolcemunich.de

Teilnahmegebühren

Nicht-Mitglieder:
Euro 660,— / Person

NAFEMS-Mitglieder:
frei*

* NAFEMS Mitglieder erhalten sechs seminar credits (1 credit entspricht 1/2 Seminartag) pro Jahr. Für diese Konferenz werden vier credits je Teilnehmer benötigt. Sollten diese bereits verwendet worden sein, können NAFEMS Mitglieder zu einem reduzierten Preis teilnehmen:
Euro 440,— / Person

Proceedings, Mittagessen und Pausengetränke sind in den Teilnahmegebühren enthalten. Alle Preise zzgl. ges. MwSt.

Kontakt und weitere Informationen

NAFEMS GmbH
Osterham 23
83233 Bernau, D
Tel. +49 (0) 80 51 - 96 59 3 49
Fax +49 (0) 80 51 - 96 74 3 37
e-mail: roger.oswald@nafems.org

www.nafems.org/sdm11

Höchst effektiv**e-Learning**

Die NAFEMS e-Learning Trainingskurse ermöglichen eine schnelle, höchst effektive und kostengünstige Einführung in die entsprechenden Fachthemen. Sie dienen vor allem dazu, Grundlagen zu vermitteln, die wichtig für die sichere und zuverlässige Anwendung kommerzieller Softwareprogramme sind.

- **Dynamic FE Analysis**
Nächster Termin: 04. August (7 Wochen)
- **Basic FE Analysis**
Nächster Termin:
09. August (4 Wochen)
Der e-Learning-Kurs eignet sich für Konstrukteure, die sich FEM-Grundlagen aneignen möchten. Der Kurs kann auch als Basis für den 3-tägigen NAFEMS Trainingskurs „Einführung in die praktische Anwendung der FEM“ dienen.
- **Practical Introduction to CFD**
Nächster Termin: 20. Sept. (4 Wochen)
- **Composite FE Analysis**
Nächster Termin: siehe Web
- **Fatigue & Fracture Mechanics in FE Analysis**
Nächster Termin: siehe Web
- **Structural Optimization in FE Analysis**
Nächster Termin: siehe Web
- **Non-Linear Analysis**
Nächster Termin: siehe Web

Referent

Der Referent Tony Abbey hat über 30 Jahre praktische Erfahrung in der Anwendung der Finite-Elemente-Methode. Seit über 15 Jahren beschäftigt er sich mit der Entwicklung von Trainingsunterlagen und der Durchführung von Trainingskursen.

Werden auch Sie NAFEMS Trainer

NAFEMS wird das Angebot an Trainingskursen regional und international ausbauen und sucht Ingenieure aus Industrie und Hochschule, die gerne (nebenbei) als Referenten arbeiten möchten:

- FEM, CFD, MBS etc. – Grundlagen und Advanced
- Classroom und/oder e-learning
- Deutschsprachig und/oder englischsprachig

Kontakt und weitere Informationen

Informationen finden Sie unter www.nafems.org/e-learning. Wenn Sie Interesse haben, als Referent zu arbeiten, senden Sie bitte eine e-mail an info@nafems.de.

NAFEMS World Congress 2011 - Rückblick



NWCC

NAFEMSWORLDCONGRESS 2011

23-26 MAY | BOSTON | USA

A WORLD OF ENGINEERING SIMULATION
Industrial Needs – Best Practises – Visions for the Future

Unter dem Motto „A World of Engineering Simulation – Industrial Needs, Best Practices, Visions for the Future“ fand der 13. NAFEMS World Congress (NWC) von 23. - 26. Mai 2011 in Boston, USA, statt.

Mit einer Rekordzahl von 360 Teilnehmern aus aller Welt und mehr als 150 Fachbeiträgen in über 40 Sessions ist der NWC die international umfassendste unabhängige Veranstaltung im Bereich Berechnung und Simulation. Es war auch der bislang größte NWC - dies bestätigt einmal mehr die führende Rolle von NAFEMS als die internationale Organisation der Anwender numerischer Simulationsmethoden.

Zu den Themenschwerpunkten zählten unter anderem Optimierung, Integration, Composites, Material, Strömungssimulation (CFD), Betriebsfestigkeit und Lebensdauer, Geotechnik, MKS, Business Benefits, Strukturdynamik, Ausbildung, Management, Simulationsdatenmanagement (SDM), Seismik und High Performance Computing (HPC).

Zudem trugen die Keynote-Präsentationen von Ronald Krüger (National Institute of Aerospace), Mike Hinton (QinetiQ), Fabian Duddeck (TU München), Laura Michalske (Procter & Gamble), Alexander Karl (Rolls-Royce) und Ahmed Noor (Old Dominion University) sowie die „Invited Presentation“ von Keith Hanna (Mentor Graphics) zum Erfolg der Konferenz bei.

Traditionell wurden auch wieder die begehrten Best Paper Awards vergeben:



- Most Innovative Use of Simulation Technology:**
Assessing the Defect Tolerance of Rail Vehicle Impact Energy Absorbers
Marzio Grasso (Università Federico II - Napoli)
- Best Practical Use of Simulation Technology**
The Effect of Elevated Temperature Material Properties on Welding Residual Stresses Calculated by Numerical Simulation
Gysbert Vanzyll (Saudi Basic Industries Corporation)
- Best Presented Paper**
Integrated Multi-Variable Probabilistic Design Application of Robust Design in Gas Turbine Components
Brad Farrisl (Rolls-Royce)

Die Keynote-Vorträge, weitere Informationen, Bilder, Animationen und zahlreiche Kommentare zum NWC 2011 finden Sie unter www.nafems.org/events/congress/2011.

Der nächste NAFEMS World Congress findet 2013 in Europa statt. Wir freuen uns auf Ihre Teilnahme.

Vorstellung der neuen NAFEMS Publikation

How to Analyse Practical Problems using FE Software – Volume 1

K.S. Raghavan & Asha Koshy

Veröffentlicht: Juni 2010, Softback, 167 Seiten, Referenz-Code: HT40

Seit Turner und seine Mitarbeiter das Dreieckselement mit konstanter Dehnung (CST constant strain triangle) als das originäre Finite Element im Jahr 1956 formuliert haben, hat sich die Methode der Finiten Elemente erheblich weiterentwickelt. Der enorme Fortschritt ist primär auf Verbesserungen der Element-Technologie (zum Beispiel isoparametrische Elemente) und Fortschritte in den Lösungsalgorithmen und in der Computer-Technologie zurückzuführen. Es gibt viele Bücher über die Grundlagen [2,3] sowie über Anwendungen [4]. Zudem existiert eine Vielzahl von NAFEMS Publikationen [5,6]. Vor allem aber sind viele allgemeine Programmsysteme auf dem Markt, die als ready-to-use und benutzerfreundlich angesehen werden können. Das sind zum Beispiel die weit verbreiteten Systeme Abaqus, Adina, Algor, Ansys und Nastran. Eine Liste von Programmsystemen ist unter dem Link in [7] zu finden.

Die meisten dieser Programmsysteme enthalten sehr weit entwickelte Analysemöglichkeiten. Es besteht jedoch eine erhebliche Lücke zwischen den Fähigkeiten der Programme und dem Wissensniveau des durchschnittlichen Anwenders. Dieses Buch ist ein Versuch, diese Lücke mit sechs Kapiteln zu schließen:

- a. Die Wahl des richtigen Elementtyps
- b. Randbedingungen in nicht-globalen Richtungen
- c. Starre Regionen
- d. Simulation von Kontakten
- e. Simulation von Impact und Drop-Test
- f. Zyklische Symmetrie und Achsensymmetrie

Achtzehn Probleme mit praktischer Ausrichtung werden in diesen Kapiteln behandelt. Es handelt sich um einfache Probleme, aber sie werden so behandelt, wie man komplexe Probleme bearbeiten würde. Die Probleme sind bewusst einfach gewählt, damit der Leser die Physik des Problems und entsprechend auch die Modellierungs- und Analyse-Möglichkeiten leicht durchschaut.

Jedes Kapitel beginnt mit einer Einführung in das Thema, gefolgt von einer kurzen Beschreibung der theoretischen Aspekte. Dann werden zwei oder drei Fallstudien angeführt, die die Konzepte erläutern. Alle Probleme sind mit ausreichenden Details der wichtigen Gesichtspunkte der Finite-Elemente-Analyse behandelt. In erster Linie ist die Wahl der Element-Typen wichtig. Ein weiterer Schwerpunkt ist die Anwendung der Randbedingungen. Wenn möglich wird die Kritikalität der verwendeten Randbedingungen durch eine Sensitivitätsanalyse aufgezeigt.

Großer Wert wird auch auf die sinnvolle Simulation von Kontakten gelegt. In der Mehrzahl der Berechnungsfälle erfolgt die Lastübertragung zwischen angrenzenden Bauteilen durch Kontakte. Die heutigen Analysemöglichkeiten erlauben es, die meisten Probleme mit nichtlinearen Kontaktgesetzen zu lösen. In mehreren Beispielen wird die Bedeutung der Kontaktelemente beschrieben.

Kontakt-Elemente erlauben eine sehr realistische Simulation des physikalischen Verhaltens ohne die Notwendigkeit von Annahmen bezüglich der Lastverteilung. Ohne An-

wendung von Kontaktelementen ist es notwendig, gewisse Annahmen im Hinblick auf die Lastverteilung zu treffen, und dies kann zu fehlerhaften Ergebnissen führen.

Von gleicher Bedeutung ist es, die Ergebnisse richtig zu verstehen und sie bezüglich des Entwurfs angemessen zu interpretieren. Schließlich ist davon auszugehen, dass alle Finite-Elemente-Analysen das Ziel haben, das Verständnis für eine Verbesserung eines bestehenden Entwurfs zu erhalten oder zu einem neuen Entwurf zu führen. Unter diesem Gesichtspunkt werden die Ergebnisse aller Probleme beschrieben.

Das Hauptaugenmerk liegt aber in jedem Fall auf der Physik des Problems und auf der Nutzung der zur Verfügung stehenden Modellierungs- und Analyse-Optionen, damit das mathematische Modell die Physik des Problems hinreichend genau abbildet.

Preis:

Mitglieder: £ 7 | 12 \$ | € 8

Nicht-Mitglieder: £ 18 | 30 \$ | € 21

Inhalt

1. Einführung
2. Die Wahl der richtigen Elementtyps
3. Randbedingungen in nicht-globalen Richtungen
4. Starre Regionen
5. Simulation von Kontakten
6. Simulation von Impact und Drop-Test
7. Zyklische Symmetrie und Achsensymmetrie
8. Zusammenfassung
9. Literatur

www.nafems.org/publications/browse_buy/education/ht40

THE WORLD OF SIMULATION



ANSYS ist weltweit führender Anbieter von Simulationssoftware und Simulationstechnologien mit über 1.700 Mitarbeitern an mehr als 60 Standorten und einem Netzwerk von Vertriebspartnern in über 40 Ländern. Mehr als 130 Mitarbeiter an den Standorten Darmstadt, Otterfing und Hannover arbeiten an innovativen Lösungen für Kunden aus nahezu allen Industriebranchen. Damit werden Produktentwicklungszyklen optimiert und die Designsicherheit erhöht.

ZUR VERSTÄRKUNG UNSERES TEAMS HABEN WIR FOLGENDE POSITIONEN ZU BESETZEN:

Customer & Sales Support Ingenieur (w/m)

Ihre Aufgabe besteht in der technischen Betreuung, Beratung und Unterstützung unserer Kunden bei der Anwendung von ANSYS Simulationssoftwareprodukten.

DIE SCHWERPUNKTE DER TÄTIGKEIT SIND:

- Kundenberatung und -unterstützung bei der Anwendung von ANSYS Produkten
- Ausbildung und Training unserer Kunden zur Nutzung von ANSYS Produkten
- Anwendung von mathematischen Modellen und Computerprogrammen zur Geometriemodellierung, zur Netzgenerierung sowie zur Berechnung von Strömungsvorgängen
- Unterstützung des Vertriebsteams durch Ausführen von Demonstrationsberechnungen und durch Präsentation der Ergebnisse bei Kunden
- Tiefes Verständnis der Kundenanforderungen und -prozesse
- Kommunikation neuer Chancen und Risiken an unsere Sales Abteilung
- Proaktive Förderung der Softwareanwendungen durch Einsatz und Demonstration neuer und innovativer Kundenlösungen
- konsequenter Beitrag zur Verbesserung der Infrastruktur und Effizienz des Customer Supports
- Zusammenarbeit mit der Produktentwicklung zur Optimierung von ANSYS Softwareprodukten

ANFORDERUNGEN

1. Hochschulabschluss in den Fächern Maschinenbau, Luft- und Raumfahrt, Verfahrenstechnik, Elektrotechnik oder eine vergleichbare Disziplin
2. Erfahrung mit CAE/CFD Software, Kenntnisse der ANSYS Software Produkte unerlässlich
3. Gute Kenntnisse in Simulationstechnologien für Strömungsmechanik, Strukturmechanik, Thermodynamik oder Elektromechanik sowie in einem der folgenden Fachgebiete: Strömungsmaschinen, Automobiltechnik, Luft- und Raumfahrt, Verfahrenstechnik, Energieerzeugung, Elektrotechnik
4. Ausgeprägte Serviceorientierung und Kundennähe
5. Problemlösekompetenz

CAE/CFD Vertriebsingenieur/ Sales Manager (w/m)

Ihre Aufgabe besteht im Verkauf von ANSYS Simulationssoftwareprodukten in einem definierten Verkaufsgebiet.

DIE SCHWERPUNKTE DER TÄTIGKEIT SIND:

- Akquisition und Betreuung von Neu- und Bestandskunden
- Eigenständige Verantwortung für Umsatzziele und Vertriebsstrategien
- Durchführung und Follow-up von Vertragsverhandlungen
- Koordination und Abstimmung eigener Vertriebsaktivitäten mit denen unserer Vertriebspartner
- Customer Relationship Management
- Positionierung der ANSYS Softwareprodukte durch:
 - Erstellung von monatlichen und jährlichen Vertriebsplänen und Prognosen
 - Proaktive Teilnahme bei der Organisation und Durchführung von Sales und Marketing Aktivitäten wie Seminare, Infotage, Konferenzen
 - Datenbankpflege und -optimierung
 - Reporting
 - Kontinuierliche Verbesserung und Implementierung unserer Vertriebsprozesse

ANFORDERUNGEN

1. mindestens 3 Jahre Berufserfahrung im erfolgreichen Verkauf von komplexen technischen Produkten bevorzugt im CAE-, CFD-, CSM Software Bereich
2. praktisches Wissen in CAE-, CFD-, CSM Software und Gitternetzgenerierung
3. spezifische Branchenkenntnisse in folgenden Bereichen hilfreich: Verfahrenstechnik, Automobiltechnik, Luft- und Raumfahrt, Strömungsmaschinen, Elektrotechnik
4. ausgeprägtes Verständnis von Verkaufsprozessen
5. Erfahrung in der Anwendung und Pflege von Kundendatenbanken und/oder CRM Systemen von Vorteil (z.B. Siebel, Oracle)
6. Reisebereitschaft
7. Ausgeprägte Kommunikationsstärke
8. Hohe Ergebnisorientierung

Wir wünschen uns Teamplayer mit großem Engagement und hohem Qualitätsanspruch. Ebenso sind Präsentationssicherheit und Projektmanagementkenntnisse wesentliche Voraussetzungen für diese Positionen. Sehr gute Deutsch- und Englischkenntnisse in Wort und Schrift sind ein Muss, weitere Fremdsprachen von Vorteil. Wir bieten Ihnen eine abwechslungsreiche und anspruchsvolle Tätigkeit in einem internationalen, zukunftsorientierten und stark wachsenden Unternehmen. Wenn Sie gerne in engem Kontakt mit renommierten Kunden stehen und neueste technische Innovationen begleiten wollen, freuen wir uns auf Ihre aussagekräftige Bewerbung mit Angabe Ihrer Gehaltsvorstellung und des frühestmöglichen Eintrittstermin unter:

www.ansys.com

► jobs-germany@ansys.com

ANSYS Germany GmbH, Human Resources
Staudenfeldweg 12, 83624 Otterfing, Tel: 08024 9054 683
Birkenweg 14a, 64295 Darmstadt, Tel: 06151 3644 173



AVL ADVANCED SIMULATION TECHNOLOGIES

Methods and Tools for Next Level Simulation Solutions

AVL ist das weltweit größte private und unabhängige Unternehmen für die Entwicklung von Antriebssystemen mit Verbrennungsmotoren und Mess- und Prüftechnik. 1948 von Prof. Dr. Hans List in Graz gegründet, wird die AVL Gruppe mit ihren 4.300 Mitarbeitern und ihren 45 Gesellschaften weltweit heute von seinem Sohn Prof. Dr. h.c. Helmut List geführt.

Die für die Entwicklungsarbeiten notwendigen Simulationen werden innerhalb des Geschäftsbereiches Advanced Simulation Technology (AST) entwickelt, angewendet und vermarktet. Um unsere Kunden in Deutschland noch besser mit Dienstleistungen und Support bedienen zu können, suchen wir Verstärkung für unser Simulationsteam in München.

Für folgende Anwendungsgebiete suchen wir erfahrene Berechnungsingenieure (m/w):

-  **AVL BOOST** / 1D Ladungswechsel
-  **AVL CRUISE** / Systemsimulation
-  **AVL EXCITE** / Mehrkörpersimulation
-  **AVL FIRE®** / 3D CFD

Haben wir Ihr Interesse geweckt und bringen Sie Erfahrung auf dem Gebiet mit? Dann bewerben Sie sich online auf unserem Karriere Portal:

www.willkommen-bei-avl.de

Weitere Informationen unter:
Telefon: +49 6134 7179 8009
Internet: www.avl.com/

AVL Deutschland GmbH, Peter-Sander-Str. 32, D-55252 Mainz-Kastel



Festo ist ein weltweit führender Anbieter von pneumatischer und elektrischer Automatisierungstechnik. Das global ausgerichtete, unabhängige Familienunternehmen mit Hauptsitz in Esslingen a. N. hat sich in über 50 Jahren durch Innovationen und Problemlösungskompetenz rund um die Pneumatik und die elektrische Antriebstechnik sowie mit einem einzigartigen Angebot an industriellen Aus- und Weiterbildungsprogrammen zum Leistungsführer seiner Branche entwickelt. Einbaufertige Subsysteme gehören ebenso zum Programm wie abgestimmte Branchenlösungen für die Automobil-, Elektronik-, Nahrungsmittel- und Verpackungs-, Biotech-/Pharma- und die Prozessindustrie. Die Festo Gruppe erwirtschaftete im Geschäftsjahr 2010 einen Umsatz von rund 1,8 Mrd. Euro und ist mit rund 14.600 Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern an 250 Standorten weltweit präsent.



Wir suchen am Standort Esslingen zum nächstmöglichen Zeitpunkt jeweils eine/einen:

Forschungsingenieur Simulation mechatronischer Systeme (w/m)

Für die selbständige Analyse und Auslegung von Komponenten und mechatronischen Systemen mittels Simulation, suchen wir einen Jungingenieur mit überdurchschnittlichen Kenntnissen und Freude an technischer Mechanik. Sie unterstützen den Vertrieb und die Entwicklungsbereiche bei Anfragen zur Dynamik von Mehrkörpersystemen inklusive Dokumentation der Berechnungsergebnisse. Ergänzend arbeiten Sie bei der Erstellung neuer Berechnungstools mit und entwickeln den Prozess zur Aufbereitung von Pro/E-CAD-Daten für Mehrkörpersimulationen (z.B. mit ADAMS) weiter.

Referenzcode:

CR11-10429H

Forschungsingenieur Computer Aided Engineering (w/m)

Zur Verstärkung der FEM-Gruppe suchen wir einen erfahrenen Berechnungsingenieur, dem Abaqus, nichtlineare Berechnungsverfahren und FemFat geläufig sind. Sie bearbeiten selbstständig Problemstellungen im Bereich Strukturmechanik/Festigkeitslehre und beraten Konstrukteure auf diesen Gebieten. Ihr breites ingenieurwissenschaftliches Allgemeinwissen erleichtert Ihnen die Einarbeitung in die verschiedenartigsten Aufgabenstellungen.

Referenzcode:

CR11-27492H

Forschungsing. Auslegung magnetischer Sensor/Aktor-Systeme (w/m)

Für die interessante Fragestellung der Analyse und Auslegung magnetischer Sensor/Aktor-Systeme mittels Simulation (z.B. mit Ansys, Maxwell) eröffnet Ihnen die hier beschriebene Aufgabe ein selbstständig zu bearbeitendes Arbeitsfeld. Dieses umfasst auch die experimentelle Überprüfung von Ergebnissen und die Erarbeitung von Konzepten für zukünftige (z.B. miniaturisierte) Systeme. Applikationsverständnis (Hardwareauswahl, Auslegung) und die eigenständige Entwicklung von vereinfachten Abläufen bei der Berechnung ermöglicht es Ihnen, Ihre Fähigkeiten in Entwicklungsteams zu entfalten.

Referenzcode:

CR11-13458H

Anforderungen

Für alle Stellen setzen wir ein technisches Studium (Schwerpunkt Simulationstechnik) mit Abschluss Diplom/Master bzw. Dr.-Ingenieur/in voraus (Maschinenbau, Luft- und Raumfahrttechnik, Mechatronik, o.ä.) Die Aufgaben erfordern die Bereitschaft, sich in neue, auch fachfremde Sachgebiete einzuarbeiten. Gute Deutsch und Englischkenntnisse, sowie die üblichen EDV-Kenntnisse sind selbstverständlich.

Festo AG & Co. KG

Postfach
73726 Esslingen
Ruiter Straße 82
73734 Esslingen

Detaillierte Stellenbeschreibungen finden Sie unter <https://jobworld.festo.com>

www.festo.com

Bei Fragen wenden Sie sich bitte an: Angelika Schaich 0711/347- 2542



Ob Langstreckenflugzeug, Satellit, Sportwagen, Ozeanriesen, Mobiltelefon oder Herzschrittmacher - keine Spitzentechnologie der letzten 45 Jahre wäre ohne den Einsatz von der MSC Simulationen möglich gewesen.

MSC Software international führender Entwickler und Anbieter von Simulationen. Diese reichen von CAD-integrierten Simulationen über unabhängige Finite Elemente Analysen (FEA) und Mehrkörpersimulation (MKS) bis hin zu Simulationsdaten- & Prozessmanagement. Gleichzeitig sorgt ein umfassendes Dienstleistungsangebot mit individueller Beratung, technischem Support und Schulungen für effizienten Einsatz der Lösungen.

Im Bereich Simulation Data and Process Management (SDM) beschäftigen wir uns mit dem Aufbau und der Betreuung von Systemen für die Verwaltung von Simulationsprozessen und der dabei erzeugten Daten mit MSC SimManager. Ein SDM System bildet das Bindeglied zwischen den Anwendern (Berechnungsingenieuren) und der zugrunde liegenden IT Infrastruktur, auf der die Simulationen ausgeführt werden und die entstehenden Daten abgespeichert werden.

Für unsere Europazentrale in München suchen wir zum nächstmöglichen Zeitpunkt einen engagierten und hochmotivierten

PRE-SALES ENGINEER (m/w)
Simulation Data and Process Management

AUFGABEN:

- Vorführung des Programms SimManager bei Neukunden, Messen und Konferenzen
- Unterstützung von Testinstallationen mit kundenspezifischen Simulationsdaten und in deren CAE-Umgebungen
- Erfolgreiche Durchführung von Proof-of-Concepts Studies
- Erste Einführungsschulungen
- Zusammenarbeit und Unterstützung von Business Partner
- Unterstützen des Vertriebs bei technischen Fragen und Angebotsausarbeitungen

und einen engagierten und hochmotivierten

TECHNICAL CONSULTANT (m/w)
Simulation Data and Process Management

AUFGABEN:

- Projektarbeit im Bereich Simulation Data and Process Management (SDM)
- Konfiguration und Betrieb von IT-Infrastrukturen für SDM
- Unterstützen des Vertriebs bei technischen Fragen in Verbindung mit SDM

Als unser Idealkandidat können Sie ein abgeschlossenes Studium der Informatik oder des Maschinenbaus vorweisen. Die Herausforderung, sich in komplexen Projekten im Bereich SDM mit unterschiedlichen Aufgaben und großer Verantwortung zu bewegen, erfordert ein hohes Maß an Fachkenntnis, Flexibilität und sehr guten kommunikativen Fähigkeiten. Wir suchen sowohl Bewerber mit mehrjähriger Berufserfahrung als auch motivierte Berufseinsteiger mit sehr guten relevanten Vorkenntnissen.

Idealerweise bringen Sie eine Kombination von relevanten Fachkenntnissen im Bereich webbasierter Informationssysteme und der zugrundeliegenden Technologien mit (insbesondere Java Programmierung, Webserver, HTML, XML, relationale Datenbanken, Scripting, Unix/Linux Administration). Kenntnisse im Bereich CAE sind von Vorteil, aber nicht Voraussetzung.

Wenn Sie Freude an eigenverantwortlicher und kundenorientierter Arbeit haben und über Teamfähigkeit, Eigeninitiative sowie über gute kommunikative Fähigkeiten und Englischkenntnisse verfügen, können wir Ihnen neben einer der Position angemessenen Vergütung eine spannende und abwechslungsreiche Tätigkeit in einem erfolgsorientierten, internationalen Team anbieten.

Wir freuen uns auf Ihre Bewerbung! Bitte bewerben Sie sich unter Angabe Ihres frühestmöglichen Eintrittstermins und Ihrer Gehaltsvorstellung bei Frau Rowena Cook-Lau per Email [Rowena.Cook-Lau@mscsoftware.com].

Mehr Informationen über MSC finden Sie unter www.mscsoftware.com.

Die SIMPACK AG ist ein international tätiges und stark expandierendes Unternehmen im Bereich Mehrkörperdynamik. Für unsere Kunden aus der Fahrzeugtechnik, Windenergie und dem allgemeinen Maschinenbau entwickeln und vermarkten wir die weltweit führende Mehrkörper-Simulationssoftware SIMPACK. Mit SIMPACK wird das Bewegungsverhalten und die Belastung von mechanischen und mechatronischen Systemen simuliert (www.SIMPACK.com). SIMPACK wird weltweit von Premiumherstellern aus der Automobil- und Nutzfahrzeug-industrie eingesetzt.



Leading MBS Technology
for Technology Leaders

Zum weiteren Ausbau unseres technologischen Vorsprungs suchen wir einen

Projekt- und Supportingenieur (m/w) mit Universitäts- oder vergleichbarem Abschluss

Allgemein:

Die Stelle wird als Vollzeitstelle (40h/Woche) angeboten und ist ab sofort zu besetzen.

Tätigkeiten:

- Konzeption, Erstellung und Dokumentation von SIMPACK Simulationsmodellen und Analyseprozessen in dem Bereich Fahrzeugsimulationen
- Durchführung von anspruchsvollen Simulationsprojekten im Auftrag unserer Kunden, v.a. im Bereich Fahrzeugsimulation, aber auch im allgemeinen Maschinenbau, Windenergie und Antriebstechnik
- Qualifizierter technischer Support unserer Kunden
- Durchführung von Anwendertrainings

Qualifikationen:

- Abgeschlossenes Hochschulstudium im Bereich Maschinen- /Fahrzeugbau oder Mechatronik oder Techno-Mathematik
- Freude an Modellierung und Simulation im Bereich der Technischen Mechanik
- Idealerweise Kenntnisse im Bereich Kraftfahrzeugfahrzeugdynamik, Motormechanik und / oder Maschinendynamik
- Idealerweise Kenntnisse in der Anwendung von Software zur Mehrkörpersimulation (SIMPACK, ADAMS, VL-Motion), FE-Programmen (z.B. ABAQUS, ANSYS, NASTRAN), CAD Programmen (CATIA) und MATLAB® und Simulink®
- Idealerweise Programmierkenntnisse (Vorzugsweise Fortran, C / C++) und/oder Kenntnisse in Scriptsprachen (z.B. QT Script)
- Gute bis sehr gute Kenntnisse in Englisch
- Deutsch auf Muttersprachenniveau
- Offenes und präzises Kommunikationsverhalten

Das bieten wir:

- Kundenorientiertes Arbeiten
- Ein technologisch spannendes und abwechslungsreiches Betätigungsfeld
- Gute Atmosphäre, angenehmes und leistungsorientiertes Klima
- Herausfordernde Projekte im Auftrag unserer innovativen Kunden im deutschsprachigen Raum sowie europa- und weltweit
- Sorgfältige Einarbeitung und Vorbereitung auf Ihre Aufgaben
- Hohe Eigenverantwortung in einem dynamischen Unternehmen
- Leistungsgerechtes Gehalt

Wenn dieses Profil auf Sie zutrifft, senden Sie bitte Ihre Bewerbungsunterlagen in elektronischer Form an Herrn Jan Zeman: jan.zeman@SIMPACK.de.

Wir freuen uns, Sie kennen zu lernen.



SIMPACK AG, Friedrichshafener Straße 1, D-82205 Gilching, Tel.: +49 (0)8105 77266-0, Fax: +49 (0)8105 77266-11,
info@SIMPACK.de www.SIMPACK.com

Die SIMPACK AG ist ein international tätiges und stark expandierendes Unternehmen im Bereich Mehrkörperdynamik. Für unsere Kunden aus der Fahrzeugtechnik, Windenergie und dem allgemeinen Maschinenbau entwickeln und vermarkten wir die weltweit führende Mehrkörper-Simulationssoftware SIMPACK. Mit SIMPACK wird das Bewegungsverhalten und die Belastung von mechanischen und mechatronischen Systemen simuliert (www.SIMPACK.com). SIMPACK wird weltweit von Premiumherstellern aus der Automobil- und Nutzfahrzeug-industrie eingesetzt.



Leading MBS Technology
for Technology Leaders

Zum weiteren Ausbau unseres technologischen Vorsprungs suchen wir einen

Projekt- und Supportingenieur (m/w) mit Universitäts- oder vergleichbarem Abschluss

Allgemein:

Die Stelle wird als Vollzeitstelle (40h/Woche) angeboten und ist ab sofort zu besetzen.

Tätigkeiten:

- Konzeption, Erstellung und Dokumentation von SIMPACK Simulationsmodellen und Analyseprozessen in dem Bereich Motorsimulationen in der Automobil- und Nutzfahrzeugindustrie
- Durchführung von anspruchsvollen Simulationsprojekten im Auftrag unserer Kunden, v.a. im Bereich Motorsimulation bei Automobil- und Nutzfahrzeugen, aber auch im allgemeinen Maschinenbau, Windenergie und Antriebstechnik
- Qualifizierter technischer Support unserer Kunden
- Durchführung von Anwendertrainings

Qualifikationen:

- Abgeschlossenes Hochschulstudium im Bereich Maschinen-/Fahrzeugbau oder Mechatronik oder Techno-Mathematik
- Freude an Modellierung und Simulation im Bereich der Technischen Mechanik
- Idealerweise Kenntnisse im Bereich Kraftfahrzeugfahrzeugdynamik, Motormechanik und / oder Maschinendynamik
- Idealerweise Kenntnisse in der Anwendung von Software zur Mehrkörpersimulation (SIMPACK, ADAMS, VL-Motion), FE-Programmen (z.B. ABAQUS, ANSYS, NASTRAN), CAD Programmen (CATIA) und MATLAB® und Simulink®
- Idealerweise Programmierkenntnisse (Vorzugsweise Fortran, C / C++) und/oder Kenntnisse in Scriptsprachen (z.B. QT Script)
- Gute bis sehr gute Kenntnisse in Englisch
- Deutsch auf Muttersprachenniveau
- Offenes und präzises Kommunikationsverhalten

Das bieten wir:

- Kundenorientiertes Arbeiten
- Ein technologisch spannendes und abwechslungsreiches Betätigungsfeld
- Gute Atmosphäre, angenehmes und leistungsorientiertes Klima
- Herausfordernde Projekte im Auftrag unserer innovativen Kunden im deutschsprachigen Raum sowie europa- und weltweit
- Sorgfältige Einarbeitung und Vorbereitung auf Ihre Aufgaben
- Hohe Eigenverantwortung in einem dynamischen Unternehmen
- Leistungsgerechtes Gehalt

Wenn dieses Profil auf Sie zutrifft, senden Sie bitte Ihre Bewerbungsunterlagen in elektronischer Form an Herrn Axel Dewes: axel.dewes@SIMPACK.de.

Wir freuen uns, Sie kennen zu lernen.



SIMPACK AG, Friedrichshafener Straße 1, D-82205 Gilching, Tel.: +49 (0)8105 77266-0, Fax: +49 (0)8105 77266-11,
info@SIMPACK.de, www.SIMPACK.com



Extreme
Belastbarkeit

Technische Berechnung & Simulation

P+Z Engineering GmbH ist ein führender Anbieter für Entwicklungsdienstleistungen. Seit über 40 Jahren begleiten und unterstützen wir unsere Kunden in unseren Kompetenzbereichen Konstruktion, Technische Berechnung & Simulation, Erprobung & Versuch, Elektrik & Elektronik sowie Projekt- & Qualitätsmanagement.

P+Z Engineering ist mit zweihundert Ingenieuren im Kompetenzbereich **Technische Berechnung & Simulation** einer der größten Anbieter von CAE-Dienstleistungen in der virtuellen Produktentwicklung und bietet seinen Mitarbeitern seit drei Jahrzehnten erstklassige Entwicklungsmöglichkeiten auf diesem Gebiet.

Um unsere Aktivitäten an unseren Standorten in München, Ingolstadt, Stuttgart, Köln, Bremen, Wolfsburg und Augsburg weiter auszubauen und unsere technologische Entwicklung weiter voran zu treiben, suchen wir:

- Berechnungsingenieure – Experte Crash Berechnung (m/w)
- Entwicklungsingenieure Simulation Strukturmechanik (m/w)
- Berechnungsingenieure Fahrwerk / Fahrdynamik (m/w)
- Berechnungsingenieure Mehrkörpersimulation (m/w)
- Berechnungsingenieure CFD / Thermische Analysen / Klimatisierung (m/w)
- Berechnungsingenieure „Fatigue & Damage Tolerance“ (m/w)
- Berechnungsingenieure NVH (m/w)
- Team-/ Gruppenleiter NVH und Festigkeit (m/w)

Haben wir Ihr Interesse geweckt? Dann senden Sie uns bitte Ihre Unterlagen mit Angabe Ihres bevorzugten Standortes, Ihres Themenschwerpunktes und folgender Referenznummer M-400-400 via E-Mail an karriere@puz.de.

Weitere Stellenangebote finden Sie unter: www.puz.de/karriereportal/

Weitere Informationen zur Stelle, unserem Unternehmen und Ihren Entwicklungsmöglichkeiten erhalten Sie bei unserem HR-Team (Tel.: +49 (0)89 / 3 18 57-501) oder unter www.puz.de



P+Z Engineering GmbH · Anton-Ditt-Bogen 3 · 80939 München
Tel.: + 49(0)89/318 57- 501 · Fax: + 49(0)89/318 57- 355 · karriere@puz.de · www.puz.de
We are a key member of the ARRK global network.



CADCON

Besuchen Sie
CADCON auf XING
und Facebook



CADCON

Senefelderstraße 23
D-86368 Gersthofen
Telefon: 0821 29 990 - 207

Wir freuen uns über Ihre
Bewerbung per
E-Mail an: jobs@cadcon.de

Mehr Infos und weitere
Stellen finden Sie unter:
www.cadcon.de

Berechnungs- ingenieur (m/w)

Mobilität & Schutz

Ihre Aufgaben:

- statische lineare und nichtlineare FEM-Berechnungen in der Entwicklung hoch geschützter Fahrzeuge
- Eigenverantwortliche Modellierung und Durchführung der Analysen
- Strukturoptimierung hinsichtlich Gewicht, Form und Größe
- Methodenentwicklung Verbindungstechnik

Ihr Profil:

- Abgeschlossenes Studium Fachrichtung Maschinenbau oder Fahrzeugtechnik
- Min. 3 Jahre Berufserfahrung in der FEM-Berechnung
- Kenntnisse in der Topologie-, Topografie- und Freiformoptimierung
- Solide Kenntnisse in technischer Mechanik, Fahrzeugtechnik und Werkstoffkunde
- Kenntnisse in Ansys Solver sowie in Pre- & Postprozessoren Ansys Classic und Hypermesh wünschenswert

Berechnungs- ingenieur (m/w)

Fatigue & Damage Tolerance

Ihre Aufgaben:

- Unterstützung von F&DT-Analysen mit Patran/Nastran und F&DT-Tools aus dem Airbusumfeld
- Erstellung von Zertifizierungsberichten
- Entwicklung von Modifikationen in Zusammenarbeit mit den Entwicklungsabteilungen

Ihr Profil:

- Abgeschlossenes Studium Fachrichtung Luft- und Raumfahrttechnik, Flugzeugbau, Maschinenbau oder Bauingenieurwesen
- Erfahrung im Bereich Berechnung Luftfahrt
- Erfahrung mit Ermüdungsberechnungen und Schadenstoleranzen
- Kenntnisse in Patran/Nastran oder vergleichbaren Tools wünschenswert
- Kenntnisse in F&DT-Tools wünschenswert
- Gute Englisch-Kenntnisse

Entwicklungs- ingenieur (m/w)

Thermalanalyse

Ihre Aufgaben:

- Erstellung der Thermalanalyse für die Satellitenentwicklung
- Durchführung von Entwicklungsaufgaben
- Durchführung der Thermalanalyse und Erstellung der thermischen Entwürfe
- Enge Zusammenarbeit mit Fachexperten an der Vorbereitung, Durchführung und Auswertung von Thermaltests

Ihr Profil:

- Abgeschlossenes Studium Fachrichtung Luft- und Raumfahrttechnik o. ä.
- Gute Kenntnisse in der Thermalanalyse erforderlich
- Kenntnisse im Bereich Composite Materialien
- Kenntnisse in den Tools Thermica, Fortan, Esarad und/oder Esatan wünschenswert
- Gute Englisch-Kenntnisse

NAFEMS Course Tutors Required

Due to an expansion in training activities at NAFEMS, we currently require additional tutors to work with our current team on presenting and running a number of NAFEMS FEA training courses.

A typical tutor will be well experienced in FEA across a range of Industrial sectors. The tutor will be able to draw on direct experience to relate to the training material and the way it is presented. The Tutor should have a background in teaching in either Industry or Academia. The right candidate will have a passion for FEA and have the ability to impart that to attendees.

Full details are available at
www.nafems.org/tutors



Bringen Sie mit uns Ihre Schubkraft auf die Piste!

YACHT TECCON steht für die erfolgreiche Entwicklung und Realisierung von HighEnd-Lösungen in den Bereichen Aerospace, Engineering und IT-Services. In unseren Projekten sorgen wir für die Sicherheit, Funktionalität und Effizienz hochtechnologischer Strukturen. Dabei kümmern wir uns im Wesentlichen um Berechnungs- und Simulationsaufgaben.

Auf der Basis unserer 35-jährigen Erfahrung unterstützen wir namhafte Unternehmen in bedeutenden Industrie- und Innovationsbranchen. Helfen Sie uns bei der Entwicklung und Realisierung anspruchsvoller Aufgaben. Freuen Sie sich auf eigenverantwortliches Arbeiten in abwechslungsreichen Projekten. Profitieren Sie von unserer offenen Team-Kultur, exzellenten Karrieremöglichkeiten und der Sicherheit eines innovativen Unternehmens.

Bewerben Sie sich jetzt unter
www.yacht-teccon.de

YACHT TECCON Engineering GmbH & Co. KG
Hein-Saß-Weg 38
21129 Hamburg (Finkenwerder)
Tel +49 (0)40/7 43 785-50
Fax +49 (0)40/7 43 785-65

YACHT | TECCON
a Randstad company

ALTair ENGINEERING

Knorr-Bremse Gruppe erweitert Nutzung von HyperWorks

Altair Engineering, Inc., gab bekannt, dass Knorr-Bremse, ein führender deutscher Anbieter von Bremssystemen für Schienen- und Nutzfahrzeuge, seine Nutzung der HyperWorks Suite ausgeweitet hat. Bei dem langjährigen Einsatz der HyperWorks Suite hat das Unternehmen die Vorteile der Produktfamilie erkannt und weitere HyperWorks Lizenz-Units erworben, um zusätzlich auch RADIOSS, OptiStruct und weitere Werkzeuge einzusetzen. Die Ingenieure von Knorr-Bremse werden die Softwaretools in den CAE Zentren in München, Budapest und Faridabad, Indien einsetzen. Es werden Bremssysteme und Komponenten simuliert und analysiert, darunter Bremskontrollsysteme (z. B. für Hochgeschwindigkeitszüge oder ESP- und ABS-Systeme von Nutzfahrzeugen), Brems Scheiben und Systeme zur Erzeugung von Druckluft. Für Knorr-Bremse war der wichtigste Grund für die Ausweitung der HyperWorks Lizenzen der Einsatz von RADIOSS. Dieser wird nun auch als expliziter Solver für FE Analysen eingesetzt, vor allem bei der Berechnung großer Modelle mit vielen Kontakten. Darüber hinaus hat Knorr-Bremse nun auch OptiStruct für Topologieoptimierungen in den Entwicklungsprozess integriert.

HyperWorks 11.0 ist verfügbar

Altair Engineering, Inc., gab die Veröffentlichung von HyperWorks 11.0, die neueste Version der weit verbreiteten Computer-Aided-Engineering (CAE) Software Suite, bekannt. Zu den Highlights von HyperWorks 11.0 gehören unter anderem zwei neue Softwareprodukte. Mit Version 11.0 werden AcuSolve und solidThinking Teil der HyperWorks Suite. Darüber hinaus bietet das neue Release eine deutlich erweiterte Bandbreite an Analysearten in RADIOSS, die es Ingenieuren ermöglicht, den heutigen komplexen Herausforderungen in der Produktentwicklung zu begegnen.

PBS Professional feiert 20-jähriges Bestehen

Altair Engineering, Inc. feierte am 17. Juni das 20-jährige Bestehen seiner EAL3+ sicherheitszertifizierten Workloadmanagement Lösung PBS Professional. Im Juni hatte das Unternehmen außerdem die Version PBS Professional Version 11.1 herausgeben. Mit Version 11.1 bietet PBS Professional eine nochmals erhöhte Stabilität sowie eine verbesserte Sicherheit. Es unterstützt außerdem neue Plattformen wie CentOS, Red Hat Enterprise Linux (RHEL) v6 und SGI Performance Suite v1.

Bombardier Aerospace fügt HyperWorks Suite hinzu

Altair Engineering, Inc. gab die Unterzeichnung eines neuen Abkommens mit Bombardier Aerospace, mit Sitz in Montreal, bekannt. Der Flugzeughersteller wird seine Nutzung von HyperWorks als strategische Lösung für computergestützte Modellierung von Flugzeugen und FEM-Analysen stark ausweiten.

ABstructures weitet Nutzung von HyperWorks aus

Altair Engineering, Inc., gab bekannt, dass ABstructures seine Nutzung von HyperWorks ausgeweitet hat. ABstructures ist der italienische Dienstleister für strukturelle Auslegungen von Segelyachten, welche am America's Cup und Volvo Ocean Race teilnehmen.

www.altair.de

ANSYS

ANSYS schließt Rahmenabkommen zur Akquisition von Apache Design Solutions

ANSYS, Entwickler von Simulationssoftware und Technologien für innovative Produktentwicklung, und Apache Design Solutions, Inc., ein führender Anbieter von Simulationssoftware für hochentwickelte, stromsparende Lösungen in der Elektronikindustrie, haben ein Rahmenabkommen unterzeichnet, demzufolge ANSYS das Unternehmen Apache für einen Kaufpreis von rund 310 Millionen US-Dollar



Berufsbegleitend zum Master of Engineering

Applied Computational Mechanics

- Sie sind** ► Berechnungsingenieur, Konstrukteur oder Bachelorstudent
- Sie wollen** ► sich fachlich weiterqualifizieren oder mehr über die Theorie und Anwendung der computergestützten Simulation lernen
- Wir bieten** ► Ihnen ein zweijähriges berufsbegleitendes, akkreditiertes Studium. Sie erwerben praxisorientiertes Wissen in allen CAE-Disziplinen und profitieren von einer intensiven Lernatmosphäre in kleinen, internationalen Studiengruppen.
- Wir sind** ► zwei profilierte deutsche Hochschulen mit dem Fokus auf angewandte Wissenschaften im Verbund mit einem renommierten Anbieter für CAE-Weiterbildung
- Mehr Infos** ► Anja Vogel
Tel. +49 (0) 80 92 / 70 05 - 52
oder www.esocaet.com/studium

HOCHSCHULE
FÜR ANGEWANDTE
WISSENSCHAFTEN FH
INGOLSTADT



esocaet
european school of
computer aided engineering
technology

in Barmitteln erwerben wird. Hierin eingeschlossen sind geschätzte 29 Millionen US-Dollar an Barmitteln in der Bilanz von Apache. Die Vereinbarung beinhaltet zudem die Zahlung von Provisionen und Prämien für den Verbleib von Mitarbeitern in Schlüsselpositionen, die über einen Zeitraum von drei Fiskaljahren nach Abschluss der Transaktion erfolgt sowie zusätzliche 13 Millionen US-Dollar an leistungsabhängigen Vergütungen in Form von Aktienbeteiligungen. ANSYS beabsichtigt, die Transaktion mit Barmitteln aus dem vereinten Unternehmen zu finanzieren. Die Transaktion soll aus jetziger Sicht im dritten Kalenderquartal des Jahres 2011 vorbehaltlich der üblichen Abschlussbedingungen und Zustimmung der Aufsichtsbehörden vollzogen werden. Mit dem Abschluss der Transaktion wird Apache als hundertprozentiges Tochterunternehmen von ANSYS agieren. Mit der Software von Apache können Ingenieure Geräte designen, die energieeffizient arbeiten und zugleich den stetig wachsenden Leistungsbedarf erfüllen. Smartphones erhalten beispielsweise ständig neue Funktionalität auf ihren Plattformen, wie etwa High Definition-Video, GPS, Video-Aufzeichnung und Konferenz-Möglichkeiten, wobei die Konsumenten die Erwartung hegen, immer längere Batterielaufzeiten zur Verfügung zu haben. Ingenieure nutzen die Apache-Lösungen, um effiziente und sparsame integrierte Schaltkreise für elektronische Hochleistungsprodukte zu entwerfen und zu simulieren, die in Geräten wie Tablet-PCs, Smartphones, LCD-Fernsehern, Laptops und High-End-Computerservern zu finden sind, um nur einige zu nennen. Der weltweite Bedarf an intelligenten, energieeffizienten Elektronikartikeln war nie größer, während der Anspruch an die Entwicklung ständig steigt. Lösungen für diese Herausforderungen beruhen auf präzisen Vorhersagen fähiger Simulationssoftware. Die Akquisition von Apache bedeutet für ANSYS eine Ergänzung seiner Softwarelösungen in Form der Kombination erstklassiger Produkte, die eine Erweiterung des ANSYS-Systems um integrierte

Schaltkreise, elektronische Baugruppen und gedruckte Schaltungen vorantreibt. Von der komplementären Verbindung verspricht man sich beschleunigte Entwicklung und Marktreife neuer und innovativer Produkte, während für Kunden die Design- und Engineering-Kosten sinken. Die Kombination dieser zwei branchenführenden Unternehmen unterstreicht ANSYS' Engagement für Lösungen auf Basis modernster technischer Möglichkeiten und anhand der Anforderungsprofile von Seiten der Kunden. Mit über 60 strategisch platzierten Standorten und mehr als 20 Entwicklungszentren auf drei Kontinenten wird das zusammengeschlossene Unternehmen annähernd 2.000 Mitarbeiter beschäftigen.

www.ansys-germany.com

BETA CAE SYSTEMS

µETA v6.7.0

BETA CAE Systems S.A. kündigte die Verfügbarkeit des Release µETA v6.7.0 an.

Updated Abaqus Libraries verfügbar

BETA CAE Systems S.A. kündigte die Verfügbarkeit von neuen und upgedateten Abaqus Libraries for µETA v6.7.0 an.

ANSA v13.1.4

BETA CAE Systems S.A. kündigte die Verfügbarkeit der Release ANSA v13.1.4 mit wichtigen Verbesserungen Code-Korrekturen an.

www.beta-cae.gr

CADFEM

CAE-Training vermittelt Simulationsgrundlagen

Am 6. September 2011 startet das berufsbegleitende Weiterbildungsangebot „eFEM für Praktiker“ der European School of Computer Aided Engineering Technology (esocaet) erstmals in Hannover. Das dreimonatige Training vermittelt Grundlagenwissen und Fähigkeiten

zur Anwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM) in drei Präsenzseminaren sowie in e-Learning-Modulen und regelmäßigen Online-Sprechstunden. Dadurch kann sich der Teilnehmer den größten Teil seiner Lernphasen zeitlich frei einteilen und sie je nach Wunsch am Arbeitsplatz oder zu Hause absolvieren.

www.cadfem.de

CD-ADAPCO

Neue Version STAR-CCM+

CD-adapco kündigte die Verfügbarkeit des Release STAR-CCM+ v6.04

Neue Version STAR-CD und es-ice

CD-adapco kündigte die Verfügbarkeit des Release STAR-CD und es-ice v4.16 an.

www.cd-adapco.com

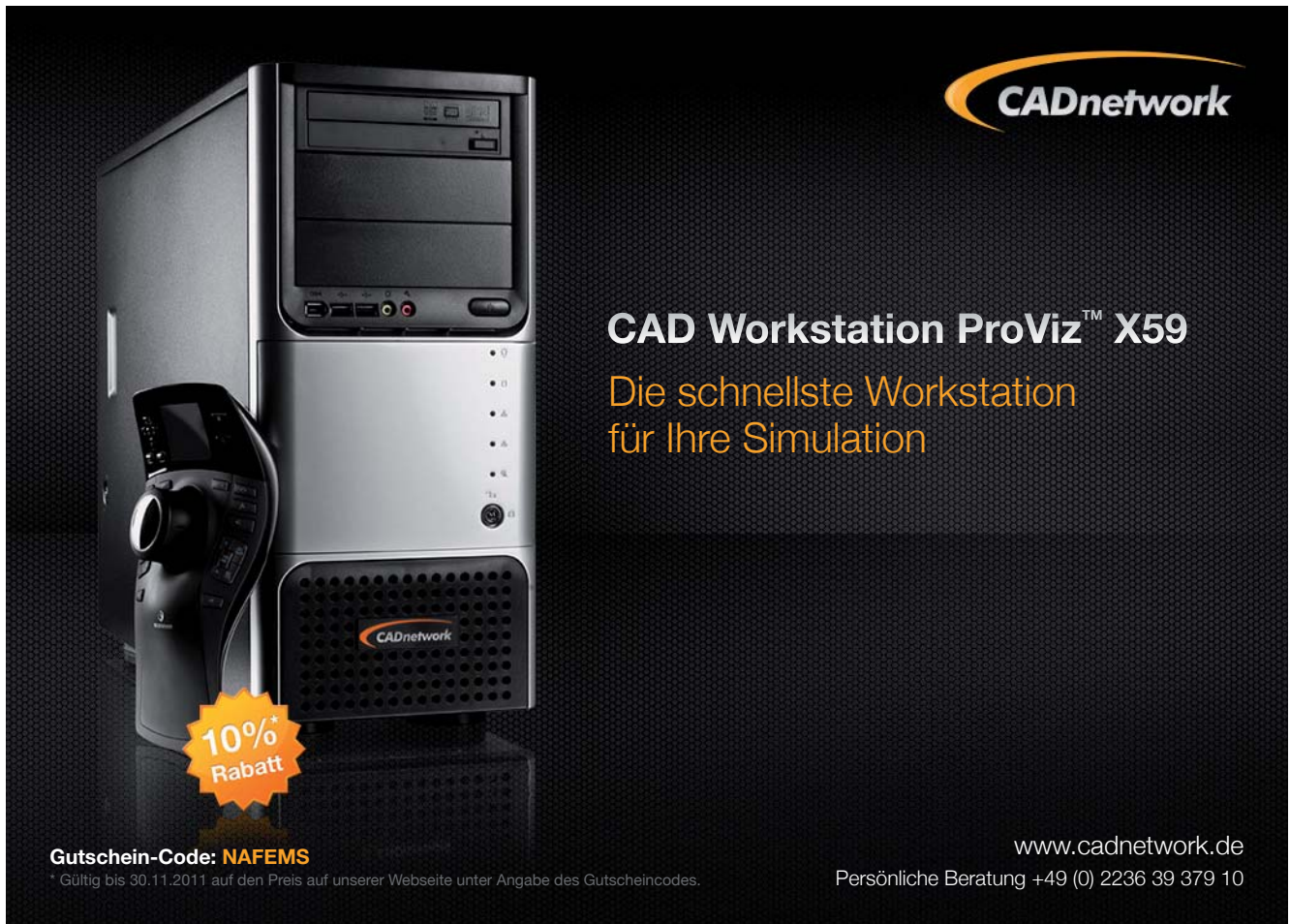
COMSOL

COMSOL Acoustics

Die COMSOL Multiphysics GmbH kündigte die Veröffentlichung eines umfassenden Upgrades des Zusatzmoduls Acoustics für die Entwicklungsumgebung COMSOL Multiphysics an. Diese neuste Version des Acoustics Moduls bietet neue Möglichkeiten und erweiterte multiphysikalische Eingabemasken zur Simulation thermoakustischer Effekte, poroelastischer Wellen, Akustik-Shell-Interaktionen und piezoakustischer Bauteile. Die neue Version des Acoustics Moduls ist ab sofort verfügbar.

Electrodeposition Modul

Die COMSOL Multiphysics GmbH kündigte die Veröffentlichung des Electrodeposition Moduls, eines neuen Erweiterungsmoduls der Simulationssoftware COMSOL Multiphysics, an. Mit dem Electrodeposition Modul können Ingenieure die Modellierung und Simulation von Galvanisierungen für Prozesse wie Kupfer- und Goldgalvanisierung in der Elektronikindustrie, Beschichtungen mechanischer Bauteile für Verschleiß- und Korrosionsschutz,



CAD Workstation ProViz™ X59
Die schnellste Workstation
für Ihre Simulation

Gutschein-Code: NAFEMS
* Gültig bis 30.11.2011 auf den Preis auf unserer Webseite unter Angabe des Gutschein-codes.

www.cadnetwork.de
Persönliche Beratung +49 (0) 2236 39 379 10

dekorativen Beschichtungen wie Chrom- und Nickelbeschichtung von Automobilkomponenten sowie der Galvanoformung dünner und komplex hergestellter Bauteile durchführen.

Microfluidics Modul

Die COMSOL Multiphysics GmbH kündigte die Veröffentlichung des Microfluidics Moduls an. Das neue Microfluidics Modul bietet einfach anzuwendende Werkzeuge für die Untersuchung mikrofluider Komponenten und Strömungen in stark verdünnten Gasen. Das Modul wurde für Forscher, Ingenieure und Experimentalphysiker im Bereich der Mikrofluidik und Vakuumtechnik entworfen. Das Modul kann u. a. für Simulationen von Lab-on-a-Chip-Komponenten, digitaler Mikrofluidik, Biosensoren, elektrokinetischen und magnetokinetischen Komponenten sowie für das Tintenstrahl- und Vakuumsystemdesign eingesetzt werden. Ergänzt wird das Modul durch eine Modellbibliothek mit

zahlreichen Anleitungen und industrierelevanten Modellen, die sowohl als Lehrbeispiele als auch als Grundlage für zukünftige Arbeiten dienen.

COMSOL Version 4.2

Die COMSOL Multiphysics GmbH kündigte die Veröffentlichung der neusten Version seiner Simulationsumgebung COMSOL Multiphysics an. Die Version 4.2, die die Bandbreite der von COMSOL abgedeckten Anwendungen erweitert, ist ab sofort verfügbar und wird allen Kunden mit Wartungsvertrag automatisch zugeschickt.

www.comsol.de

DASSAULT SYSTÈMES

Betriebsübergang

Die Dassault Systèmes Simulia GmbH ist seit dem Kauf der damaligen Abaqus Inc. durch Dassault Systèmes in Oktober 2005 teil der

Dassault Systèmes Gruppe. Im Streben die Firmenprozesse effizienter zu gestalten, werden die finanziellen Tätigkeiten für Software Lizenzierung und Support der DS Gruppe zentralisiert und in einer bestehenden DS Firma gebündelt. Am 1. Juli 2011 wird daher für Deutschland die Dassault Systèmes Simulia GmbH mit der Dassault Systèmes Deutschland GmbH im Sinn eines Betriebsübergangs verschmolzen und aufgelöst. Das SIMULIA-Team wird somit zukünftig unter dem Namen der Dassault Systèmes Deutschland GmbH auftreten.

Neues Release Abaqus 6.11

Das Release Abaqus 6.11 ist verfügbar und wurde ausgeliefert.

Dassault Systèmes und Visenso arbeiten High-End-3D-Virtual Reality und 3D-Visualisierung

Dassault Systèmes und die Visenso GmbH aus Stuttgart haben eine Partnerschaft geschlossen, um zukünftig in den Bereichen High-End-

Virtual Reality und Visualisierung zusammenzuarbeiten. Visenso ist ein führender Anbieter von Visualisierungs- und Virtual-Reality (VR)-Komplettlösungen. Beide Unternehmen haben vereinbart, ihr Know-how und ihre Erfahrungen auf dem Gebiet der Virtual- und Augmented-Reality-Technologie in gemeinsame Projekte einzubringen. Im Fokus der Zusammenarbeit stehen zunächst die Branchen Medien & Entertainment und die Telekommunikationsindustrie. Darüber hinaus sind gemeinsame Projekte in Biowissenschaften (Life Sciences), Banken & Versicherungen, der Energieindustrie, der Luft- und Raumfahrt, der Architektur und weiteren Branchen geplant.

Alstom wählt ENOVIA Version 6

Alstom hat sich für die PLM-Plattform Version 6 von Dassault Systèmes entschieden, um seine End-to-End-Geschäftsprozesse zu optimieren. In einem ersten Schritt wird Alstom Transport seine unterschiedlichen Standorte mit ENOVIA Version 6 auf einer weltweiten Plattform zusammenfassen. Sie ermöglicht es den Mitarbeitern, effizient an Kundenprojekten zusammenzuarbeiten. Alstom konsolidiert sein PLM-System, um den Informationsaustausch zu vereinfachen, seine Produktionsleistung zu steigern und die Markteinführungszeiten zu reduzieren. Durch die Einführung von ENOVIA V6 hat Alstom den besten Weg für einen reibungslosen Übergang zu einem wertvollen PLM-System mit leistungsstarken Authoring-Anwendungen der Version 6 gewählt.

www.3ds.com

DYNAMORE

Übernahme von Engineering Research Nordic AB

Die DYNAmore GmbH hat die Engineering Research Nordic AB, LS-DYNA Distributor für die Nordischen Länder und die Baltischen Staaten, übernommen. Ab 1. Juli 2011 wird die DYNAmore Nordic AB, eine hundertprozentige Tochtergesellschaft der DYNAmore GmbH, alle Ingeni-

eurdienstleistungen und CAE Services sowie den Softwarevertrieb und den Support für LSTC, Beta CAE Systems, ETA Engineering, ARUP, FTI, und Humanetics übernehmen. Als Executive Directors wurden Dr. Daniel Hilding und Dr. Marcus Redhe, beide langjährige Mitarbeiter der Engineering Research AB, bestellt.

Vereinbarung mit Humanetics Innovative Solutions

Die DYNAmore GmbH hat eine Vereinbarung mit der Humanetics Innovative Solutions bezüglich des WorldSID 50th Dummymodell für LS-DYNA getroffen. Bislang waren zwei Modelle verfügbar: Eines wurde von DYNAmore zusammen mit der PDB GmbH entwickelt, das andere von Humanetic Innovative Solutions. Die Firmen werden nun unter Federführung von DYNAmore an einem gemeinsamen Modell arbeiten. Der weltweite Vertrieb des neuen WorldSID 50th Dummymodells wird von DYNAmore, Humanetic Solutions und von einem Netzwerk kompetenter LS-DYNA Distributoren übernommen.

PRIMER Version 10 verfügbar

Die Version 10 des LS-DYNA Preprozessors PRIMER ist als Bestandteil der Oasys Suite verfügbar. Neben PRIMER enthält die Suite aktualisierte Versionen der Programme D3PLOT, T / HIS, REPORTER und SHELL. Zu den wesentlichen Neuerungen von PRIMER zählen: Dummypositionierung (Aufsetzen einer LS-DYNA Rechnung), vergrößerte MECHANISM-Funktionalität, erweiterte Unterstützung für Fußgängerschutz, detaillierter Vergleich zweier Modelle, Einlesen von IGES-Daten, Ausgabe der Feldbeschriftung von LS-DYNA, Verbesserung der MACRO und JAVA-Script Unterstützung sowie ein erweiterter Modell CHECK.

www.dynamore.de

ESI GROUP

Neue VA One-Version an

ESI Group gab die Veröffentlichung von VA One 2010.5 bekannt. VA One ist eine Komplettlösung zur Simulation von Geräuschen und Vibrationen in sämtlichen Frequenzbereichen, bei der die Finite-Elemente-Methode, die Randelemente-Methode sowie die Statistische Energieanalyse (SEA) in einem einzigen Modell nahtlos miteinander kombiniert werden. Die neue Version enthält Funktionen zur Modellierung von Aufgabenstellungen im Bereich BSR sowie der Aero-Vibro-Akustik.

Neue PAM-STAMP 2G Version 2011

PAM-STAMP 2G Version 2011 wurde für Ingenieure entwickelt, die an Prozessen in der Blechumformung beteiligt sind. PAM-STAMP 2G verkürzt die Einführungszeit von Produkten am Markt erheblich, indem Anwender alle Informationen erhalten, die dazu beitragen rechtzeitig die richtigen Entscheidungen treffen zu können: von einer frühen Designphase bis hin zur Produktionsphase. PAM-STAMP 2G ist ESI's umfassende integrierte und optimal angepasste Softwarelösung für die Blechumformung in den Bereichen Automobil- und Raumfahrt sowie allgemeinere Umformanwendungen. Die Software berücksichtigt den gesamten Werkzeug-Prozess und hilft bei branchenorientierten virtuellen Fertigungsprozessen. PAM-STAMP 2G Version 2011 erweitert abermals den Funktionsumfang der prozessorientierten Simulation in der Blechumformung über die Standardumformverfahren hinaus. Für diese neue Version wurden insbesondere folgende Bereiche weiterentwickelt: Warmumformung, einschließlich Metallurgie und Kühlung, Folgeoperationen, einschließlich Abkanten mit Abstrecken, Rückfederung nach Falzen und Optimierung. Die allgemeine Benutzerfreundlichkeit wurde verbessert und der Iterationsprozess mit PAM-DIEMAKER for CATIA V5 wurde vereinfacht. Besondere Funktionen wurden für diese Version ebenfalls verbessert. Z.B.: Erkennung von Ober-

DEMAT
Messeveranstalter

Mit DEMAT international ausstellen!

Fachmesse für Produktentwicklung und Formenbau auf 5 Kontinenten
"Vom Design über den Prototyp bis zur Serie"

EUROMOLD

29. Nov. – 02. Dez. 2011
Frankfurt / Main

asiamold	21. – 23. Sept. 2011	Guangzhou, China	amerimold	13. – 14. Juni 2012	Detroit, USA
afrimold	27. – 29. Sept. 2011	Johannesburg, Südafrika	Rosmould	19. – 21. Juni 2012	Moskau, Russland
INTERMOLD	18. – 21. April 2012	Osaka, Japan	EuroMold BRASIL	20. – 24. Aug. 2012	Joinville/SC, Brasilien
Die & Mould INDIA	19. – 22. April 2012	Mumbai, Indien			www.demat.com

flächendefekten. Dies erlaubt dem Ingenieur über die reine Simulation der Machbarkeit hinaus, auch Qualitätsaspekte auf höchstem Niveau zu analysieren, indem selbst kleinste Oberflächendefekte an Außenhautteilen entdeckt werden können. In der Vergangenheit war dies lediglich durch Anschleifen des realen Teiles möglich. Mit Hilfe virtueller Geometrieänderung in jeder Prozessphase stehen nun vollautomatische, integrierte Werkzeuge zur Verfügung, mit denen die Form der Ausgangsplatine und der Schnittkurven optimiert werden können und die wichtigsten Formwerkzeuge zu kompensieren um das gewünschte Endresultat zu erreichen. Mithilfe von PAM-STAMP 2G Version 2011 reicht die Vorhersage der Blechumformung von der Darstellung einzelner Operationen bis hin zur virtuellen Abbildung der gesamten Prozesskette mit Optimierung. Dies stellt die Grundlage für effektive Entscheidungen innerhalb kurzer Durchlaufzeiten dar.

ESI Group erwirbt Comet Technology's IP

Das IP von Comet Technology ist das Ergebnis von mehr als 20 Jahren kontinuierlicher Forschung und Entwicklung. Die Ursprünge des Comet-Solvers reichen zurück zur Advanced Consulting Group der Automated Analysis Corporation. Unter der technischen Leitung des Branchenveteranen Dr. Ravi Raveendra hat Comet darauf basierend eine globale Benutzerbasis aufgebaut, die viele Top-Unternehmen, Universitäten und Forschungseinrichtungen weltweit umfasst. Die von Comet Technology (CTC) entwickelten Niederfrequenz-Boundary Element-Solver haben viele einzigartige Merkmale und Funktionen, die das Ergebnis von Auftragsforschungsprogrammen mit der NASA, anderen amerikanischen Regierungsbehörden und der Automobilindustrie sind. Die Solver sind ein zentraler Bestandteil der Akquisition und ergänzen die bereits vorhandenen Solver in der vibro-

akustischen Software VA One und der Virtual Performance Solution der ESI Group.

www.esi-group.com

FE-DESIGN

Release von TOSCA Fluid 2.2.0

FE-DESIGN präsentiert die neue Version von TOSCA Fluid. Das Release 2.2.0 des modularen Tools für effiziente Topologieoptimierung von Kanalströmungsproblemen bietet folgende Verbesserungen und Erweiterungen an: Volle Unterstützung des STAR-CCM+ CFD-Solvers (in der Versionen 5 und 6); erhöhte Benutzerfreundlichkeit durch verbesserte grafische Oberfläche (GUI); erweitertes Logging und bessere Fehlerbehandlung; vereinfachtes Lizenz-Setup; besserer Umgang mit Netz-Interfaces; verfeinerter Glättungsalgorithmus zur Vermeidung von Schrumpfen an den Ergebnisoberflächen während des Glättungsprozesses (optional in

der GUI); erweiterte Unterstützung von STL als Ergebnis-Format und Berücksichtigung unterschiedlicher Zonen ermöglicht schnelle und nahtlose Rückführung der Optimierungsergebnisse ins ursprüngliche CFD-Setup und eine schnellere Durchführung einer automatischen Validierung; Unterstützung von ANSYS FLUENT wurde auf die Version 12.1.4 aktualisiert.

Topologieoptimierung zur effizienten Geräuschreduzierung
„EnAkOM - Entwicklung akustischer Optimierungsmethoden“: unter diesem Titel haben das Karlsruher KIT, die Hamburger Firma NOVICOS und die FE-DESIGN GmbH aus Karlsruhe in den letzten 18 Monaten gemeinsam ein innovatives Optimierungsverfahren entwickelt. Ziel des im Rahmen eines vom BMWi (Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie) geförderten ZIM-Projektes (Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand) ist es, Bauteilkomponenten hinsichtlich NVH (noise, vibration, harshness), also meist akustische Eigenschaften, zu verbessern. Durch das entwickelte Optimierungsverfahren wird in Verbindung mit einer FEM-Analyse (z.B. ABAQUS, NASTRAN, ANSYS) aus einem vorgegebenen Bauteil ein Vorschlag für ein Bauteil ermittelt, das ganz spezielle NVH-Eigenschaften aufweist. Damit lassen sich zukünftig z.B. Maschinen, Getriebe, Fahrzeugbauteile oder Geräte aus der Medizintechnik bzgl. ihres Schwingungs- und Schallabstrahlungsverhaltens schneller und kostengünstiger verbessern. Die neu entwickelten Verfahren sind in die Software TOSCA Structure.topology eingeflossen und werden bereits von ersten Industrieanwendern erfolgreich eingesetzt. FE-DESIGN bietet diese Lösungen ab sofort als Dienstleistung für die unterschiedlichsten Branchen an. Unsere Kunden können die neuen Softwaremodule für TOSCA Structure aber auch erwerben und in der Produktentwicklung selbst anwenden.

www.fe-design.de

FLUIDON

Neue Version 3.7 von DSHplus
Die FLUIDON GmbH gab die Veröffentlichung der Version 3.7 von DSHplus, der Simulationsumgebung für die dynamische, nichtlineare Berechnung von komplexen fluidtechnisch-mechatronischen Systemen, bekannt. Die neue Version enthält zahlreiche Neuerungen und Erweiterungen der Benutzeroberfläche, des Solvers und der zur Verfügung stehenden Bibliotheken und Schnittstellen. Die überarbeitete Benutzeroberfläche bietet nun allen Anwendern eine animierte Simulation, eine wichtige Hilfestellung beim Verständnis der Systeminteraktionen. Zur deutlichen Produktivitätssteigerung der Programmanwender tragen die neuen Reportfunktionen und die vereinfachte Handhabung des Modellaufbaus bei. Ein verschlankter Solvercode sowie zahlreiche auf Rechenzeit optimierte Komponenten der zur Verfügung stehenden Bibliotheken werden darüber hinaus dazu beitragen, die Simulationszeiten zu verkürzen und es so ermöglichen, noch schneller zu aussagekräftigen Ergebnissen zu kommen. Die eingebundenen Bibliotheken wurden durch neue Komponenten erweitert, wie z.B. Rückschlagventile mit verschiedenen Ansätzen zur Bestimmung des Öffnungsquerschnitts und der druckwirksamen Fläche. Außerdem ist nun auch die Partikelbibliothek vollständig in das Produkt integriert. Desweiteren enthält DSHplus 3.7 eine neue Schnittstelle für die Anbindung von Benutzermodulen für benutzerspezifische Programmierungen sowie erweiterte Schnittstellen zu Matlab und verschiedenen Mehrkörpersimulationsprogrammen.

www.fluidon.com

FRAUNHOFER SCAI

SCAI und Microsoft bringen HPC Computing in die Cloud

Die enge Forschungspartnerschaft von Microsoft Deutschland mit dem Fraunhofer-Institut für Algorithmen und Wissenschaftliches Rechnen

SCAI bringt Unternehmen Vorteile auf dem Gebiet des Hochleistungsrechnens und Technical Computing. In der Cloud können sie kosteneffizient auf diskrete Optimierungs- und numerische Simulationsanwendungen zugreifen. Die getesteten Anwendungen laufen auf Windows-HPC-Clustern, welches mit Windows HPC Server 2008 R2 aktuell ein 128 Core starkes Cluster umfasst. Aufwändige Berechnungen lassen sich so auslagern. Das Whitepaper vom Fraunhofer SCAI zum Thema Interoperabilität zwischen Windows und Linux in der Cloud können Sie laden unter: www.scai.fraunhofer.de/interop

www.scai.fraunhofer.de

IBM

10 Milliarden Dateien in 43 Minuten

Forscher von IBM haben einen weiteren Schritt hin zu künftigen Speichersystemen mit extrem großem Datenbestand getan. In einem Versuch konnten 10 Milliarden Dateien auf einem einzigen System in nur 43 Minuten gescannt und erfasst werden. Damit wurde der bestehende Rekord - eine Milliarde Dateien in drei Stunden - um den Faktor 37 verbessert.

Neue Generation des XIV-Speichersystems

IBM hat heute eine neue Version des XIV-Speichersystems angekündigt, das den Zugriff auf Unternehmensdaten beschleunigen kann und gleichzeitig dabei hilft, Speicherkosten zu senken. Das IBM XIV Storage System der dritten Generation (Gen3) kann eine verbesserte Leistung für leistungshungrige Anwendungen bereitstellen wie beispielsweise in den Bereichen Virtualisierung, Analytik und Cloud Computing.

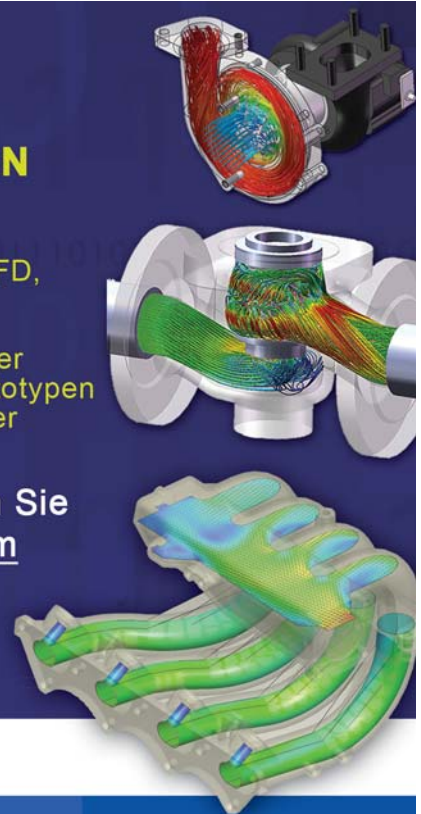
Erweiterte Speicherkapazitäten für kluge Köpfe

Die Technische Universität Braunschweig sichert ihre kritischen Daten nun mit zwei gespiegelten IBM Storwize V7000-Speichersystemen. Seit

ZEIT IST GELD - REDUZIEREN SIE DIE SIMULATIONSZEIT FÜR STRÖMUNGS- UND WÄRMETECHNISCHE SIMULATIONEN UM 65 BIS 75%

Testen Sie die mehrfach ausgezeichnete CFD Software FloEFD, das einzige vollintegrierte Simulationspaket für strömungs- und wärmetechnische Vorgänge für Pro/ENGINEER Wildfire und CATIA V5. Optimieren Sie die Effizienz und Qualität Ihrer Produkte und reduzieren Sie gleichzeitig die Anzahl der Prototypen und Ihre Entwicklungskosten in viel kürzerer Zeit als mit jeder anderen Software.

Möchten Sie FloEFD selber testen? Dann senden Sie eine Email an questions_mechanical@mentor.com oder rufen Sie uns an unter +49-69-130 253 0. Sie erhalten dann eine kostenlose Testversion für Pro/ENGINEER Wildfire oder CATIA V5.



www.mentor.com/mechanical

Mentor Graphics (Deutschland) GmbH
Hanauer Landstrasse 114-116, 60314 Frankfurt am Main
Tel: +49-69-130 253 0 Email: questions_mechanical@mentor.com

**Mentor
Graphics**

der Inbetriebnahme im Januar 2011 konnte die Technische Universität damit die Leistung des zentralen Speichernetzes mehr als verdoppeln und gleichzeitig die Energiekosten für den Betrieb – im Vergleich zum abgelösten Speichersystem – um mehr als 80 Prozent verringern. Dabei ist die TU Braunschweig einer der ersten IBM Kunden weltweit, der zur effizienten Datensicherung eine synchrone und asynchrone Datenreplikierung zwischen zwei Storwize V7000 Systemen verwendet.

Einhundert Jahre IBM

Das Unternehmen IBM beging am 16. Juni 2011 den einhundertsten Jahrestag seiner Gründung am 16. Juni 1911. Anlässlich dieses Meilensteins hat IBM ein neues Buch veröffentlicht: Making the World Work Better: The Ideas That Shaped a Century and a Company“. Darüber hinaus debütierte der neue Film „Wild Ducks“ (<http://www.youtube.com/watch?v=ksQrJh7s7N0>), und IBM Führungskräfte läuteten die

Eröffnungsglocke der New Yorker Börse.

Cloud Computing

Laut aktueller IBM Chief Information Officer (CIO)- Studie wollen 60 Prozent der befragten CIOs in den kommenden fünf Jahren Cloud-Technologien nutzen. Das sind nahezu doppelt so viele wie in der vorangegangenen CIO-Studie von 2009. Noch größer ist das Interesse an Business Intelligence- und Business Analytics-Werkzeugen: für 83 Prozent hat das Thema oberste Priorität, denn CIOs wollen die vorhandenen Daten noch besser und intelligenter nutzen. Ein weiterer Schwerpunkt bildet der zukünftige Einsatz von mobilen IT-Lösungen: Fast drei Viertel der CIOs sind davon überzeugt, dass sie neue Absatzchancen für ihr Unternehmen eröffnen. Zudem stimmen CIOs und CEOs zum ersten Mal in der Beurteilung wichtiger zukünftiger Aufgabenstellungen überein. Für die CIO-Studie 2011 befragte das IBM

Institute for Business Value weltweit rund 3000 CIOs aus 71 Ländern und 18 Branchen.

www.ibm.com

MENTOR GRAPHICS

FloEFD for Siemens NX

Mentor Graphics Corporation hat die neue Version FloEFD for Siemens NX product für Strömungsberechnungen (CFD) angekündigt. Die Software ist nahtlos in die Siemens NX Product Lifecycle Management (PLM) Software integriert.

www.mentor.com/mechanical

MSC SOFTWARE

MSC Software erobert mit XFlow CFD-Markt

MSC Software Corporation gab den Abschluss einer Partnerschaft zur strategischen Marktentwicklung mit Next Limit Technologies für XFlow

bekannt. Bei XFlow handelt es sich um eine innovative Lösung für die computergestützte Strömungssimulation (Computational Fluid Dynamics, CFD). XFlow ermöglicht die Berechnung der Interaktionen zwischen Flüssigkeiten und Gasen und zu festen Strukturen. Dazu gehört auch die Untersuchung von Wärme- und Massenübergang, beweglichen Körpern, Mehrphasensystemen, Akustik und Fluid-Struktur-Kopplung. XFlow basiert auf einem proprietären, partikelbasierten Lagrange-Ansatz und kann mühelos komplexe CFD-Probleme im Zusammenhang mit Konstruktion, Design, Wissenschaft und Architektur lösen. XFlow ist für Berechnungsingenieure und CAE-Experten konzipiert, die komplexes Strömungsverhalten untersuchen möchten. Der XFlow-Ansatz zur CFD-Analyse ermöglicht die komplexe Modellierung mit einer direkten und intuitiven Herangehensweise, minimiert die Anzahl algorithmischer Parameter und erspart den Vernetzungsprozess, der bei herkömmlichen Programmen sehr zeitaufwändig ist.

MD Adams: Untersuchungen des Bewegungsapparats

MSC Software gab bekannt, dass Forscher im CoRE-Labor (Computational, Robotics and Experimental Biomechanics) der Abteilung Orthopädie und Sportmedizin an der University of Washington Modellierungen und Simulationen des Bewegungsapparats mit MD Adams durchführen. Sie möchten herausfinden, mit welchen Übungen Astronauten bei langen Weltraummissionen Knochen und Muskeln gesund halten können.

Formula Student Team entwickelt Elektrofahrzeug mit MSC Adams

MSC Software unterstützt mit seinen Lösungen und Engineering Know How den Ingenieurwachstum in der Formula Student. Das neue Green Voltage Racing Team der Technischen Universität Clausthal setzt für die Fahrwerksentwicklung seines Rennwagens die Mehrkörpersimulationssoftware MSC Adams ein.

MSC Software startet Registered Consultant Programm

MSC Software gab den Start eines globalen Registered Consultant Programs bekannt. Mit diesem Programm soll das Serviceteam von MSC durch unabhängige Berater ergänzt werden. Kunden nehmen immer mehr Dienstleistungen von MSC in Anspruch. Um die gestiegene Nachfrage zu decken und gleichzeitig das hohe Serviceniveau zu halten, sucht MSC erfahrene Berechnungsingenieure. MSC hat mit der Rekrutierung von Berechnungsingenieuren begonnen, die Teil der Dienstleistungsfamilie von MSC werden sollen. Das Programm richtet sich an Ingenieure mit fundierten Kenntnissen im Bereich Engineering und Simulation in den verschiedensten Industrien wie Luft- und Raumfahrt, Automobil, Energie, Schiff- und Maschinenbau oder Konsumgüter. Ingenieure, die in das Programm aufgenommen werden, können ihre Fähigkeiten bei der Arbeit an speziellen Simulationsprojekten unter Beweis stellen. Dazu gehören beispielsweise CAE-Beratung, Implementierung, Wissenstransfer und Schulungen. Registered Consultants erhalten darüber hinaus folgende Vorteile: Teilnahme an Schulungen und Workshops von MSC, um ihre Benutzerkenntnisse zu vertiefen; Arbeit an Kundenprojekten, wenn spezielle Erfahrungen gefordert werden; Teilnahme an Beta-Programmen von MSC, um neue Versionen kennenzulernen und zu testen; Logo „MSC Registered Consultant“ als Referenz.

Adams/Bearing Advanced Technology (AT)

MSC Software kündigte die Freigabe von Adams/Bearing Advanced Technology (AT) an. Adams/Bearing AT ist ein anwenderfreundliches Softwarewerkzeug für die Modellierung von Wälzlagern im Mehrkörperdynamikprogramm Adams. Adams/Bearing AT ist kompatibel mit allen Optionen von Adams inklusive der flexiblen Körper.

Mars Exploration Rover der NASA wird mit MD Adams entwickelt

MSC Software gab bekannt, dass das Jet Propulsion Laboratory

(JPL) und Massachusetts Institute of Technology (MIT) der Universität in Washington MD Adams für die Entwicklung des Mars Exploration Rovers Opportunity der NASA ausgewählt haben. Ziel ist die Simulation eines dynamischen Modells des Mars Exploration Rovers mit mehreren Elementen. Zudem soll die Interaktion des Rovers mit Boden und Gestein beim Fahren über realistische Geländemodelle dargestellt werden.

www.mscsoftware.com

NVIDIA

Dassault Systèmes beschleunigt CAE mit NVIDIA-GPUs

Dassault Systèmes kündigt die Unterstützung von Abaqus 6.11 für Grafikprozessoren aus den NVIDIA Quadro- und Tesla-Produktfamilien an. Gegenüber der rein CPU-gestützten Berechnungsmethode führt die neueste Version des unter der Marke SIMULIA von Dassault erschienenen Analyse-Tools für Finite Elemente computergestützte technische Simulationen mit GPUs doppelt so schnell durch. Zwei der größten europäischen Automobilhersteller haben Abaqus FEA in der Version 6.11 für die Analyse des Strukturverhaltens von Großmotor-Modellen ausgewählt. Im Vergleich mit der ausschließlichen Berechnung durch CPUs nahm die GPU-gestützte Kalkulation lediglich die Hälfte der Zeit in Anspruch. Für die Automobilindustrie bedeutet diese Beschleunigung mehr Analysen in der gleichen Zeit. CAE-Ingenieure können Problemfälle schneller erkennen und somit ihre Entwicklungszeit reduzieren. „Anwender aus der Automobilentwicklung sind an der Beschleunigung ihrer Berechnungen in Abaqus 6.11 durch Grafikprozessoren sehr interessiert, da sie ihnen hilft, ein besseres Produkt zu niedrigeren Entwicklungskosten und einer kürzeren Entwicklungszeit zu konstruieren“, sagt David Watters, Senior Director Manufacturing and Design Industry bei NVIDIA. „Die Beschleunigung der Entwicklung ermöglicht es ihnen, mehr Varianten zu testen und neue Wege zur Gewichtsreduzierung von Fahrzeugkomponenten

zu konzipieren, um die Energieeffizienz der Fahrzeuge zu steigern - ohne Kompromisse an Qualität oder Fahrzeugsicherheit.“ Generell eignet sich SIMULIAS Analyse-Tool Abaqus Unified FEA außer für die Automobilindustrie auch für Simula-

tionen aus den Bereichen Luftfahrt, Energie, Elektronik, Naturwissenschaft, Industrieanlagen sowie dem Konsumgütersektor. NVIDIA-GPUs bauen auf CUDA, der Architektur für parallele Datenverarbeitung, auf, und können mit den gängigen

Entwicklungsplattformen wie C, C++ und Fortran programmiert werden. Eine Reihe von Applikationen unterstützt die Beschleunigung durch GPUs bereits.

www.nvidia.de



Es gelingt Ihnen. Mit NX for Simulation.

NX™ for Simulation von Siemens PLM Software beschleunigt das Engineering mit leistungsstarken Technologien für die Modelbearbeitung, Analyse, und das Daten- und Prozessmanagement. Mit NX können Sie die Modelaufbereitung um bis zu 70% reduzieren und integrierte Solver liefern Ergebnisse für große Modelle in der halben Zeit. Mehr dazu unter: www.siemens.de/plm/nxcae

Answers for industry.

SIEMENS

© 2011 Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. All rights reserved. Siemens and the Siemens logo are registered trademarks of Siemens AG. NX is a trademark or registered trademarks of Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. or its subsidiaries in the United States and in other countries. All other logos, trademarks, registered trademarks or service marks used herein are the property of their respective holders.

PROSTEP

PROSTEP PDF Generator 3D 2.0 mit vielen Erweiterungen

Kommunizieren, kommentieren und kontrollieren – die neue Version 2.0 der Server-Lösung PROSTEP PDF Generator 3D bietet noch umfassendere Funktionen für die Bereitstellung und Nutzung von Engineering-Daten auf Basis von PDF im Unternehmen und bei der Zusammenarbeit mit externen Partnern. Dank noch tieferer Integration der PLM-Konnektoren können Stücklisten, andere PDM-Informationen und begleitende Dokumente jetzt deutlich einfacher automatisch ausgelesen und in 3D-PDF-Dokumente eingebunden werden. Außerdem bietet die PROSTEP AG ihren Kunden mit der neuen Version die optionalen Module PDF Generator 3D Reader Extensions und PDF Generator 3D Rights Management an, mit denen sie bei der Erzeugung der 3D-PDFs festlegen können, was die Empfänger mit den Dokumenten machen können oder auch nicht machen dürfen.

www.prostep.com

SCIENCE + COMPUTING

Daimler beauftragt s+c für weitere drei Jahre mit CAE-Betrieb

Seit mehr als 10 Jahren betreibt s+c die IT im CAE-Bereich der Daimler AG. Dies ist um weitere drei Jahre verlängert worden. Der Auftrag umfasst das komplette Spektrum des Betriebs: Anwenderunterstützung, Vollbetrieb sowohl der Arbeitsplatzrechner also auch der Server unter Linux, Windows und UNIX, Management sämtlicher HPC-Cluster, umfassender Applikationsbetrieb vom Roll-Out bis zur Anwendungsoptimierung, Erstellen von Work- und Jobflows, Backup-, Archiv- und HSM-Betrieb, Betrieb der CAE Test- und Integrationsumgebung sowie CAE-Prozess- und Innovationsunterstützung. Für die kommenden drei Jahre wurden zudem eine Vielzahl von Optimierungsprojekten vereinbart. So soll beispielsweise die Architekturvielfalt reduziert werden,

die Administration weiter zentralisiert werden und der IT-Betrieb der PKW- und der Nutzfahrzeugsparte näher zusammengebracht werden. s+c freut sich über den erneuten großen Vertrauensbeweis des Kunden Daimler.

Visualisierung im Data-Center: s+c erweitert Partnerschaft mit Nice

Seit vielen Jahren schon arbeitet s+c mit der italienischen Firma Nice zusammen beim Thema Webportale für Engineering-Berechnungen. s+c ist dabei Vertriebs- und Implementierungspartner für die Software-Lösung EnginFrame von Nice. Diese Partnerschaft wird nun ausgeweitet auf die Visualisierungslösung NICE DCV (Desktop Cloud Visualization), die seit einiger Zeit von Nice weiterentwickelt wird. Ursprünglich von IBM konzipiert, ist NICE DCV eine Remote-3D-Visualisierungstechnologie, die es Anwendern aus dem Technical Computing ermöglicht, OpenGL-Applikationen zu nutzen, die in einem Data-Center laufen. Auf diese Weise profitieren sie vom schnellen und direkten Zugriff auf Ergebnisdaten. Für das interaktive Arbeiten mit 3D-Applikationen nutzt NICE DCV dann die in entsprechenden Cluster-Umgebungen vorhandenen schnellen Netzwerke und Visualisierungssysteme mit großem Hauptspeicher und High-End-Grafikkarten.

www.science-computing.de

SIEMENS PLM SOFTWARE

Weltweiter Rollout von NX bei Daimler und Zulieferern

Siemens PLM Software gab bekannt, dass sich die Daimler AG für eine Gesamtdauer von zehn Jahren auf die Produkte von Siemens PLM Software festgelegt hat. Damit verbunden ist ein umfangreicher Rollout: Daimler wird die bestehende Umgebung für Computer-aided Design (CAD) durch NX eine der weltweit führenden Lösungen für die digitale Produktentwicklung – ersetzen. Die Implementierung von NX wird für Personenwagen bis Ende 2015 abgeschlossen sein,

für Lastwagen bis Ende 2016. Die Installation und Migration erfolgt somit schnellstmöglich. Der weltweit gültige Zehnjahresvertrag sieht vor, dass Daimler mit dem Einsatz von NX in der ersten Fahrzeugbaureihe bereits Mitte 2012 beginnt. Siemens PLM Software wird ab Juli 2011 auch das weitverzweigte Netzwerk der Zulieferer von Daimler ausstatten. Ziel bei Daimler ist es, den Support für ihre Geschäftsprozesse durch den Einsatz einer nahtlos integrierter CAD-Suite zu optimieren. „Der geschlossene 10-Jahres-Vertrag untermauert das klare Ziel der Daimler AG fortschrittlichste Technologie einzusetzen, um unseren Kunden unübertroffene Qualitätsprodukte zu liefern.“ sagt Prof. Alfred Katzenbach, Information Technology Management Research and Development bei Mercedes-Benz Cars. „Wir wollen den Support unserer Geschäftsprozesse weiter verbessern, indem wir eine nahtlos integrierte CAD-Suite einführen.“ „Das klare Engagement und der Einsatzplan für NX betonen die erweiterte strategische Beziehung, die wir erstmals im November 2010 angekündigt hatten. Sie unterstreichen auch die Langzeitbeziehung zwischen Siemens PLM Software und der Daimler AG“, erklärt Chuck Grindstaff, President und Chief Technology Officer von Siemens PLM Software. „Die zunehmende Komplexität bei Design und Entwicklung von Fahrzeugen zwingt zahlreiche Unternehmen aus der Automobilbranche dazu, ihre aktuell eingesetzten Systeme zu überprüfen. Sie müssen sicherstellen, dass sie die branchenweit besten Lösungen verwenden – Daimler ist hier keine Ausnahme.“ Siemens PLM Software hat durch die bestehende Installation der Teamcenter Software bereits eine erfolgreiche Beziehung mit Daimler. Nach einer umfangreichen Bewertung traf Daimler die Entscheidung, Teamcenter weiterhin als Standard für das Produktdatenmanagement und PLM zu nutzen und darüber hinaus von der bislang eingesetzten CAD-Technologie zu NX zu wechseln.

Solid Edge ST4 mit neuen Werkzeugen

Siemens PLM Software hat Solid Edge ST4 vorgestellt. Damit können Maschinenbauer und Ingenieure Produkte einfacher und schneller entwickeln. Die aktuelle Version enthält zahlreiche neue Funktionen, die von Kunden angeregt wurden. Dazu gehören auch Erweiterungen der Synchronous Technology, mit denen bessere Produktentwürfe einfacher möglich sind. Darüber hinaus ist die Zusammenarbeit verschiedener CAD-Systeme (Multi-CAD) auf Basis des verbreiteten Dateiformates JT einfacher. Neue Werkzeuge beschleunigen zudem die Analyse von Blechteilkonstruktionen. Die Möglichkeiten bei der Zeichnungserstellung wurden ebenso verfeinert, wodurch die Kosten für die Dokumentation sinken. Solid Edge ST4 erweitert mit neuen Kapazitäten die intuitiv bedienbare Entwicklungsumgebung, mit der Maschinenbauer und Ingenieure bessere Produkte schneller entwickeln. Dazu gehört beispielsweise eine Erweiterung der „Live Section“-Funktionalität, mit der Rotationsteile einfacher und schneller erstellt und bearbeitet werden können. Außerdem sind neue 3D-Modellierungsbeziehungen für einfacheres Zentrieren, Offset und Bearbeiten nativer oder importierter Geometrien enthalten, sowie neue 3D-Baugruppenbeziehungen für automatische Positionierung von Teilen in einer Baugruppe, um Kollisionen von Teilen zu verhindern. Andere Erweiterungen beziehen sich auf die Möglichkeiten für Explosionsansichten.

Harvard Business Review zeigt Bedeutung von PLM

In der Wirtschaftswelt nach der Krise tragen hochentwickelte IT-Werkzeuge maßgeblich zu einer erfolgreichen Produktentwicklung bei und fördern diese sogar. Zu diesen Werkzeugen gehören beispielsweise das Product

Lifecycle Management (PLM) und eine Collaboration-Software, die es allen Beteiligten während der Konstruktion eines Produkts ermöglicht, Updates weiterzugeben, Daten wiederzuverwenden und Prozesse schlanker zu gestalten. Das ist eine der wichtigsten Erkenntnisse einer Studie unter mehr als 1.200 weltweit agierenden Unternehmen. Die von der Harvard Business Review Analytic Services durchgeführte Untersuchung zeigt, wie Firmen sich im Zuge der anspringenden Konjunktur positionieren, um ihre Umsätze zu steigern. Siemens PLM Software, eine Business Unit der Siemens-Division Industry Automation und weltweit tätiger Anbieter von Software und Services für PLM, unterstützte die Studie.

www.siemens.com/plm

TRANSTEC

transtec AG wird IBM Geschäftspartner für HPC im Mittelstand

Die transtec AG aus Tübingen hat mit IBM Deutschland eine Business Partnerschaft im Bereich High Performance Computing (HPC) vereinbart. Als IBM Business Partner erweitert transtec das Produktprogramm um die hochperformanten IBM Server-, Speicher- und Softwarelösungen. Damit setzt transtec den Ausbau dieses wichtigen Geschäftsbereichs weiter fort. Besonders mittelständischen Unternehmen eröffnen sich durch diese Kooperation neue Möglichkeiten, speziell auf ihre Bedürfnisse zugeschnittene High Performance Systeme zu erhalten. Die Zusammenarbeit zwischen transtec und IBM bietet Kunden, deren Geschäft vom Einsatz intensiver Rechenleistung profitiert, effiziente Lösungen für den Unternehmensalltag. High Performance Computing ist längst keine Domäne der Großforschung oder spezieller

Entwicklungsabteilungen in Großunternehmen mehr. Der Mittelstand nutzt heute Hochleistungsrechner nicht nur in klassischen Einsatzgebieten wie CAE-Berechnungen, sondern auch bei Simulationen im betriebswirtschaftlichen Umfeld, bei Risikoevaluationen, quantitativer Finanzanalyse, Data Mining- und Business Analytik. Mit den einfach zu managenden Lösungen wird HPC künftig in noch mehr Aufgabenstellungen einsetzbar. transtec bietet dazu das komplette HPC-Lösungsportfolio der IBM an - vom klassischen x-Server bis zum Power-7-System für Anwendungen mit maximalen Hauptspeicher- und CPU-Anforderungen, zusammen mit der HPC-spezifischen Middleware. Ergänzt wird das Portfolio um die iDataPlex-Systeme und die Tivoli-Systems-Management-Software. Zudem bringen transtec HPC-Cloud-Services mittelständischen Kunden die ganzen Erfahrungen von transtec und IBM im Design, Aufbau und Betrieb von High Performance Lösungen in besonders effizientem Zuschnitt in ihre Unternehmen.

www.transtec.de

YACHT TECCON

Als „Top Arbeitgeber Ingenieure“ ausgezeichnet

Der Ingenieur- und IT-Dienstleister Yacht Teccon ist vom CRF Institute offiziell als ‚Top Arbeitgeber Ingenieure‘ ausgezeichnet worden. Das Top Arbeitgeber Zertifizierungssiegel bestätigt das außergewöhnlich gute Personalmanagement von Yacht Teccon speziell für die Zielgruppe Ingenieure. Laut CRF hat Yacht Teccon vor allem in den Einzelkategorien ‚Karrieremöglichkeiten‘ und ‚Training und Entwicklung‘ hervorragend abgeschnitten.

www.yacht-teccon.de

Bitte senden Sie uns Ihre Pressemitteilungen an magazin@nafems.de.

Die hier veröffentlichten Texte wurden nicht redaktionell redigiert und weitgehend unverändert von den jeweiligen Firmen übernommen.

**NAFEMS e-Learning Kurs:
Dynamic FE Analysis**

04.08. (7 Wo) Internet www.nafems.org/e-learning NAFEMS

**NAFEMS e-Learning Kurs:
Basic FE Analysis**

09.08. (4 Wo) Internet www.nafems.org/e-learning NAFEMS

GACM Colloquium on Computational Mechanics

31.08.-02.09. Dresden, D www.gacm2011.bau.tu-dresden.de TU Dresden

**NAFEMS Trainingskurs:
Einführung in die praktische Anwendung der FEM**

12.-14.09. Wiesbaden, D www.nafems.org NAFEMS

Deutsche SIMULIA-Konferenz

19.-20.09. Bamberg, D www.simulia.com/de Dassault Simulia

Tools and Technologies for Processing Ultra High Strength Materials

19.-21.09. Graz, A www.toolsandforming.com TU Graz

**NAFEMS e-Learning Kurs:
Practical Introduction to CFD**

20.09. (4 Wo) Internet www.nafems.org/e-learning NAFEMS

ECCOMAS Thematic Conference on the Mechanical Response of Composites

21.-23.09. Hannover, D www.composites2011.info Univ. Hannover

Composites Europe

27.-29.09. Stuttgart, D www.composites-europe.com

Digmat Users' Meeting

10.-12.10. München, D www.e-xstream.com e-Xstream

LS-DYNA Forum

13.10. Filderstadt, D www.dynamore.de DYNAmore

ANSYS Conference & CADFEM Users' Meeting

19.-21.10. Stuttgart, D www.usersmeeting.com ANSYS/CADFEM

SYSWELD Forum

25.10. Weimar, D www.esi-group.com ESI

COMSOL Conference

26.-28.10. Stuttgart, D www.comsol.eu/conference Comsol Multiphysics

Marc User Meeting

27.-28.10. München, D www.mscsoftware.com MSC.Software

Int. Conference on Computational Engineering

04.-06.10. Darmstadt, D www.conference-ce.de TU Darmstadt

Europ. HyperWorks Technology Conference

07.-09.11. Bonn, D www.altairhtc.com/europe Altair Engineering

NAFEMS Seminar:
Die Rolle von CAE in der Systemsimulation
 08.-09.11. Wiesbaden, D www.nafems.org

NAFEMS Trainingskurs:
Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications
 14.-15.11. Wiesbaden, D www.nafems.org

Europ. NAFEMS Conference:
Simulation Process and Data Management (SDM)
 15.-16.11. München, D www.nafems.org

Euromold
 30.11.-03.12. Frankfurt, D www.euromold.com

Vorankündigung:
1. NAFEMS DACH Regional Conference
08. - 09.05. 2012, Bamberg, D www.nafems.org

Weitere NAFEMS Veranstaltungen finden Sie unter

www.nafems.org/events

ONE
ASSOCIATION
 1 0 0 0 M E M B E R
 O R G A N I S A T I O N S

ONE
VISION
 3 0 0 T E C H N I C A L
 G R O U P P A R T I C I P A N T S

ONE
COMMUNITY
 O V E R 3 0 0 0
 E V E N T A T T E N D E E S

ONE
NAFEMS
 T H E I N T E R N A T I O N A L
 A S S O C I A T I O N F O R
 T H E E N G I N E E R I N G
 A N A L Y S I S C O M M U N I T Y



www.nafems.org

Rechnerische Methoden zur Lebensdauerauslegung moderner Faserverbundwerkstoffe: Überblick und Ausblick

J. Eulitz, R. Grothaus, S. Kroll (EAST-4D Carbon Technology GmbH)

Die rechnerische Lebensdauervorhersage hat für metallische Strukturen bereits ein hohes Zuverlässigkeitsniveau erreicht. Für faserverstärkte Kunststoffe (FVK) führen die dem Stand der Technik entsprechenden Methoden zu Gewichtsnachteilen. Dies ist eine Folge dessen, dass anisotropes und nicht-lineares Degradationsverhalten in Festigkeit und Steifigkeit vernachlässigt oder durch konservative Abminderungsfaktoren berücksichtigt werden. Es wird ein angepasstes Analyseverfahren vorgestellt, welches das Ziel verfolgt, die Vorhersagegenauigkeit berechnungsbasierter Festigkeitsnachweise zu erhöhen. Durch den Einsatz von Prozesssimulation in Verbindung mit bruchmodebezogenen Versagenskriterien sowie einem iterativen Degradationsalgorithmus, der ebenfalls bruchmodebezogene Versagenskriterien verwendet, um den Degradationsfortschritt zu bestimmen, werden beachtliche Einsparungen bei Versuchsaufwand und Entwicklungszeit ermöglicht.

1 Einführung

Der Beweis, dass ein Produkt seinen mechanischen Anforderungen gerecht wird, ist ein wesentlicher Schritt auf dem Weg zur Markteinführung. Dieser Nachweis kann durch berechnungsbasierte oder experimentelle Methoden erbracht werden. Für komplexe Komponenten und Systeme stellt das Experiment nach wie vor den finalen Schritt dar. Im Allgemeinen legen Gesetze oder Normen die Vorgehensweise fest, gemäß derer Festigkeitsnachweise zu erbringen sind, wie z.B. die Richtlinie des Forschungskuratoriums Maschinenbau (FKM-Richtlinie) "Analytical strength assessment" [1]. Für isotrope Materialien ist damit bereits eine hohe Vorhersagequalität erreicht. Die aktuelle wissenschaftliche Arbeit konzentriert sich daher auf spezielle Ermüdungsprobleme wie z.B. an Pressverbindungen [2], bestimmte Bereiche der Wöhler-Diagramme wie high cycle fatigue (HCF) sowie verbesserte Schadensakkumulationshypothesen, welche bereits in entsprechenden Finite-Element (FE) Nachbearbeitungsalgorithmen implementiert sind [3]. Bezüglich der Bewertung des Schadensakkumulationsverhaltens wurden im vergangenen Jahrhundert hauptsächlich die Theorien von *Weibull* und *Miner* verwendet und verfeinert.

Bei Betrachtung der Vorgaben für kohlefaserverstärkte Kunststoffe (CFK) zeigt sich, dass trotz der breiten Anwendung in der Industrie und der allgemeinen Akzeptanz dieser Werkstoffklasse im Moment kein Verfahren existiert, um vollständig berechnungsbasierte Festigkeits- oder gar Betriebsfestigkeitsnachweise zu führen. Daher erfordert die Entwicklung komplexer Strukturen (doppelt gekrümmt, viele Absätze und Topologieveränderungen, Dickwandigkeit, multiaxiale und komplexe Belastung, multiaxiale Faserarchitektur) ein hohes Maß experimenteller Daten (siehe Abb. 1 und Tabelle 1), was einerseits hohe Kosten und andererseits hohe Entwicklungszeiten verursacht.

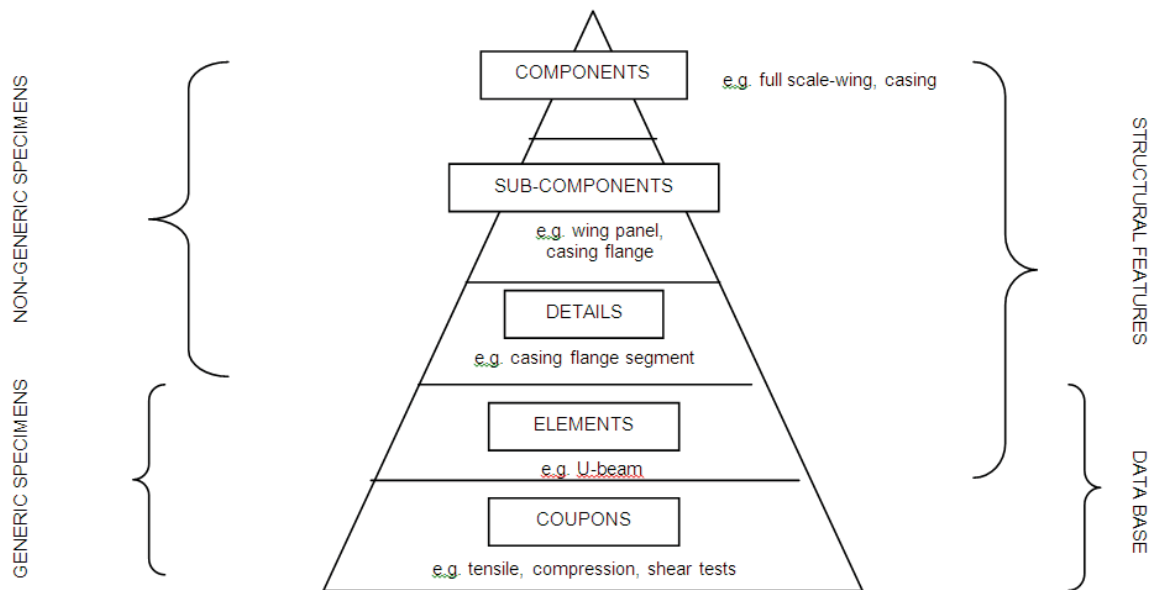


Abb. 1: „Pyramid of tests“ für die Zertifizierung von Verbundstrukturen gemäß [4]

Um den prinzipiellen Unterschied zwischen isotropen und orthotropen Materialien zu verdeutlichen, ist in Tabelle 1 der experimentelle Aufwand zur Bestimmung grundlegender Informationen über das Ermüdungsverhalten beider Werkstoffklassen gegenübergestellt.

Tabelle 1: Testaufwand zur Charakterisierung der S/N-Kurven für isotrope und orthotrope Materialien (jedes Spannungsverhältnis R mit 5 Lastniveaus und je 5 Proben, Versagensmoden gemäß Abb. 3)

R	Isotrope Metalle	UD CFK (5 Versagensmoden)	BD CFK Kette ≠ Schuss (9 Versagensmoden)	BD CFK Kette = Schuss (6 Versagensmoden)
1	25	125	225	150
0	25	125	225	150
-1	25	125	225	150
Σ	75	375	675	450

Um neue Märkte zu erschließen und Produkte mit besseren Eigenschaften in kürzeren Zeiträumen entwickeln zu können, ist es notwendig, die berechnungsbasierte Festigkeits- und Ermüdungsvorhersage, die bezüglich des Standes der Wissenschaft bereits weit fortgeschritten ist, besser in den Entwicklungsablauf zu integrieren und den Einsatz leistungsfähiger Softwarewerkzeuge zu erweitern.

Industrielle Entwicklungsprozessketten für faserverstärkte Materialien erfordern:

- Entwicklungszeiträume wie für isotrope Komponenten
- Verbesserte Produkteigenschaften gegenüber isotropen/ metallischen Materialien (Kompensation hoher Materialpreise und komplexer Produktionsprozesse)
- Zuverlässigkeit von Berechnungen wie bei isotropen Materialien
- Reduktion der notwendigen Versuche auf Standardproben und Validierungsversuche an kompletten Bauteilen

Das Ziel dieses Beitrags ist es, eine im Moment verwendete industrielle Methode zur Durchführung von Betriebsfestigkeitsanalysen für faserverstärkte Verbunde darzustellen sowie den Ausblick zu geben auf die zukünftige Simulationsprozesskette für den berechnungsgestützten allgemeinen Festigkeitsnachweis sowie den Betriebsfestigkeitsnachweis komplexer Faserverbundstrukturen.

2 Stand der Technik

Die, welche auf verschiedenen Gefährdungsgraden und Philosophien basieren. Diese Kriterien sind: Anforderungen an Leichtbaustrukturen sind z.B. geringes Gewicht, Festigkeit und Steifigkeit sowie Zuverlässigkeit. Zwischen diesen Anforderungen muss ein Kompromiss gefunden werden. Zu diesem Zweck wurden Konstruktionskriterien eingeführt

- Infinite-Life
- Damage Tolerant Design
- Safe-Life
- Fail-Safe Design

Der Infinite-Life-Ansatz ist trotz des höchsten Sicherheitsniveaus in Leichtbaustrukturen oft nicht anwendbar, weil hohe Sicherheitsfaktoren starke Gewichtsnachteile bedingen. Damage tolerant design verwendet bruchmechanische Ansätze, um die Position und Charakteristik von Anrissen zu bestimmen und das Risswachstum vorherzusagen, sodass Risse bei regelmäßigen Inspektionen festgestellt werden können, bevor diese kritisch werden. Diese Vorgehensweise ist sehr aufwändig und wird daher nur in Branchen eingesetzt, in denen ein wesentlicher Schwerpunkt darin besteht, das leichtestmögliche Bauteil zu realisieren, wie z.B. in der Raumfahrt. Die Vorgehensweise ist insbesondere für orthotrope Verbundmaterialien sehr zeitaufwändig, da die verschiedenen Rissfortschrittsmoden (z.B. K_I , G_I und gemischte Moden), in Verbindung mit den Versagensmoden gemäß Abb. 3 betrachtet werden müssen. Weiter verbreitet ist der Safe-Life-Ansatz, bei dem Bauteile derart ausgelegt werden, dass sie einer genauen Anzahl von Lastwechseln/-zyklen standhalten und anschließend im Rahmen regelmäßiger Wartung ausgetauscht werden, unabhängig davon, ob sie versagt haben oder nicht. Ähnlich dem Infinite-Life-Ansatz ist der Gewichtsnachteil für Safe-Life-Bauteile relativ hoch, weil die verwendeten Sicherheitsfaktoren sehr unterschiedliche Belastungsbedingungen, Streuung von Testergebnissen, Qualitätsvariabilität usw. abdecken müssen. Das letzte Kriterium "Fail-Safe Design" bedeutet, dass beispielsweise Ermüdungsbrüche akzeptiert werden, solange sie gefunden werden können, bevor sie ein strukturelles Versagen der Struktur verursachen oder mehrere Lastpfade vorhanden sind, sodass im Falle des Versagens eines Lastpfades die anderen die Last übernehmen können.

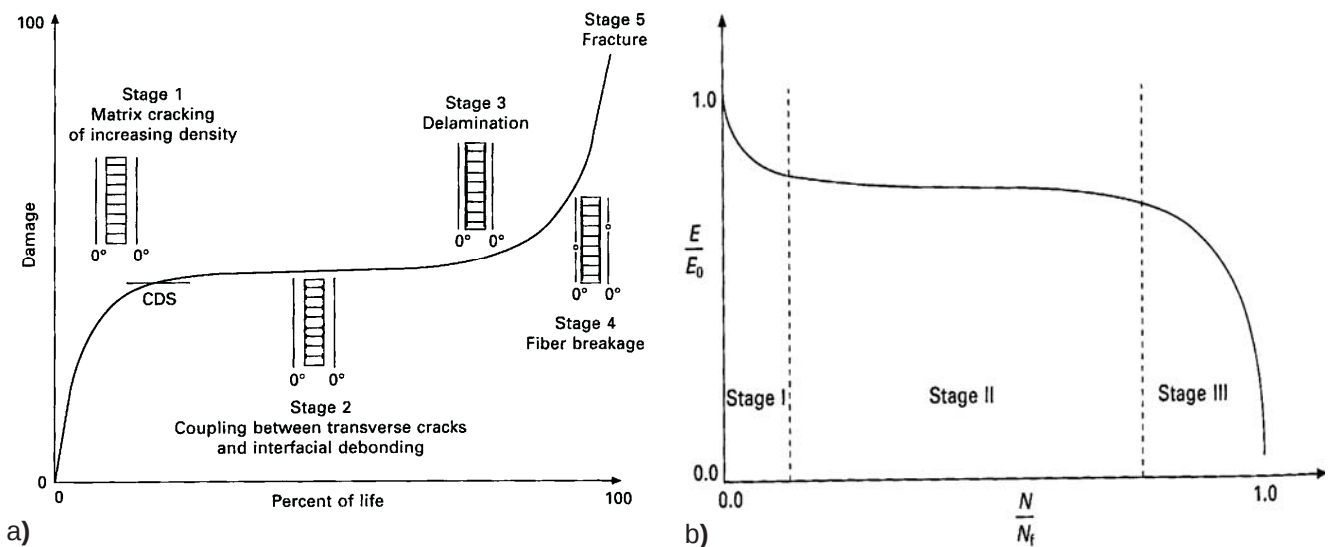


Abb. 2: Ermüdungsverhalten von Faserverbundmaterialien

a) Schadenstypen [7, S. 254],

b) Allgemeine Steifigkeitsdegradation [7, S. 104]

Unabhängig davon, welches Gestaltungskriterium zum Einsatz kommt, muss die Festigkeit des Bauteils entsprechend eines Standards nachgewiesen werden. Die Grundlage der Nachweisführung für den allgemeinen Festigkeits- oder gar den Betriebsfestigkeitsnachweis, welche in der Industrie etabliert sind, bilden Standards aus dem militärischen Bereich [4], des Vereins Deutscher Ingenieure (VDI) [5], des Germanischen Lloyd (GL) [6] sowie firmenspezifische Nachweisstrategien. Die meisten bisher eingesetzten Methoden sind aus der Analyse traditioneller isotroper Materialien wie Stahl, Aluminium und Titan übernommen wie z.B. die Verwendung von Wöhler-Kurven und Goodman-Diagrammen sowie die Miner-Regel. Diese traditionellen Theorien vernachlässigen allerdings einige verbundspezifische Effekte wie

- Anisotropie
- verschiedene Versagensmoden
- Visko-Elastizität (Matrix dominierte Eigenschaften)
- Steifigkeitsdegradation.

Wegen des signifikant anderen Ermüdungsdegradationsverhaltens (siehe Abb. 2) von FVK ist die Gültigkeit dieser Methoden sehr eingeschränkt. Aus diesem Grund werden derzeit im Rahmen der etablierten Standards, wie z.B. dem GL [6], allgemeine Abminderungsfaktoren eingeführt, um die Unzulänglichkeiten der verwendeten Materialmodelle, Konstruktionsmethoden und unzureichende Verfügbarkeit von Materialdaten abzudecken.

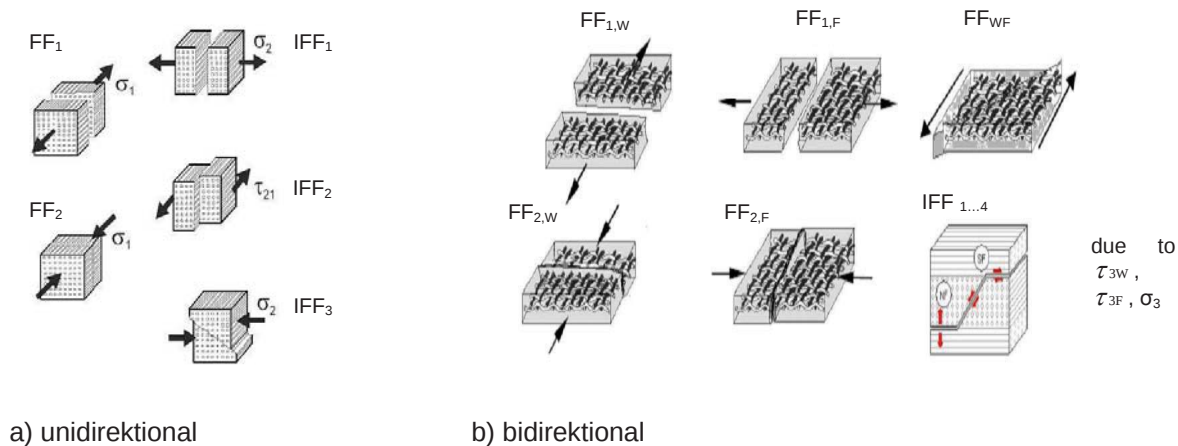


Abb. 3: Faserbruch (FF) und Zwischenfaserbruch (IFF) Moden von Verbunden mit fünf Moden für transversal-isotrope unidirektionale Schichten (a) und neun Moden für orthotrope bidirektionale Verbunde mit asymmetrischer Kett- (W) und Schuss (F) Architektur (b) [9]

Gemäß dem Germanischen Lloyd kann der allgemeine Festigkeitsnachweis und der Betriebsfestigkeitsnachweis als Spannungs- oder Dehnungsanalyse durchgeführt werden. An kritischen Querschnitten soll in jedem Fall eine Dehnungsanalyse erfolgen [6]. Weiterhin muss in Faserbruch und Zwischenfaserbruch differenziert werden. Abb. 3 gibt einen Überblick über die Versagensmoden unidirektionaler und bidirektionaler Schichten.

2.1 Aktuelle Prozesskette zum simulationsunterstützten Ermüdungsnachweis

Der folgende Ablauf repräsentiert eine übliche Nachweismethode für FVK-Strukturen gemäß Abb. 1.

Schritt 1:

- Bestimmung von S-N-Kurven für verschiedene Versagensmoden und Umgebungsbedingungen an standardisierten und generischen Probekörpern und Elementen (Bestimmung von Abminderungsfaktoren z.B. für Ermüdung und Streuung)

Schritt 2:

- Spannungsanalyse unter Verwendung der FEM, um kritische Lastfälle auf Basis des Maximalwertes versagensmodebezogener Bruchkriterien zu ermitteln
- Definition von nichtgenerischen Details und Subkomponenten für strukturelle Ermüdungsversuche entsprechend Abb. 1 Pyramidenstufen 3 und 4

Schritt 3:

- Bestimmung von S-N-Kurven für nichtgenerische Details und Subkomponenten
- Bestimmung von Abminderungsfaktoren für Dimensionen (Größenfaktor) und Produktionseffekte (z.B. verschiedene Prozesstechnologien mit Unterschieden im Porengehalt, Bindersystemen und lokaler Faserarchitektur, Effekte wie z.B. Faserabrieb, Faservorschädigung, Faservolumengehaltsschwankung, Mikrorisse)
- Abgleich experimenteller Daten und der Berechnungsergebnisse

Schritt 4:

- Ermüdungs-/ Lebensdauernachweis unter Verwendung von FEM mit Abminderungsfaktoren für Ermüdung, Umgebungsbedingungen, Größeneinfluss und Produktionseffekte
- Definition des Testprogramms für die Gesamtkomponente

Schritt 5:

- Prüfung der Gesamtkomponente um Safe-Life bzw. Fail-Safe nachzuweisen

Die VDI-Richtlinie 2014 [5] gibt an, dass versagensmodebezogene Versagenskriterien für den allgemeinen Festigkeitsnachweis von FVK verwendet werden sollen. Wichtig ist für die Verwendung dieser Ansätze (z.B. Puck, Cuntze), dass das Ergebnis dieser Versagenskriterien keine Vergleichsspannungen wie z.B. bei der von Mises Spannung (Gestaltänderungsenergiehypothese) sind, sondern Anstrengungsfaktoren, welche nicht mit den gemäß GL ermittelten Spannungswerten für bestimmte Zyklenzahlen verglichen werden können.

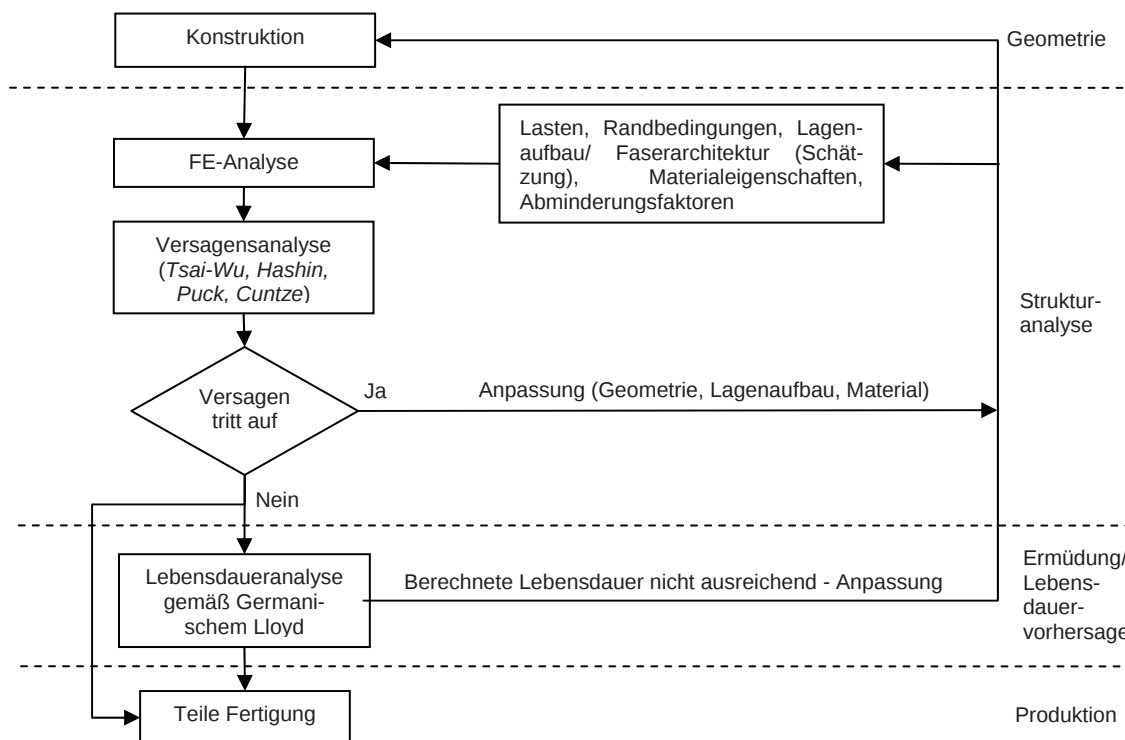


Abb. 4: Tragfähigkeitsnachweis für Verbundstrukturen unter Verwendung des GL-Standards

Es müssen daher die Festigkeitswerte für die einzelnen Richtungen in das Versagenskriterium eingesetzt werden, welche anhand von Proben für die Lastzyklenzahl ermittelt wurden. Alternativ können entweder statische Versuchsergebnisse, welche gemäß GL-Standard abgemindert wurden oder das Dehnungskriterium eingesetzt werden. Abb. 4 zeigt den typischen Ablauf des Festigkeitsnachweises für FVK-Strukturen.

2.2 Spannungsnachweis gemäß GL

Der Gestaltungswert der Festigkeit, die abgeminderte charakteristische Festigkeit des Materials, muss jederzeit höher sein, als die vorliegende Spannung, um die statische und die Betriebsfestigkeit nachzuweisen [6].

$$R_d = \frac{R_k}{\gamma_{Mx}} \geq S \quad (1)$$

Die charakteristischen Festigkeiten des Materials werden für das gesamte Laminat anhand von Festigkeitsmessungen ermittelt. Diese Kennwerte werden anhand der Messergebnisse jeder Probencharge berechnet, wobei

eine Reduktion der gemessenen Werte zwischen 25% und 49% vorgenommen wird, um die Streuung der Versuchsergebnisse zu berücksichtigen.

Der Gesamtabminderungsfaktor γ_{Mx} besteht gemäß (2) aus verschiedenen Einzelfaktoren, welche unterschiedliche Effekte mit negativer Wirkung auf die Materialfestigkeit berücksichtigen.

$$\gamma_{Mx} = \gamma_{M0} \cdot \prod C_{ix} \quad (2)$$

Für den allgemeinen und den Betriebsfestigkeitsnachweis werden geringfügig unterschiedliche Zusammensetzungen der Abminderungsfaktoren verwendet, wobei letzterer einen Faktor enthält, der anhand der angestrebten Zyklenzahl ermittelt wird. Die folgende Tabelle fasst die gemäß GL festgelegten Faktoren zusammen. Falls entsprechende Versuchsdaten vorliegen, welche geringere Abminderungsfaktoren rechtfertigen, können die Faktoren auch angepasst werden. Dies gilt insbesondere für den Faktor C_{2b} .

Tabelle 2: Abminderungsfaktoren gemäß [6]

Allgemein					
Faktor			Wert		Beschreibung
γ_{M0}			1.35		allgemeiner Sicherheitsfaktor
Statischer/ Allgemeiner Festigkeitsnachweis			Betriebsfestigkeitsnachweis		
Anteilige Sicherheitsfaktoren für das Material			Anteilige Sicherheitsfaktoren für das Material		
Faktor	Wert	Beschreibung	Faktor	Wert	Beschreibung
C _{2a}	1.5	Alterungseinfluss	C _{2b}	N ^{1/k}	Kurve der Schwingfestigkeit bei hohen Lastwechselzahlen für die Lastzyklenzahl N und den reziproken Koeffizient k
			k	9	für Glasfaserlamine mit Polyesterharzmatrix (φ>0,3)
			k	10	für Lamine mit Epoxidharzmatrix (φ>0,3)
			k	14	für Kohlefaserlamine (HT, φ>0,5) mit Epoxidharzmatrix
C _{3a}	1.1	Temperatur Effekt	C _{3b}	1.1	Temperatur Effekt
C _{4a}	1.1	Prepregs sowie (halb-) automatisch hergestellte Lamine	C _{4b}	1.0	für unidirektionale (UD) Verstärkungshalbzeuge
	1.2	Handlaminat		1.1	für nicht gewebte Halbzeuge und UD-gewebte Rovings
				1.2	für alle anderen Halbzeuge
C _{5a}	1.0	getempertes Laminat	C _{5b}	1.0	getempertes Laminat
	1.1	nicht getempertes Laminat		1.1	nicht getempertes Laminat
Abminderungsfaktor γ_{Ma} : 2,45...2,94			Abminderungsfaktor γ_{Mb} : 1,485...1,96 x N ^{1/k}		
φ...Faservolumengehalt					

2.3 Dehnungsanalyse gemäß GL

Alternativ bzw. ergänzend zum Spannungsnachweis muss gemäß [6] ein Dehnungsnachweis in kritischen Querschnitten geführt werden. Dabei darf die berechnete Dehnung die Bruchgrenze nicht überschreiten

$$\varepsilon_R = \frac{0,55\%}{C_{4a} \cdot C_{4b}} = 0,38...0,5\% \text{ (für GFK)} \quad \varepsilon_R = \frac{0,35\%}{C_{4a} \cdot C_{4b}} = 0,24...0,31\% \text{ (für CFK)} \quad (3)$$

2.4 Schadensakkumulation gemäß GL

In dem vom Germanischen Lloyd festgelegten Nachweisverfahren wird die klassische Miner-Regel für die Schadensakkumulation verwendet. Auf der Basis eines Goodman-Diagramms, welches aus einer S-N-Kurve erzeugt wird, können die ertragbaren Lastzyklenzahlen für verschiedene Dehnungs- bzw. Lastniveaus abgelesen werden. Der akkumulierte Schaden entspricht der Summe der auftretenden Lastwechselzahlen dividiert durch die ertragbaren Lastwechsel. Der Schaden darf die Zahl eins nicht überschreiten.

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (4)$$

2.5 Diskussion

Simulationsbasierte statische Festigkeitsnachweise mit zuverlässigen Ergebnissen entsprechen für dünnwandige und geometrisch einfache Strukturen mit einfacher Faserarchitektur dem Stand der Technik. Dabei müssen folgende Kriterien erfüllt sein:

- Verfügbarkeit von bestätigten Versuchsdaten für alle statischen Elastizitäts- und Festigkeitskennwerte
- Bruchmodebezogene Versagenskriterien sind implementiert oder können durch den Analysten in das Berechnungsprogramm integriert werden
- Faserarchitektur und -orientierung wird durch das Berechnungsmodell in ausreichend genauer Weise abgebildet

Für komplexere Produkte (dickwandig, doppelt gekrümmte Geometrie, komplexe Faserarchitektur) können mit den verfügbaren Konzepten und Softwarelösungen keine Ergebnisse erzielt werden, die eine Übereinstimmung mit Versuchsergebnissen in der notwendigen Genauigkeit aufweisen und zudem die in Kapitel 1 dargestellten Ziele erfüllen. Daher verweisen die Normen darauf, dass Simulationen immer durch begleitende Komponententests zu unterstützen sind.

Die Nachweisstrategie gemäß Germanischem Lloyd ist konservativ und allgemein gültig eingestellt. Wie in Tabelle 2 dargestellt, werden die gemessenen Materialkennwerte stark abgemindert. Der Gesamtabminderungsfaktor beträgt für den statischen Festigkeitsnachweis mindestens ~2,5 und für den Betriebsfestigkeitsnachweis mindestens ~1,5 multipliziert mit dem lastspielabhängigen Faktor C_{2b} . Das Ergebnis dieser Vorgehensweise ist beispielsweise für ein CFK-Material mit den Annahmen $C_{3b}=1,1$, $C_{4b}=1,0$ und $C_{5b}=1,0$ sowie C_{2b} (CFK, 10^6 Lastwechsel) = 2,68 ein Gesamtabminderungsfaktor von 3,98. Dieser Faktor ist unabhängig vom Versagensmode und gilt für alle Spannungskomponenten.

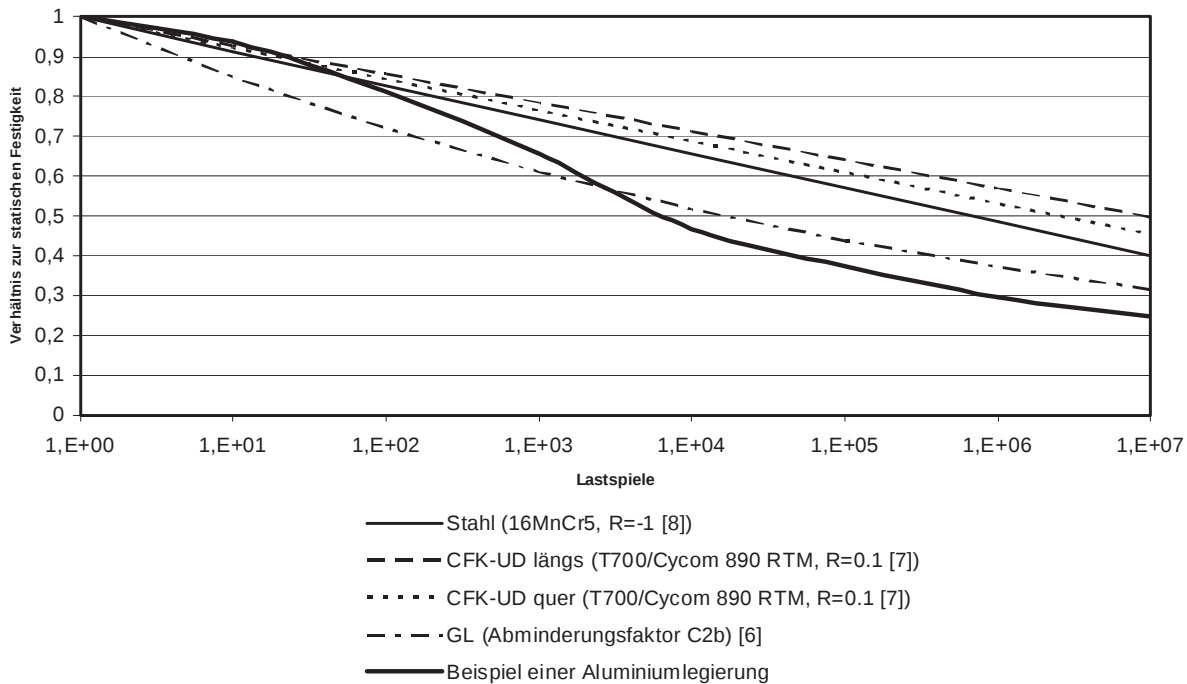


Abb. 5: Festigkeitsdegradation verschiedener Materialien im Vergleich zu Abminderungsfaktor C_{2b} gemäß Germanischem Lloyd

Daher führt diese Methode zu Überdimensionierung, welche häufig keine nennenswerte Gewichtsreduktion gegenüber isotropen Referenzkonstruktionen erlaubt. Der Verlauf des Abminderungsfaktors gemäß GL weicht stark von den an Einzellagen gemessenen Verläufen verschiedener Versagensmoden ab (siehe Abb. 5). Daher sind Festigkeitsreserven vorhanden, die genutzt werden sollten, um gegenüber metallischen Konstruktionen konkurrenzfähiger zu sein.

In ungünstigen Fällen ist es möglich, dass die Vernachlässigung bestimmter Prozesse, wie Spannungsumlagerungen durch degradationsbedingte Steifigkeitsreduktion einzelner Lagen, zu einer unerwarteten Versagenscharakteristik führt. Zusätzlich zeigt die Literatur [5], dass die Verwendung der Miner-Regel zur Schadensakkumulation die Lebensdauer um Faktoren von eins bis zehn überschätzt und daher kritisch geprüft werden sollte.

Projekte in der Vergangenheit haben gezeigt, dass auch die Definition der Faserarchitektur und -orientierung, welche sowohl für den statischen als auch den Betriebsfestigkeitsnachweis benötigt werden, eine große Anzahl von Vereinfachungen bedingen, um innerhalb der verfügbaren Ressourcen (Software, Daten) und Zeiträume Ergebnisse zu generieren. Dabei wichen die erzielten Ergebnisse stark von experimentellen Messwerten ab und ließen keine aussagekräftige Festigkeitsanalyse oder gar Festigkeitsnachweise zu.

3 Zukünftiger Ablauf zur Betriebsfestigkeitsbewertung von Verbundstrukturen

Um in der Zukunft in der Lage zu sein, zuverlässige Analysen der Festigkeit und Betriebsfestigkeit durchzuführen, sind verschiedene Ergänzungen zum bisherigen Berechnungsablauf vgl. Abb. 4 notwendig (siehe Abb. 6):

Der wesentliche Unterschied zu üblichen Verfahren ist der konsequente Einsatz bruchmodebezogener Versagenskriterien für die Festigkeitsanalyse wie z.B. die Konzepte von *Puck* oder *Cuntze*. Dieser Schritt ist prinzipiell bereits heute Teil der Normvorgaben [5]. In der praktischen Arbeit ist dies allerdings mit der Verwendung von selbstprogrammierten Nachbearbeitungswerkzeugen verbunden, da bruchmodebezogene Versagenskriterien in vielen kommerziell verfügbaren FE- und PLM-Programmen noch immer nicht implementiert sind. Diese Ansätze unterscheiden zwischen verschiedenen Versagensmoden (siehe Abb. 3), die bezüglich ihrer Gefährlichkeit nicht gleich sind. Dieser Umstand sollte in den Tragfähigkeitsnachweis in Form unterschiedlicher Sicherheitsfaktoren für die einzelnen Versagensmoden implementiert werden. Für die katastrophalen Faserbruchmoden FF_1 und FF_2 könnte z.B. ein Sicherheitsfaktor von 1,5 angesetzt werden, wohingegen für die weniger kritischen Versagensmoden wie z.B. IFF_2 ein Sicherheitsfaktor von 1,2 ausreichend sein könnte, woraus sich zusätzliches Gewichtseinsparpotential ergeben würde (Bedingungsleichtbau).

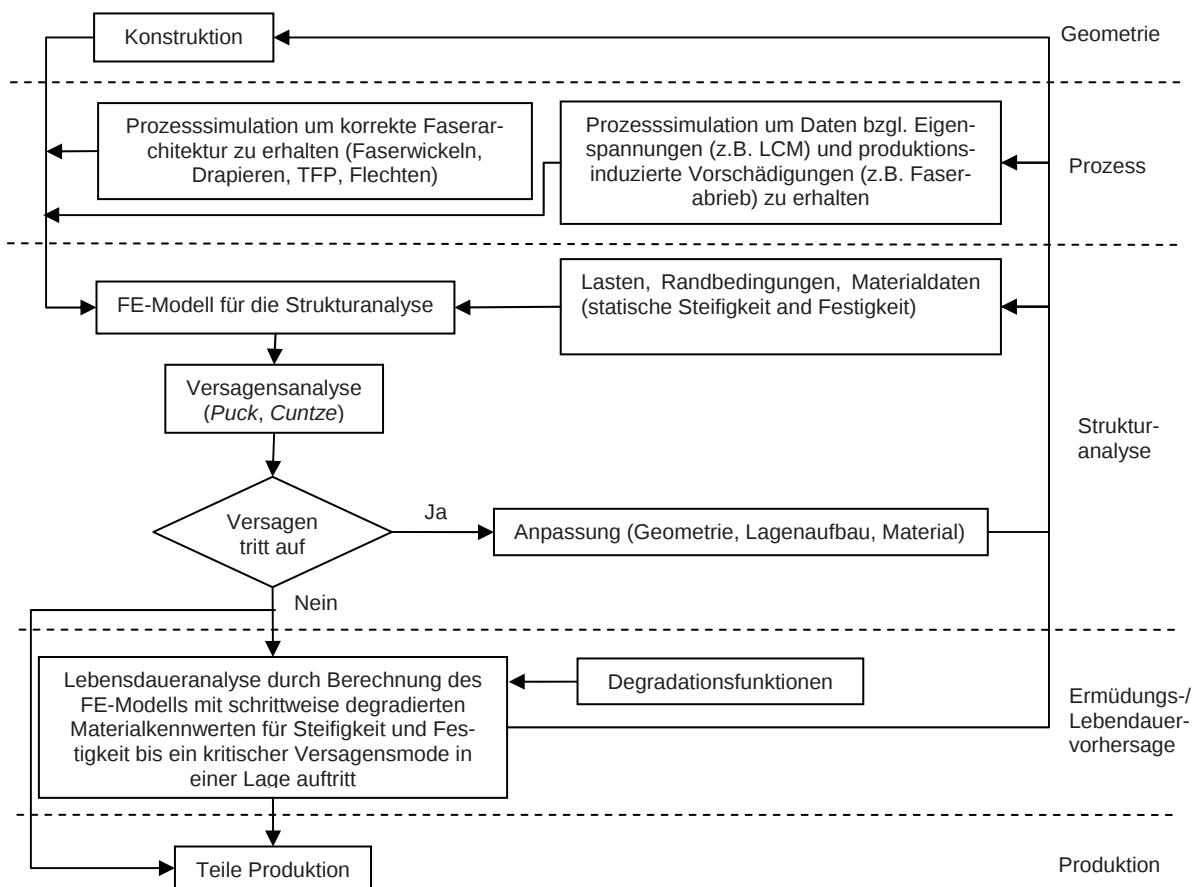


Abb. 6: Zukünftiger Berechnungs-/ Entwicklungsvorgang für komplexe Verbundstrukturen

Eine weitere wesentliche Veränderung ist die Verwendung einer Berechnungsmethode für die Betriebsfestigkeit, die das nichtlineare und richtungsabhängige Degradationsverhalten der FKV berücksichtigt. Abhängig vom ermittelten Anstrengungsfaktor muss eine Reduktion der mechanischen Kennwerte vorgenommen werden, die an experimentelle Ergebnisse angepasst ist. Insbesondere in Bauteilen mit vielen unterschiedlichen Lastfällen, die keine Ausrichtung der Faserverstärkung entlang eines Pfades zulassen, ist eine starke Degradation der mechanischen Eigenschaften in Schichten mit Schub- oder Querkzugbelastung zu erwarten, welche zu einer erheblichen Spannungsumverteilung im Laminat führt.

Es wurden bereits verschiedene Ansätze zur Vorhersage von Ermüdungsverhalten von Laminaten entwickelt. Ein bekanntes Konzept besteht darin, schrittweise die richtungsabhängigen Steifigkeits- und Festigkeitseigenschaften in Abhängigkeit vom Belastungszustand in der jeweiligen Richtung zu degradieren [7]. Ergänzend dazu schlagen die Autoren vor, einen Berechnungsalgorithmus zu verwenden, der das bruchmodebezogene Versagenskriterium von *Cuntze* verwendet und Steifigkeit und Festigkeit entsprechend der ermittelten Anstrengungsfaktoren degradiert, wobei an experimentelle Daten angepasste Degradationsfunktionen zum Einsatz kommen (siehe Abb. 7). Anschließend wird das Berechnungsmodell mit den degradierten Materialdaten neu berechnet. Dieser Schritt wird wiederholt, bis das Laminat vollständig versagt bzw. ein kritischer Versagensmode auftritt. Die Aufsummierung der Anzahl der Lastschritte bevor das kritische Versagen auftrat unter Berücksichtigung der Schrittweite ergibt die vorhergesagte Anzahl an Lastschritten, die von der Struktur ertragen werden kann. Für nichtkritische Versagensmoden führt die Steifigkeitsdegradation des Verbundes entsprechend Abb. 2b) zu einer Verletzung der Steifigkeitsanforderung und damit zu unzulässig hohen Verformungen der Struktur bzw. zu Funktionsverlust.

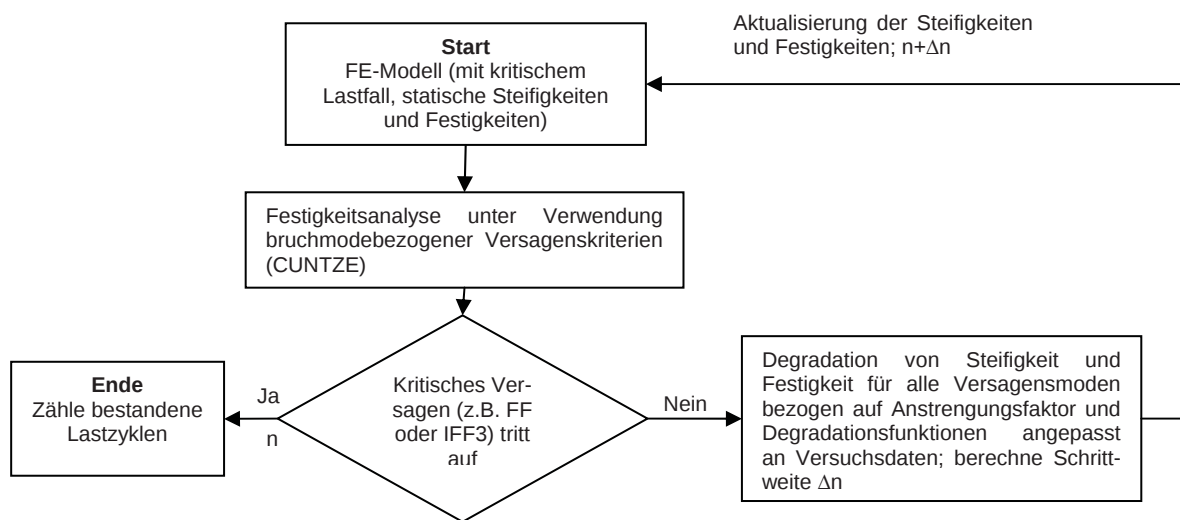


Abb. 7: Berechnungsschema für Ermüdung/ Lebensdauervorhersage

Ein weiterer Unterschied zwischen dem bestehenden (siehe Abb. 4) und dem zukünftigen Entwicklungsablauf ist die zusätzlich integrierte Simulation des Herstellungsprozesses. Die Prozesssimulation soll es ermöglichen, den hohen Einfluss von lagenweise unterschiedlichen Verschiebungen der Faserorientierung z.B. durch Drapieren zu berücksichtigen. Dies ist von besonderer Bedeutung für die Erzeugung realistischer Berechnungsmodelle in Bezug auf die Faserorientierung/-architektur und die Integration von speziellen Abminderungsfaktoren für produktionsinduzierte Vorschädigungen wie z.B. Faserabrieb und Faserbruch, die einen kritischen Einfluss auf das Festigkeits- und Ermüdungsverhalten haben können. Im Moment werden diese Einflüsse vernachlässigt oder durch Abminderungsfaktoren für Steifigkeit und Festigkeit in bestimmten Bereichen des Berechnungsmodells berücksichtigt, die aus umfangreichen Testprogrammen gewonnen werden (siehe Abb. 1). Ein Beispiel für eine solche Prozesssimulation zeigt Abb. 8, in der für eine Simulation des Filamentwickelprozesses an einem Turbineneinlaufkegel dargestellt ist, der den Lufttauglichkeitsnachweis erbracht hat und bei EAST-4D Carbon Technology GmbH seriell produziert wird. Die Konizität des Bauteils erzeugt eine kontinuierliche Veränderung der Faserorientierung, die für Spannungs- und Ermüdungsuntersuchungen berücksichtigt werden muß.

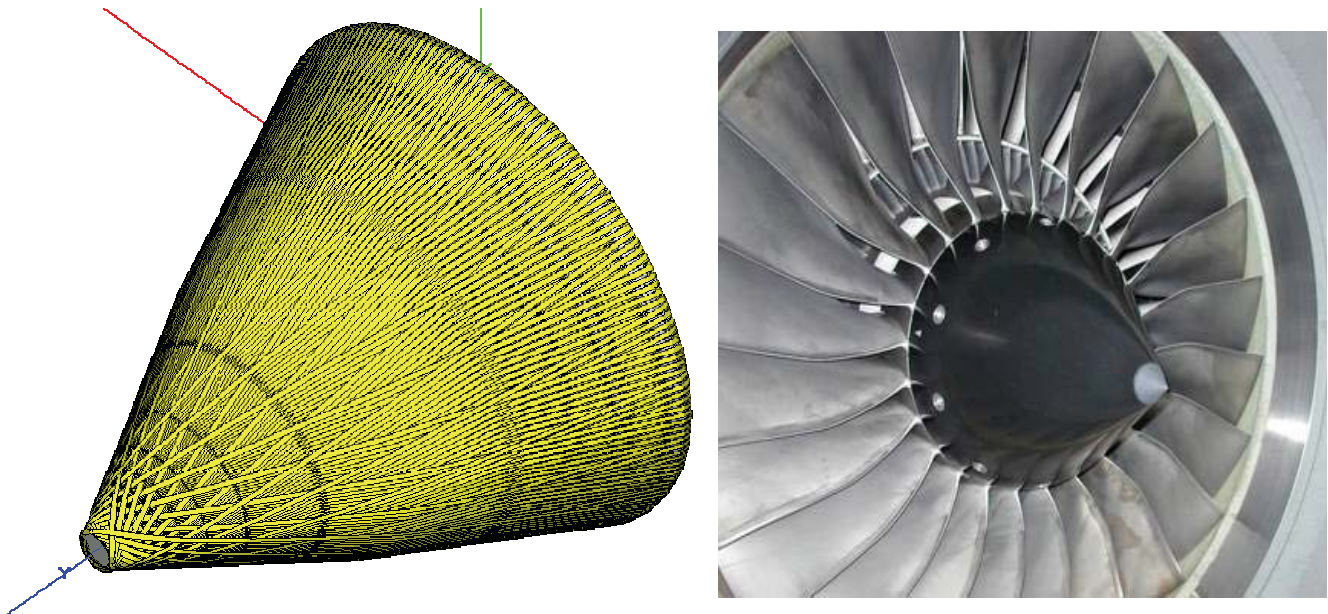


Abb. 8: Untersuchung der lokalen Faserorientierung durch Faserablagesimulation unter Verwendung von CADWIND® an einem Triebwerkeinlaufkegel

Durch den Einsatz eines Berechnungsverfahrens, welches über diese Erweiterungen verfügt, ist eine wesentlich genauere Vorhersage der Lebensdauer und Versagenscharakteristik möglich. Dadurch können Sicherheitsfaktoren reduziert und die Bauteile besser an die Anforderungen angepasst werden, wodurch Gewichtsvorteile gegenüber konkurrierenden Konstruktionen entstehen. Im Moment ist das Verfahren nur begrenzt industriell einsetzbar, da es in die verfügbaren kommerziellen Programmsystemen noch nicht ausreichend integriert ist. Bereits bestehende Programme aus dem akademischen Umfeld decken nur spezielle Fälle wie dünnwandige Schalenstrukturen ab. Darüber hinaus ist ein umfangreiches Testprogramm auf der Probenkörperebene notwendig, um die Ermüdungscharakteristik der einzelnen Versagensmoden zu bestimmen. Weitere Ansatzpunkte für zukünftige Untersuchungen sind die Aufstellung der Degradationsfunktionen und deren Anpassung an die experimentellen Ergebnisse sowie die Schadensakkumulation innerhalb der einzelnen Versagensmoden.

4 Literatur

- [1] Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM): "Analytical strength assessment", 5th issue, 2003
- [2] Leidich, E., Bružek, B.: „Untersuchungen zur Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen“, Konstruktion, 10/2010, S. 51-58, 2010
- [3] J. Papuga: "Mapping of Fatigue Damages – Program Shell of FE-Calculation", PhD-Thesis CTU Prague, 2005
- [4] Department of Defense (USA): "Composite Materials Handbook Vol. 3. Polymer Matrix Composites", 3F, 2002, 4-25
- [5] VDI: "VDI 2014 Part 3", 2006
- [6] Germanischer Lloyd: Vorschriften und Richtlinien für „IV Nichtmaritime Technik“: 1) Richtlinie für die Zertifizierung von Windenergieanlagen und 5) Rotorblätter, 1999
- [7] P. Vassilopoulos: "Fatigue life prediction of composites and composite structures", Woodhead Publishing Limited, 2010
- [8] DIN 743-3, 2000
- [9] Grothaus, R. M.: "Analysis of composite failure behaviour based on size effect invariant failure criterion", Proceedings of 18th European Conference on Fracture, Dresden, 2010

Energiebasiertes Degradationsmodell zur schichtenweisen Beschreibung der Ermüdung von Faserkunststoffverbunden unter Berücksichtigung verschiedener Versagensmodi

Heiko Krüger, Raimund Rolfes (Institut für Statik und Dynamik, Leibniz Universität Hannover)

Die Bewertung der Betriebsfestigkeit von Strukturen aus Faserkunststoffverbunden (FKV) erfolgt in der Praxis nach der rein empirischen linearen Schädigungsakkumulationshypothese wie sie von metallischen Werkstoffen her bekannt ist. Da die Schädigungsentwicklung in Faserkunststoffverbunden jedoch in ihrer Komplexität dadurch nicht ausreichend beschrieben werden kann, wird eine Möglichkeit aufgezeigt, wie eine Steifigkeits- und Festigkeitsdegradation infolge zyklischer Beanspruchungen mit Hilfe eines kommerziellen numerischen Programmes erfolgen kann.

Durch die Wahl eines energetischen Ansatzes, der Berücksichtigung verschiedener Versagensmodi und einer schichtweisen Betrachtung wird eine physikalisch besser begründete, präzisere und flexibler einsetzbare Berechnungsmethode vorgestellt.

1 Einleitung

Insbesondere bei hochdynamisch beanspruchten Strukturen kann die Verwendung von Faserkunststoffverbunden (FKV) große Vorteile bieten. Zunehmend vertiefte Kenntnisse und verbesserte Berechnungswerkzeuge auf dem Gebiet der statischen Festigkeitsanalyse ermöglichen eine weniger konservative Auslegung von Strukturen aus Faserkunststoffverbunden. Hierdurch rückt das Themengebiet der Ermüdung verstärkt in den Vordergrund und es ist erforderlich geworden, auch im Bereich der Ermüdungsfestigkeitsberechnung bzw. des Betriebsfestigkeitsnachweises die Grundlagen detailliert zu erforschen und nach neuen Modellierungsansätzen zu suchen.

Beim heutigen Betriebsfestigkeitsnachweis von FKV-Strukturen wird die aus der Analyse von metallischen Strukturen bekannte Schädigungsakkumulationshypothese nach Palmgren und Miner [1] angewandt. Diese kann allerdings eine nichtlineare Schädigungsentwicklung und unterschiedliche Versagensmodi nicht beschreiben. Desweiteren werden bei der Verwendung dieser Hypothese eine Steifigkeitsdegradation, wie sie für spröde Werkstoffe wie FKV typisch ist, und damit einhergehende Spannungsumlagerungen vollständig außer Acht gelassen. Die Bewertung erfolgt in der Regel auf Laminatenebene, was eine intensive experimentelle Untersuchung jeder einzelnen Laminatkonfiguration erfordert. Hierzu sind zwar einige Verbesserungsvorschläge in der Literatur zu finden [2-8], diese sind jedoch zumeist wenig physikalisch motiviert und beinhalten entweder nur eine Steifigkeits- oder eine Festigkeitsdegradation. Sinnvoll ist es zudem, einen schichtenbasierten Ansatz zur Beschreibung des Ermüdungsgeschehens von FKV zu verwenden.

In dem vorliegenden Artikel wird eine Methode vorgestellt, die sowohl durch die Betrachtung der dissipierten Energie physikalisch begründet ist, als auch eine schichtenbasierte und gekoppelte Steifigkeits- und Festigkeitsdegradation bietet. Die Methode ist als Materialroutine für das kommerzielle FE-Programm Abaqus umgesetzt worden.

2 Das neue energiebasierte Ermüdungsdegradationskonzept

2.1 Übersicht und Einführung

Für die Analyse mit dem neuen Berechnungskonzept ist es erforderlich, neben den Modelldaten die äußeren Lasten, deren Spannungsverhältnis R und die zugehörige Schwingspielzahl n anzugeben (Abb. 1), denn das Konzept ermöglicht auch eine Strukturberechnung mit „blockartig“ aufgebrachten Lasten. Dies kann, insbesondere für hochdynamisch beanspruchte Strukturen, zu einer deutlichen Absenkung der Rechenkosten führen. Die Ergebnisgrößen sind die ermüdungsbedingten Dehnungen und die Degradationsfaktoren η , die die

Abminderung der Steifigkeit und der Festigkeit in den verschiedenen Materialorientierungen und –richtungen (Druck bzw. Zug) angeben. In der Literatur werden alternativ häufig Schädigungsfaktoren D verwendet. Reststeifigkeit und –festigkeit sind wie folgt mathematisch definiert:

$$E_i^j = \eta_{E,i}^j \cdot E_{0,i} = (1 - D_{E,i}^j) \cdot E_{0,i} \quad (1)$$

$$R_i^j = \eta_{R,i}^j \cdot R_{0,i} = (1 - D_{R,i}^j) \cdot R_{0,i} \quad (2)$$

with D: Schädigungsfaktor
 E_i^j : Steifigkeit in MPa
 R_i^j : Festigkeit in MPa
 i : Orientierung
 j : Richtung (Zug bzw. Druck)
 η : Degradationsfaktor
 0 : ungeschädigt

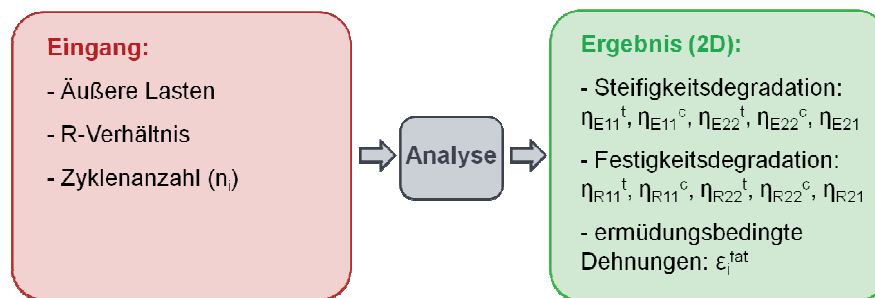


Abb. 1: Zusammenstellung der Eingangs- und Ergebnisgrößen

Das globale Berechnungskonzept beinhaltet neben einer kontinuierlichen Degradation, die durch eine zyklische Beanspruchung verursacht wird, auch eine diskontinuierliche Degradationsanalyse (s. Abb. 2). Die diskontinuierliche Degradationsanalyse ist der Ermüdungsdegradationsanalyse vorgeschaltet und beginnt nach der Spannungsanalyse mit einer Festigkeitsbewertung anhand eines quasistatischen Versagenskriteriums. Wird ein Versagen detektiert, handelt es sich entweder um ein nichttolerierbares Versagen oder das Material wird diskontinuierlich, d.h. nicht bei jedem Lastzyklus sondern nur bei Versagen infolge des Kriteriums, degradiert. Dies erfolgt mit Hilfe geeigneter quasistatischer Spannungs-Dehnungslinien sowohl für die Steifigkeit als auch für die Festigkeit. Die diskontinuierliche Degradation kann ein iterativer Prozess sein, der durch das Einhalten des Versagenskriteriums beendet wird.

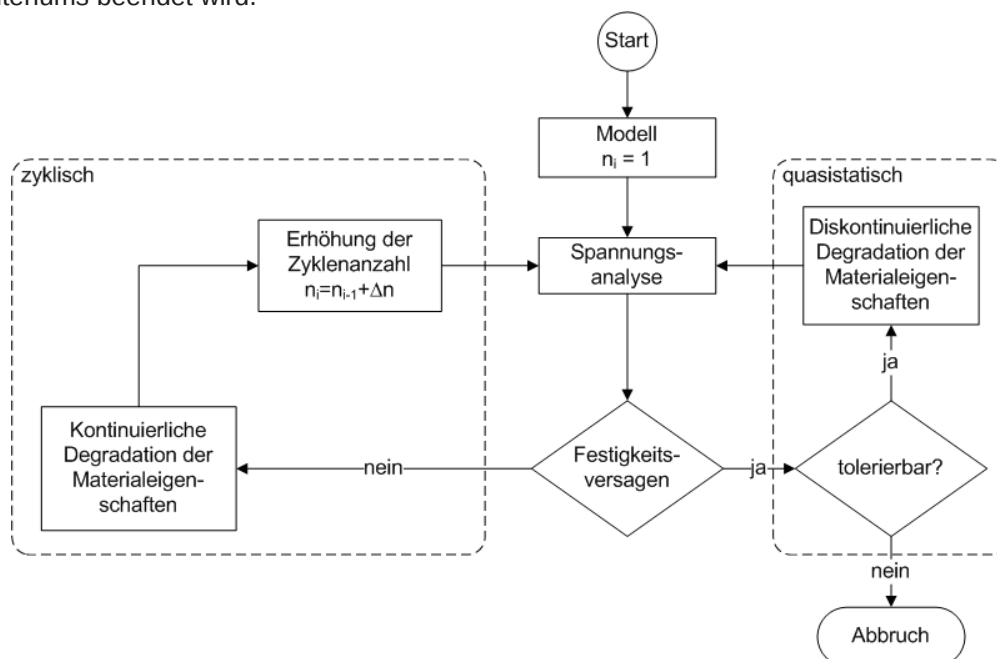


Abb. 2: Schematische Darstellung der Strukturanalyse mit diskontinuierlicher und kontinuierlicher Degradation [9]

Jeder Lastzyklus, auch bei einem geringen Spannungsniveau, verursacht eine Teilschädigung. Dies wird durch die kontinuierliche Degradation berücksichtigt, bei der wie bei der diskontinuierlichen Degradation die Steifigkeiten und Festigkeiten degradiert werden. Die Grundlage hierfür bildet eine Hypothese, die bereits für Betone erfolgreich eingesetzt wurde [10]. Im Anschluss wird der nächste Zyklus bzw. werden die nächsten Zyklen aufgebracht und erneut eine Spannungsanalyse und die nachfolgenden Berechnungsschritte durchgeführt.

Das vorgestellte Modell beruht auf den wesentlichen Grundsätzen der klassischen Laminattheorie und ist somit an die Verwendung von Schalenelementen gebunden. Aufgrund zur Verfügung stehender geschichteter Schalenelemente und moderner Analysesoftware ist es aber möglich, auch materielle Nichtlinearitäten der Einzelschichten innerhalb eines Lastschrittes zu berücksichtigen. Effekte in Dickenrichtung, wie die bei FKV-Laminaten auch auftretenden Randeckeffekte, und die daraus entstehenden Delaminationen können hingegen nicht unmittelbar berücksichtigt werden.

2.2 Diskontinuierliche Degradation

Die diskontinuierliche Degradationsprozedur innerhalb des vorgestellten Konzeptes basiert auf dem differenzierenden Versagenskriterium von Puck [11]. Darin wird zwischen fünf verschiedenen Versagensmodi unterschieden, zwei davon beschreiben Faserversagen (FB) und drei Zwischenfaserbruch (ZfB). Die Faserbruchmodi werden durch einfache Maximalspannungskriterien je für Zug und für Druck repräsentiert. Unter Zugbeanspruchung lösen sich die Fasern aus der Matrix und zerreißen, unter Druck können die Fasern ausknicken und es kann zu einem Schubversagen kommen. Versagen quer zur Faserrichtung werden Zwischenfaserbruch genannt, hierbei sind Lastinteraktionen zu berücksichtigen (Abb. 3). Bei einem derartigen Versagen bilden sich bei zug- und schubdominierten Spannungszuständen vertikale Risse aus. Unter druckdominierten Spannungszuständen, Modus C, bilden sich Risse mit schräger Bruchfläche, die eine Sprengwirkung des Laminates verursachen können. Zwischenfaserbrüche sind hauptverantwortlich für die häufig beobachtete ausgeprägte Steifigkeitsreduktion von FKV.

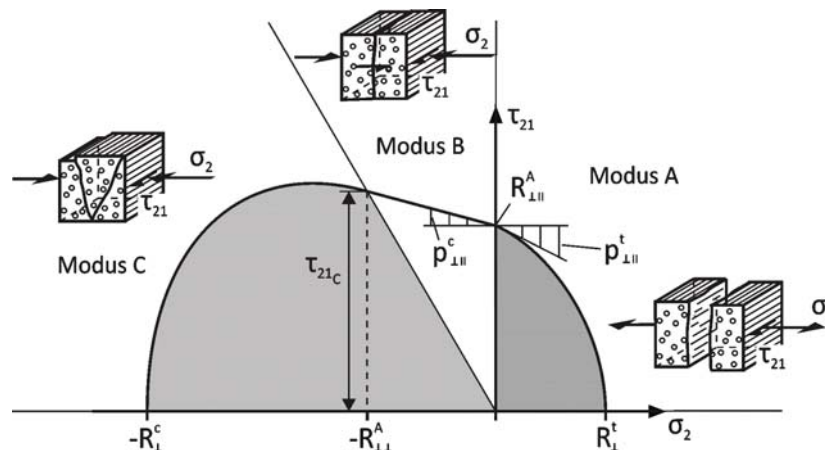


Abb. 3: σ_2 - τ_{21} -Bruchkurve mit verschiedenen Zwischenfaserbruchmodi (vgl. [12])

Da das Modell auf dem ebenen Spannungszustand basiert, wird die zweidimensionale Variante des Kriteriums nach Puck verwendet. Unter Berücksichtigung der Festigkeitsdegradation bzw. der zugehörigen Festigkeitsdegradationsparameter η_R wird die Anstrengung f_E des Materials wie folgt berechnet, für $\eta_R = 1$ entsprechen die Formeln der ursprünglichen Definition nach Puck.

Faserbruchkriterium:

$$f_{E,FF} = \frac{\sigma_1}{\eta_{R1}^t \cdot R_{11}^t} \leq 1,0 \quad , \text{für } \sigma_1 \geq 0 \quad (3)$$

$$f_{E,FF} = \frac{\sigma_1}{-(\eta_{R1}^c \cdot R_{11}^c)} \leq 1,0 \quad , \text{für } \sigma_1 < 0 \quad (4)$$

Zwischenfaserbruchkriterium:

$$\text{Modus A: } f_{E,IFF} = \sqrt{\left(\left(\frac{1}{\eta_{R_2^t \cdot R_{\perp}^t}} - \frac{p_{\perp}^t}{\eta_{R_{21} \cdot R_{\perp}}}\right) \cdot \sigma_2\right)^2 + \left(\frac{\tau_{21}}{\eta_{R_{21} \cdot R_{\perp}}}\right)^2 + \frac{p_{\perp}^t}{\eta_{R_{21} \cdot R_{\perp}}} \cdot \sigma_2} \leq \eta_{W1}, \text{ für } \sigma_2 \geq 0 \quad (5)$$

$$\text{Modus B: } f_{E,IFF} = \frac{\sqrt{\tau_{21}^2 + (p_{\perp}^c \sigma_2)^2 + p_{\perp}^c \cdot \sigma_2}}{\eta_{R_{21} \cdot R_{\perp}}} \leq \eta_{W1}, \text{ für } \sigma_2 < 0 \wedge \left|\frac{\sigma_2}{\tau_{21}}\right| \leq \left|\frac{R_{\perp}^A}{\tau_{21,c}}\right| \quad (6)$$

$$\text{Modus C: } f_{E,IFF} = \left[\left(\frac{\tau_{21}}{2(\eta_{R_{21} \cdot R_{\perp}} + p_{\perp}^c \cdot R_{\perp}^A)}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\eta_{R_2^c \cdot R_{\perp}^c}}\right)^2\right] \frac{\eta_{R_2^c \cdot R_{\perp}^c}}{-\sigma_2} \leq \eta_{W1}, \text{ für } \sigma_2 < 0 \wedge \left|\frac{\sigma_2}{\tau_{21}}\right| \geq \left|\frac{R_{\perp}^A}{\tau_{21,c}}\right| \quad (7)$$

mit R_i^j : Festigkeit in MPa
 p_i^j : Neigungsparameter zur Definition des Bruchkörpers

$$R_{\perp\perp}^A: R_{\perp\perp}^A = \frac{\eta_{R_{21} \cdot R_{\perp}}}{2p_{\perp}^c} \cdot \left(\sqrt{1 + 2p_{\perp}^c \frac{\eta_{R_2^c \cdot R_{\perp}^c}}{\eta_{R_{21} \cdot R_{\perp}}}} - 1\right) \text{ in MPa}$$

$$\tau_{21,c}: \tau_{21,c} = \eta_{R_{21}} \cdot R_{\perp\perp} \cdot \sqrt{1 + 2p_{\perp}^c}$$

$$\eta_{W1}: \eta_{W1} = \eta_{W10} - \eta_{W1}' \cdot f_{E,FF} \leq 1.0$$

$$\eta_{W10} = \frac{1-S \cdot M}{1-S}$$

$$\eta_{W1}' = \frac{1-M}{1-S}$$

$$S = 0,6; M = 0,6 \text{ (Annäherung nach [13])}$$

Das Degradationskonzept nach Puck beinhaltet keine Festigkeitsdegradation und auch keine multiplen Degradationsschritte. Im Gegensatz zu diesem, für quasistatische Analysen verwendeten Konzept, sind die einzelnen Degradationsschritte bei einer Ermüdungsanalyse sehr viel kleiner und im Falle der kontinuierlichen Degradation stetig. Es ist daher hier erforderlich, dies zu berücksichtigen.

2.3 Kontinuierliche Degradation

2.3.1 Hypothese

Sowohl bei FKV als auch bei Betonen verhält sich das Material spröde und die Materialeigenschaften degradieren unter mechanischer Beanspruchung, u.a. infolge von Rissbildung und auch qualitativ in sehr ähnlicher Art. Daher wird für das hier vorgestellte Modell ein ursprünglich für Betone eingesetzter Ansatz gewählt, bei dem die Risse homogenisiert betrachtet werden. Dieser Ansatz besagt, dass ein bestimmtes Schädigungsmaß alleine von der Menge der dissipierten Energie abhängt und nicht von der Art der Beanspruchung.

$$W_i^{da,j}(\eta) = W_i^{fat,j}(\eta, \sigma^{fat}, n) \quad (8)$$

mit: n : Schwingenspielzahl
 W^{da} : geleistete Arbeit unter quasistatischer Beanspruchung
 W^{fat} : geleistete Arbeit unter zyklischer Beanspruchung
 σ^{fat} : Maximalspannung der zyklischen Beanspruchung

Somit wird das Schädigungsmaß unter quasistatischer und unter zyklischer Beanspruchung vergleichbar und Erkenntnisse aus quasistatischen Untersuchungen werden für den Fall zyklischer Beanspruchung übertragbar. In Abb. 4 wird dieser Ansatz graphisch dargestellt, die jeweils übereinander dargestellten Diagramme stellen über die gleiche dissipierte Energie das gleiche Schädigungsmaß dar. Durch diese Betrachtung kann neben der Reststeifigkeit auch die Restfestigkeit bestimmt werden. Mit steigender Schwingenspielzahl wird zunehmend Energie dissipiert und das Material degradiert, bis, wie in den letzten beiden Diagrammen dargestellt, die Maximalspannung die Restfestigkeit erreicht. Dies hat gemäß des Gesamtkonzeptes zunächst dann keine kontinu-

ierliche sondern eine diskontinuierliche Degradation zur Folge, da das quasistatische Versagenskriterium nicht mehr erfüllt werden kann. Aufgrund ihrer Anisotropie ist es erforderlich, den Ansatz bei der Anwendung auf FKV auszuweiten und jeden Bruchmodus gesondert zu betrachten.

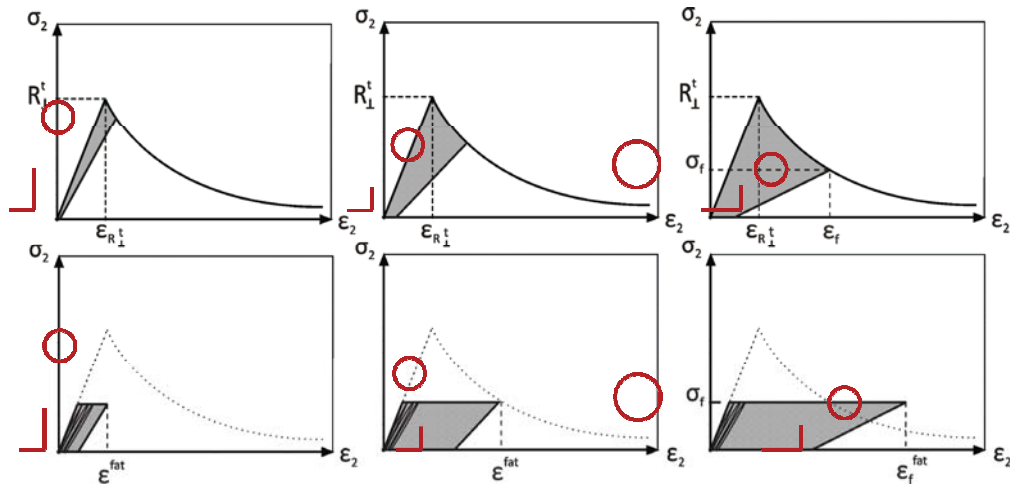


Abb. 4: Entwicklung der Schädigung unter quasistatischer und zyklischer Querkzugbeanspruchung (obere bzw. untere Zeile) und Angabe der zugehörigen Restfestigkeit und Reststeifigkeit

2.3.2 Die Hypothese im Gesamtkonzept

Da in realen Strukturen nicht nur einachsige Beanspruchungen auftreten, ist es erforderlich, Lastinteraktionen zu berücksichtigen. Dies geschieht durch die Berücksichtigung der durch Puck beschriebenen Anstrengung des Werkstoffes. Die Anwendung der Hypothese und die kontinuierliche Degradationsanalyse insgesamt erfolgt dann mit anstrengungsäquivalenten Spannungen, die die Verwendung einachsiger Spannungs-Dehnungsdiagramme ermöglicht. Infolge der Anisotropie und der Abhängigkeit der Schädigung von der Belastungsrichtung (Zug oder Druck) wird für jeden Bruchmodus eine separate Energiebetrachtung nötig.

Zu Beginn des kontinuierlichen Degradationsprozesses ist es erforderlich, die zur bereits dissipierten Energie zugehörigen, im Falle variabler Spannungsamplituden fiktiven ermüdungsbedingten Verzerrungen ϵ_i^{fat} und die bezogenen Lebensdauern n/N_i je Bruchmodus zu bestimmen. Anhand der Hypothese können die Ermüdungsbruchdehnungen $\epsilon_{i,f}^{fat}$ bestimmt werden. Zusammen mit den Bruchlastspielzahlen N_i , die aus geeigneten schichtenbasierten Wöhlerkurven zu bestimmen sind, kann dann der Zuwachs der ermüdungsbedingten Verzerrungen ϵ_i^{fat} bestimmt werden. Hierzu sind Verzerrungsevolutionskurven erforderlich, die für jedes Spannungsniveau verschieden sind; es sind aber nur wenige Parameter zur Anpassung an das verwendete Material erforderlich. Dies zeigt Abb. 5 am Beispiel einer Querkzugbeanspruchung. Die Verzerrungsevolution folgt einem degressiv ansteigenden, nichtlinearen Verlauf. Der Kurvenbauch kann dem Werkstoff über die beiden freien Parameter Δn_2^t und $\Delta \epsilon_2^t$ angepasst werden, wobei Δn_2^t in der Regel den Wert 0,2 annimmt. Mit Hilfe der statischen Verzerrung ϵ_0 und der Verzerrung bei Ermüdungsversagen ϵ_f^{fat} wird die Verzerrungsevolutionskurve der berechneten Oberspannung angepasst.

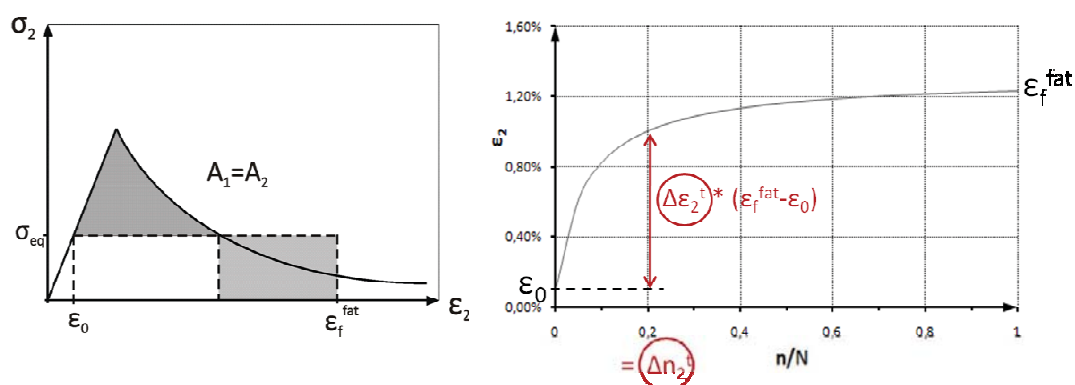


Abb. 5: Verzerrungsevolutionskurve für zyklische Querkzugbeanspruchung

Sind die ermüdungsbedingten Dehnungen ϵ_i^{fat} bekannt, können mit Hilfe der Hypothese die Restfestigkeiten und Reststeifigkeiten bestimmt werden.

Die aus der Analyse ermittelten Festigkeitsdegradationsfaktoren verursachen ein Schrumpfen des nach Puck definierten Bruchkörpers analog zu den in Absatz 2.2 angegebenen Formeln. Abb. 6 zeigt neben dem ungeschädigten mehrere degradierte Bruchkörper, wie sie nach einer kontinuierlichen und bzw. oder diskontinuierlichen Degradation aussehen können.

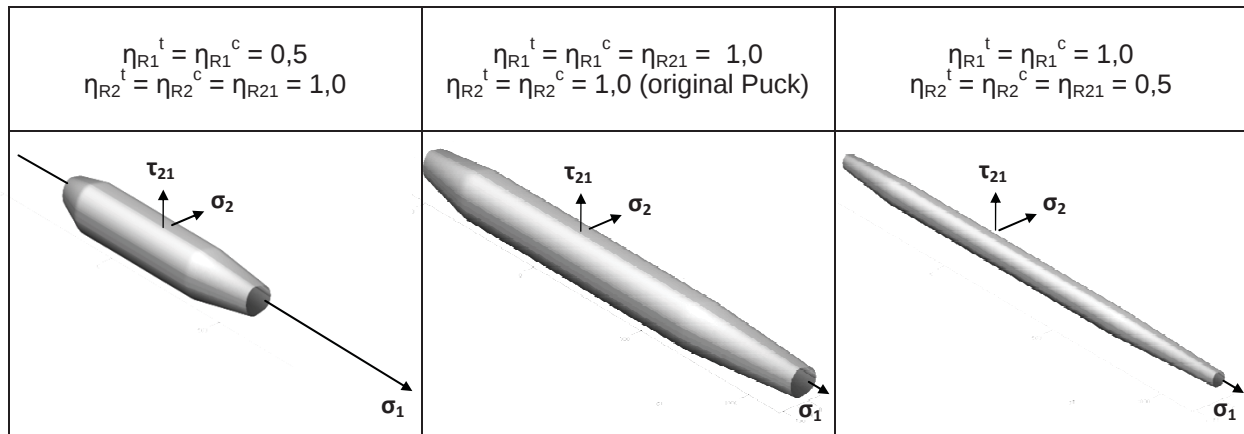


Abb. 6: Schrumpfen des Bruchkörpers infolge Festigkeitsdegradation
(Degradation in Faserrichtung (li.); Original nach Puck (m.); Degradation orthogonal zur Faser (re.))

3 Numerische Beispiele

3.1 Test an einem Schalenelement

Zur Überprüfung der Funktionsfähigkeit wurde das Modell an einem einzelnen Schalenelement mit einer Schicht und einem homogenen Spannungszustand getestet. Wesentliche Daten des gewählten glasfaserverstärkten Kunststoffes, der auch für das zweite Beispiel verwendet wurde, fasst Tabelle 1 zusammen.

Tabelle 1: Werkstoffdaten des verwendeten, unidirektional verstärkten Epoxidharzes [13]

$E_{ }$ in MPa	$E_{\perp}$ in MPa	$G_{ \perp}$ in MPa	$\nu_{ \perp}$	$R_{ }^t$ in MPa
45.600	16.200	5.830	0,278	1.140
$R_{\perp}^t$ in MPa	$R_{ }^c$ in MPa	$R_{\perp}^c$ in MPa	$R_{ \perp}$ in MPa	$p_{\perp }^t$
50	570	114	72	0,3
$p_{\perp }^c$	$p_{\perp\perp}^t$	$p_{\perp\perp}^c$		
0,25	0,20	0,20		

Abb. 7 zeigt die Degradationsfaktoren der Festigkeiten und Steifigkeiten einer eingebetteten Schicht unter zyklischer Querkzugbeanspruchung und einer Schicht unter zyklischer Querdrukbeanspruchung. Im Falle der Querkzugbeanspruchung degradieren die Werkstoffeigenschaften zu Beginn sehr stark, dieser Prozess verzögert sich mit zunehmender Schwingspielzahl, bis die Beanspruchbarkeit des Werkstoffes auf das Niveau der Beanspruchung gefallen ist. Dann werden die Degradationsfaktoren für diese Beanspruchungsart auf ein sehr niedriges Niveau gesetzt, um u.a. die Rechenstabilität zu gewährleisten. Der Degradationsprozess unter Querdrukbeanspruchung ist ähnlich, auch hier zeigt die Steifigkeitsdegradation einen degressiven Verlauf und bei Erreichen der Restfestigkeit werden die Degradationsfaktoren stark reduziert. Die Festigkeitsdegradation verläuft hier jedoch progressiv und setzt erst verzögert, erst ab einer Lokalisierung der Schädigung, ein. Es ist hierbei anzumerken, dass die Degradation unter Druckbeanspruchung nur die Effekte berücksichtigen kann, auf denen die in das Konzept eingehende Spannungs-Dehnungslinie basiert. So beinhaltet das vorgestellte Konzept keine Stabilitätsrechnung und auch die Stützwirkung benachbarter Schichten beim Abscheren werden nicht betrach-

tet. Hierfür sind quasistatische Untersuchungen erforderlich, die den progressiven Schädigungsverlauf einschließlich auftretender Delaminationen detailliert berücksichtigen, die aktuell noch nicht zur Verfügung stehen.

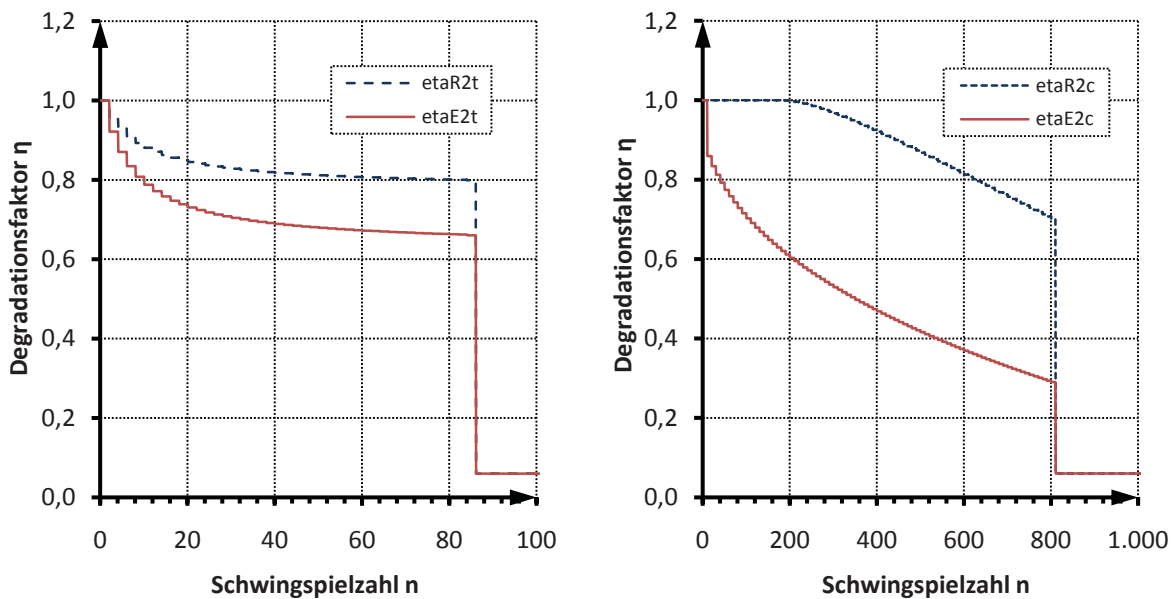


Abb. 7: Entwicklung der Degradationsfaktoren η_E und η_R unter zyklischer Beanspruchung; links: Querzugbeanspruchung mit einer Maximalspannung von 80% der Festigkeit und $\Delta n=2$; rechts: Querdruckbeanspruchung mit einer Maximalspannung von 70% der Festigkeit und $\Delta n=10$

3.2 Scheibe mit Loch

3.2.1 Mechanisches Modell

Das entwickelte Ermüdungsmodell wurde auch an einer Struktur getestet. Als Modell wurde eine Scheibe mit Loch (Abb. 8) und als Material ein symmetrisches [0/90/0]-Laminat aus dem in Kapitel 3.1 beschriebenen Kunststoff gewählt.

Am rechten Rand der Struktur wurde eine horizontal wirkende Zugbeanspruchung aufgebracht und das Modell zwangungsfrei gelagert. Als FE-Programm wurde Abaqus und als Elemente geschichtete Schalenelemente verwendet, die Laminat sehr gut und effizient abbilden. Zwei verschiedene Belastungsreihenfolgen wurden untersucht, die sich nur in der Abfolge ihrer Laststufen unterscheiden: Reihenfolge 1 beschreibt eine mit der Schwingungszahl abnehmende Belastung und Reihenfolge 2 eine zunehmende Belastung. Die Laststufen mit den zugehörigen Schwingungszahlen sind bei beiden Reihenfolgen identisch.

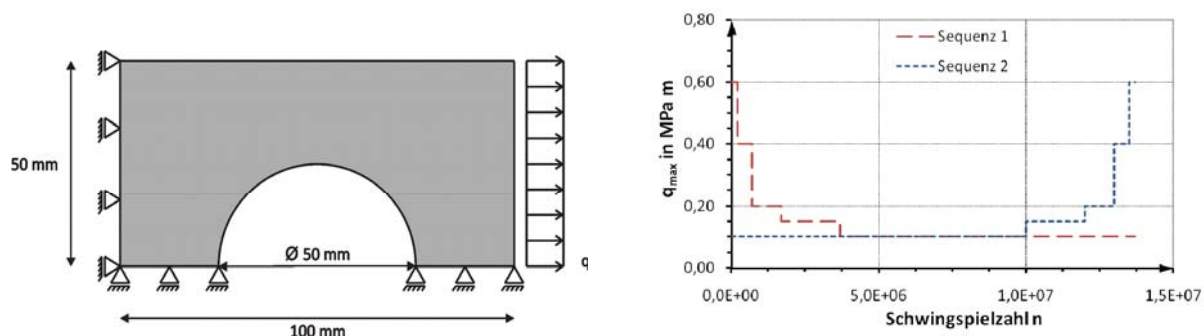


Abb. 8: Mechanisches Modell der Beispielstruktur (links); Darstellung der untersuchten Belastungsreihenfolgen (rechts)

3.2.2 Ergebnisse

Die Ergebnisse zeigen (Abb. 9), dass es mit dem vorgestellten Konzept möglich ist, Reihenfolgeeffekte und ermüdungsbedingte Materialdegradationen zu untersuchen. Bei der ersten Reihenfolge, bei der die höchsten Beanspruchungen zu Beginn aufgebracht werden, entstehen am Lochrand die stärksten Degradationen. Die anschließenden geringen Lasten verursachen keine weitere signifikante Degradation. Werden hingegen zunächst niedrige Lasten aufgebracht, so ist der Werkstoff am Lochrand bereits degradiert und die Kerbwirkung reduziert, bevor die hohen Lasten aufgebracht werden. Demzufolge ist die maximale Degradation im Falle der zweiten Belastungsreihenfolge geringer und gleichmäßiger verteilt.

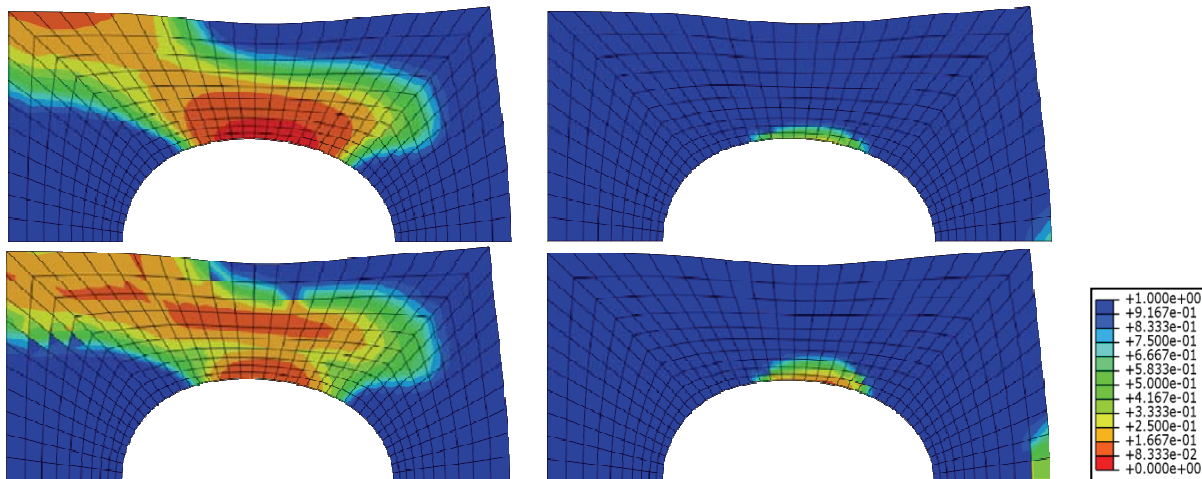


Abb. 9: Degradationsfaktor η_{E2}^t für abnehmende und zunehmende Belastungsreihenfolge (obere bzw. untere Zeile) und mittige 90°- und äußere 0°-Schicht (linke bzw. rechte Spalte) [9]

Dieses Ergebnis kann anhand des gegenüber Metallen gegenteiligen Verhaltens erklärt werden (Abb. 10): Bei Metallen nehmen die Auswirkungen der Kerbe mit Zunahme der Schwingspiele zu. Unter statischer Beanspruchung plastifizieren Metalle und erst unter Ermüdungsbeanspruchung bilden sich Risse. Bei FKV hingegen wird der Kerbgrund unter Ermüdungsbeanspruchung degradiert und die Kerbe zeigt im statischen Fall aufgrund der Sprödhheit des Materials ihren größten Einfluss.

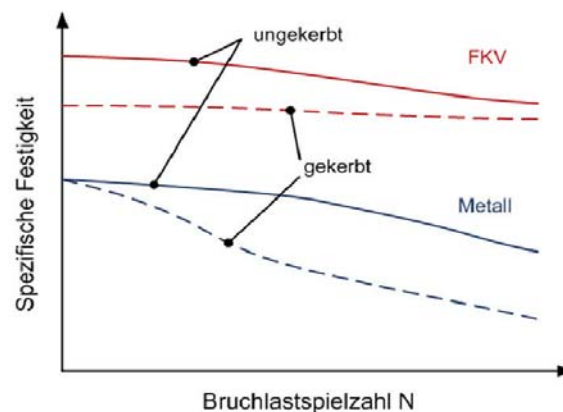


Abb. 10: Einfluss von Kerben bei Metallen und Faserkunststoffverbunden [14]

4 Zusammenfassung und Ausblick

Wie die Simulationsergebnisse zeigen, ist das vorgestellte Konzept vielversprechend. Mit Hilfe des energiebasierten Ansatzes ist es möglich, Schädigung nichtlinear zu akkumulieren und Reihenfolgeeffekte abzubilden. Dabei können verschiedene Versagensmodi und eine Steifigkeits- und Festigkeitsdegradation auch unter einer hochzyklischen Beanspruchung berücksichtigt werden.

Im Bereich des Ermüdungsverhaltens von Faserkunststoffverbunden ist nichtsdestotrotz weiterhin sehr großer Forschungsbedarf vorhanden, eine weitreichende systematische Erkundung hat bislang nicht stattgefunden. Aufgrund der Dringlichkeit und Aktualität wird diesem Thema in Praxis und Wissenschaft zunehmende Aufmerksamkeit erteilt. Das vorgestellte Modell kann daher zum jetzigen Zeitpunkt keine endgültige Lösung sondern nur einen Schritt in die richtige Richtung bieten, um das Ermüdungsverhalten von Faserkunststoffverbunden in einem Finite-Elemente-Programm abzubilden.

5 Literatur

- [1] Miner, M.A. (1945). Cumulative damage in fatigue, *Journal of Applied Mechanics*, 67, S. A159-A164
- [2] Hashin, Z., Rotem, A. (1973). A fatigue criterion for fibre reinforced composite materials, *Journal of Composite Materials*, 7, S. 448-464
- [3] Plumtree, A., Cheng, G.X. (1998). A fatigue damage parameter for off-axis unidirectional fibre-reinforced composites, *International Journal of Fatigue*, 21(8) , 1999, S. 849-856
- [4] Shokrieh, M.M., Lessard, L.B. (1998). Residual fatigue life simulation of laminated composites, *Proceedings of International Conference on Advanced Composites (ICAC 98)*, 15–18, Hurgada, Egypt, S. 79–86
- [5] Yang, J.N., Jones, D.L., Yang, S.H., Meskini, A. (1990). A stiffness degradation model for graphite/ epoxy laminates, *Journal of Composite Materials*, 24, S. 753-769
- [6] Yao, W.X., Himmel, N. (2000). A new cumulative fatigue damage model for fibre-reinforced plastics, *Composites Science and Technology*, 60, S. 59-64
- [7] Feng, X., Gilchrist, M.D., Kinloch, A.J., Matthews, F.L. (1997). Development of a method for predicting the fatigue life of CFRP components, in : Degallaix, S., Bathias, C. and Fougères, R. (Hrsg.), *International Conference on Fatigue of Composites*, Tagungsband, Paris, Frankreich, La Société Française de Métallurgie et de Matériaux, S. 407-414
- [8] Shokrieh, M.M., Lessard, L.B. (2000). Progressive fatigue damage modeling of composite materials, Part I: Modeling, *Journal of Composite Materials*, 34(13), S. 1056-1080
- [9] Krüger, H., Rolfes, R., Jansen, E. (2010). An Innovative Energy-Based Fatigue Approach for Composites Combining Failure Mechanisms, Strength and Stiffness Degradation, *International Conference on Fatigue of Composites (ICFC5)*, Nanjing, China, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, S. 163-174
- [10] Pfanner, D. (2000). *Zur Degradation von Stahlbetonbauteilen unter Ermüdungsbeanspruchung*, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum
- [11] Puck, A. (1996). *Festigkeitsanalyse von Faser-Matrix-Laminaten – Modelle für die Praxis*, Carl Hanser, München
- [12] VDI 2014 (September 2006). *Blatt 3: Richtlinie zu Entwicklung von Bauteilen aus Faser-Kunststoff-Verbund; Berechnung*, Verein Deutscher Ingenieure
- [13] Knops, M. (2008). *Analysis of Failure in Fiber Polymer Laminates - The Theory of Alfred Puck*, Springer, Deutschland
- [14] Flemming, M., Roth, S. (2003). *Faserverbundbauweisen, Eigenschaften*, Springer-Verlag

Virtuelle Versuchstechniken zur Simulation von Betriebsfestigkeitsversuchen unter Anwendung von Neuro-Fuzzy-Methoden

T. Minor, H. Idelberger (Institut für Konstruktion, Universität Siegen)

O. Bänfer, O. Nelles (Institut für Mechanik und Regelungstechnik, Universität Siegen)

Das nichtlineare Systemverhalten von mehrkanaligen virtuellen Versuchsständen lässt sich durch lokale Modellnetze mittels einer Neuro-Fuzzy-Methode abbilden, wobei die Baugruppen der virtuellen Versuchsstände über deren Funktionseinheiten beschrieben werden. Während der nichtlinearen Systemidentifikation ergeben sich die lokalen Modellnetze aus den Eingangsgrößen (Anregungs-Signale) und den Ausgangsgrößen (Ist-Signale) des virtuellen Versuchsstands.

Um einen Betriebsfestigkeitsversuch durchzuführen, werden die stochastischen Betriebsbelastungen mithilfe der nichtlinearen lokalen Modellnetze über die inversen nichtlinearen Übertragungsfunktionen erzeugt. Die lokalen Modellnetze können die Stellgrößen (Drive-Signale) entweder als Steuerung oder als Regelung erzeugen. Die hohe Nachfahrgüte und die Kenntnis über die realitätsnahen Randbedingungen ermöglichen die Simulation von Betriebsfestigkeitsversuchen und Betriebsfestigkeitsberechnungen mithilfe von mehrkanaligen virtuellen Versuchsständen.

1 Einleitung

Eine wirtschaftliche Produktentwicklung ist durch verkürzte Entwicklungszeiten und geringe Entwicklungskosten, unter Einhaltung der Qualitäts-, Sicherheits- und Kundenanforderungen an ein Produkt bzw. Bauteil, gekennzeichnet. Der Einsatz von virtuellen Versuchstechniken unterstützt diese Forderungen und ermöglicht die realitätsnahe Simulation von Betriebsfestigkeitsversuchen bzw. Entwicklungs- und Nachweisversuchen auf Basis von Neuro-Fuzzy-Methoden (NFM). Dabei wird der reale Betriebsfestigkeitsversuch durch numerische Simulationsverfahren nachgebildet.

Für die Absicherung und den Nachweis der Betriebsfestigkeit, insbesondere sicherheitsrelevanter Bauteile, werden im Vorfeld und parallel zur Erprobung eines Bauteils, einer Baugruppe oder einer Gesamtkonstruktion reale Betriebsfestigkeitsversuche mit realen Versuchsständen durchgeführt. Die Bestandteile und Funktionseinheiten der Hardware-Baugruppen haben sich seit Jahren zum Betrieb realer Versuchsstände bewährt. Im Bereich mehrkanaliger Versuchsstände mit Kopplungen der Kanäle untereinander wird auf eine iterative Generierung (Iterative Deconvolution) eines sogenannten Drive-Signals zurückgegriffen, welches eine gute Nachfahrgüte im Versuch erzeugen soll. Bei diesem Verfahren erfolgt die Anpassung, ausgehend von einer linearen Übertragungsfunktion im Arbeitsbereich, zum resultierenden Drive-Signal iterativ. Neuro-Fuzzy-Methoden beschreiben hingegen das nichtlineare Systemverhalten und stellen dieses in Form von lokalen Modellnetzen (LMN) als angewandte Neuro-Fuzzy-Methode dar.

2 Virtuelle Versuchstechniken zur Simulation von Betriebsfestigkeitsversuchen

Betriebsfestigkeitsversuche lassen sich zum einen nach Versuchszweck und Belastungsprogramm, zum anderen nach der Komplexität des Versuchsstands einteilen. Dabei hängt die Komplexität eines Versuchsstands von dem Aufbau und der Art des Versuchsobjekts ab und lässt sich über die Anzahl der zu simulierenden Belastungsgrößen bzw. Soll-Signale in einkanalige und mehrkanalige Versuche einteilen [1]. Laborversuche zur Simulation von Betriebsbelastungen in Entwicklungs- und Nachweisversuchen finden in der Regel an Versuchsständen anhand von Programmbelastungs- oder Betriebslastennachfahrversuchen statt.

Reale Versuchsstände besitzen einen modularen Aufbau, der durch deren Hardware-Baugruppen gekennzeichnet ist. Sie beschreiben den Aufbau, die Art und den Betrieb eines Versuchs sowie die Analyse des Versuchsobjekts. Weiterhin lassen sich reale Versuche in Labor- und in Feldversuche einteilen. Sowohl Labor- als auch

Feldversuche dienen der Absicherung der Betriebsfestigkeit und der Zuverlässigkeit des Versuchsobjekts. Beide Arten der Versuchstechniken unterstützen sich gegenseitig und werden je nach Aufgabenstellung bevorzugt eingesetzt [2].

Fortschrittliche Konzepte der Betriebsfestigkeit sind durch eine sinnfällige Verknüpfung der realen und virtuellen Versuchstechniken gekennzeichnet [3]. Der Produktentwicklungsprozess soll im Wesentlichen durch die virtuellen Versuchstechniken unterstützt werden. Die Betrachtung von Laborversuchen, unter Berücksichtigung des nichtlinearen Systemverhaltens, ist daher sinnvoll, da diese reproduzierbar und die Randbedingungen bestimmbar sind. Laborversuche mit virtuellen Versuchsständen als Teil der virtuellen Versuchstechnik sind gleichermaßen modular aufgebaut wie reale Versuchsstände, wobei die Software-Bausteine den Hardware-Baugruppen der realen Versuchsstände entsprechen. Die Software-Bausteine werden durch numerische Simulationsmodelle abgebildet und innerhalb der virtuellen Versuchsumgebung miteinander verknüpft, siehe Abb. 1.

Die Funktionseinheiten lassen sich nun durch das Belastungsprogramm, das Systemverhalten, die Steifigkeits- und die Festigkeits- bzw. Betriebsfestigkeitseigenschaften darstellen. Im Belastungsprogramm sind für Betriebslastennachfahrversuche zum einen die durch das Einsatzprofil des Bauteils vorgegebenen stochastischen Betriebsbelastungen (Soll-Signale) enthalten, zum anderen beinhaltet das Belastungsprogramm die hierzu durch das Systemverhalten bestimmten Stell- oder Regelgrößen über die Steuer- bzw. Regelelemente des Versuchsstands. D.h., dass das Systemverhalten, welches durch die Versuchsstandsmechanik, das Versuchsobjekt und die zumeist hydraulische Belastungseinrichtung definiert ist, große Einflüsse auf die ermittelten Signale am Versuchsobjekt (Ist-Signale) hat. Um diese Einflüsse zu kompensieren, werden Steuerungs- und Regelungsverfahren eingesetzt. Für Versuchsobjekte mit komplexen Randbedingungen werden Betriebsfestigkeitsversuche meistens an mehrkanaligen Versuchsständen durchgeführt.

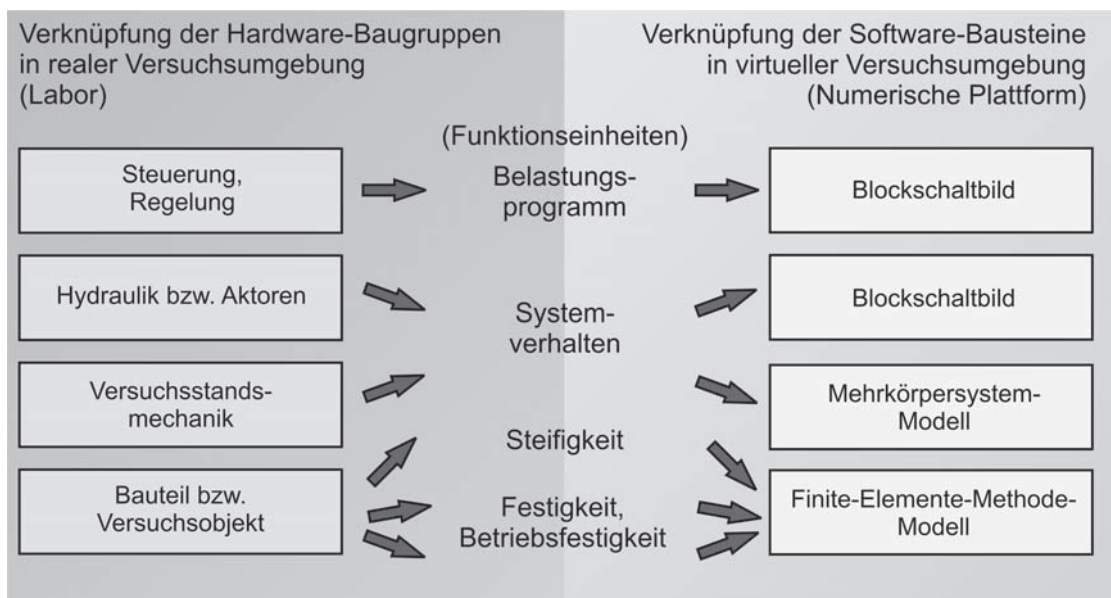


Abb. 1: Darstellung und Überführung der realen Versuchstechnik und deren Hardware-Baugruppen in die virtuelle Versuchstechnik

An mehrkanaligen Versuchsständen treten überwiegend stochastische, multiaxiale Betriebsbelastungen auf, die als Belastungsprogramm für Betriebslastennachfahrversuche mit numerischen Simulationsverfahren, wie bspw. Mehrkörpersysteme (MKS) zur Simulation der Versuchsstandsmechanik, virtuell simuliert werden. Zur Simulation der Bauteileigenschaften wird die Finite-Elemente-Methode (FEM) eingesetzt.

2.1 Generierung von virtuellen Versuchsständen

Zum Betrieb eines virtuellen Versuchsstands im Rahmen der virtuellen Versuchstechnik ist es notwendig, eine parallele Berechnung der Software-Bausteine und einen damit verbundenen stetigen Datenaustausch zu gewährleisten, insbesondere wenn das Belastungsprogramm analysiert und verbessert werden soll. Als virtuelle Versuchsumgebung bietet sich u.a. die Software MATLAB/SIMULINK an, die es ermöglicht, die einzelnen Soft-

ware-Bausteine miteinander zu verknüpfen. Die Überführung der Hardware-Bausteine anhand der in Abb. 1 dargestellten Funktionseinheiten wird im Folgenden erläutert. Dabei sollten alle Software-Bausteine einer experimentellen Validierung unterliegen.

2.1.1 Beschreibung des globalen Systemverhaltens

Das Systemverhalten von technischen Konstruktionen, die stochastischen Betriebsbelastungen unterliegen, lässt sich als eine Kombination aus Masse-, Feder- und Dämpferelementen beschreiben. Für einen Versuchsstand wird das globale Systemverhalten durch dessen Kinematik und Kinetik, die Versuchsstandsmechanik und das Versuchsobjekt beschrieben. Die Versuchsstandsmechanik setzt sich aus den Einzelteilen des Versuchsstands und deren Verbindungen, z.B. durch Gelenke, Feder- oder Dämpferelemente, zusammen.

Als numerisches Simulationsverfahren für Versuchsstände, die große Bewegungen ausüben, eignet sich die MKS-Simulation. Dabei bleiben die Dehnungen der einzelnen Bauteile bei MKS-Modellen mit starren Körpern unberücksichtigt. Für die MKS-Modellierung werden Kenngrößen der Bauteile benötigt, die sich aus den 3D-CAD-Konstruktionsdaten ableiten lassen. Die Masse und die Schwerpunktskoordinaten der Bauteile sind Kenngrößen zur Simulation von translatorischen und die Trägheitstensoren der Bauteile zur Simulation von rotatorischen Bewegungen. Außerdem müssen die Gelenkkoordinaten aus dem 3D-CAD-Modell abgeleitet werden, um eine korrekte Darstellung der Kinematik zu gewährleisten.

Für den Fall, dass die Hydraulik bzw. hydraulische Energieversorgung im zu steuernden bzw. zu regelnden System mit inbegriffen ist, wird diese innerhalb der virtuellen Versuchsumgebung als Blockschaltbild in der Software MATLAB/SIMULINK implementiert.

2.1.2 Beschreibung der lokalen Bauteileigenschaften

Zur Untersuchung von Bauteilen bezüglich Festigkeit oder Betriebsfestigkeit ist eine detaillierte lokale Betrachtung der Beanspruchungen notwendig. Mithilfe der Finite-Elemente-Methode werden Bauteile diskretisiert, d.h. die zumeist komplexen Bauteilgeometrien werden in vereinfachte, numerisch lösbare Modelle überführt. Sind die Steifigkeitseigenschaften einzelner Bauteile für die Kinematik und Kinetik von MKS-Modellen von Bedeutung, bilden FEM-Modelle oder numerisch abgeleitete Ersatzmodelle diese Steifigkeitseigenschaften innerhalb des Mehrkörpersystems ab. Somit findet eine Verknüpfung der MKS mit der FEM innerhalb der MKS-Software statt. Zur Ermittlung resultierender Beanspruchungs-Zeit-Funktionen werden die Methoden der quasi-statischen oder der modalen Superposition angewandt, siehe Abb. 2. Hierzu sind eine lokale Betrachtung des Bauteils sowie der Einsatz der FEM und der MKS notwendig.

Bei der Methode der modalen Superposition werden im Gegensatz zur quasi-statischen Superposition die Eigenschwingungen des Bauteils in Abhängigkeit der Belastungs-Zeit-Funktionen berücksichtigt [3]. Hieraus lässt sich u.a. das nichtlineare Systemverhalten des Versuchsstands abbilden. Beide Superpositionsmethoden sind für den Fall anwendbar, dass zwischen den Belastungsgrößen und Beanspruchungen eine nahezu lineare Beziehung besteht. Ist dieser Zusammenhang nicht gewährleistet, müssen berechnungsaufwändige und zeitintensive transiente Methoden zur Ermittlung der resultierenden zeitabhängigen Beanspruchungs-Zeit-Funktionen angewandt werden.

Die ermittelten Beanspruchungs-Zeit-Funktionen bilden den Ausgangspunkt für die nachfolgende Betriebsfestigkeitsberechnung. In der Praxis wird, u.a. für die multiaxiale Betriebsfestigkeitsberechnung nach Abb. 2, die Methode der kritischen Schnittebene (Critical Plane Approach) angewandt [4]. Diese Methode legt zugrunde, dass der Anriss des Bauteils in der Oberfläche in einer durch die Beanspruchungs-Zeit-Funktion bestimmten Ebene auftritt. Zur Betriebsfestigkeitsberechnung finden unterschiedliche Bemessungskonzepte Anwendung.

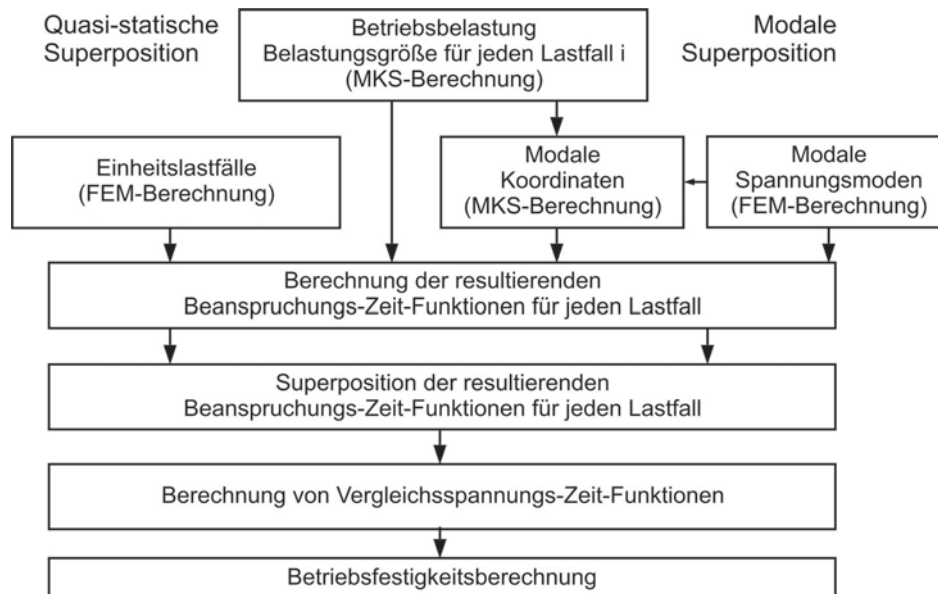


Abb. 2: Vorgehensweise zur Betriebsfestigkeitsberechnung unter Berücksichtigung multiaxialer Betriebsbelastungen mittels Superposition

Diese Bemessungskonzepte werden bezüglich der Art der Darstellung der Beanspruchbarkeit unterschieden, u.a. als spannungsbasierte oder dehnungsbasierte WÖHLERlinie. Außerdem wird differenziert, ob die Beanspruchung global oder lokal ermittelt wird [5].

2.2 Darstellung des Belastungsprogramms an mehrkanaligen Versuchsständen

Grundsätzlich wird beim Betrieb von Versuchsständen zwischen einer Versuchsstandssteuerung und einer Versuchsstandsregelung unterschieden, siehe Abb. 3. Das zu steuernde bzw. zu regelnde System setzt sich aus der Belastungseinrichtung zusammen, d.h. dem Hydraulik- oder Pneumatikzylinder mit entsprechender Ansteuerung, der Versuchsstandsmechanik und dem zu untersuchenden Bauteil bzw. Versuchsobjekt. Bei einer Steuerung wird ein festgelegtes Drive-Signal vorgegeben, welches entsprechende Ist-Signale generiert. Dabei erfolgen keine Rückführung und kein Vergleich von Soll- und Ist-Signalen während des Versuchs. Das Regeln ist ein Vorgang, bei dem Ist-Signale erfasst und mit den Führungsgrößen bzw. den Soll-Signalen verglichen werden. Die Regelabweichung aus Soll- und Ist-Signal beeinflusst die Stellgröße. Störgrößen sind von außen wirkende Größen, die eine Steuerung und eine Regelung negativ beeinflussen.

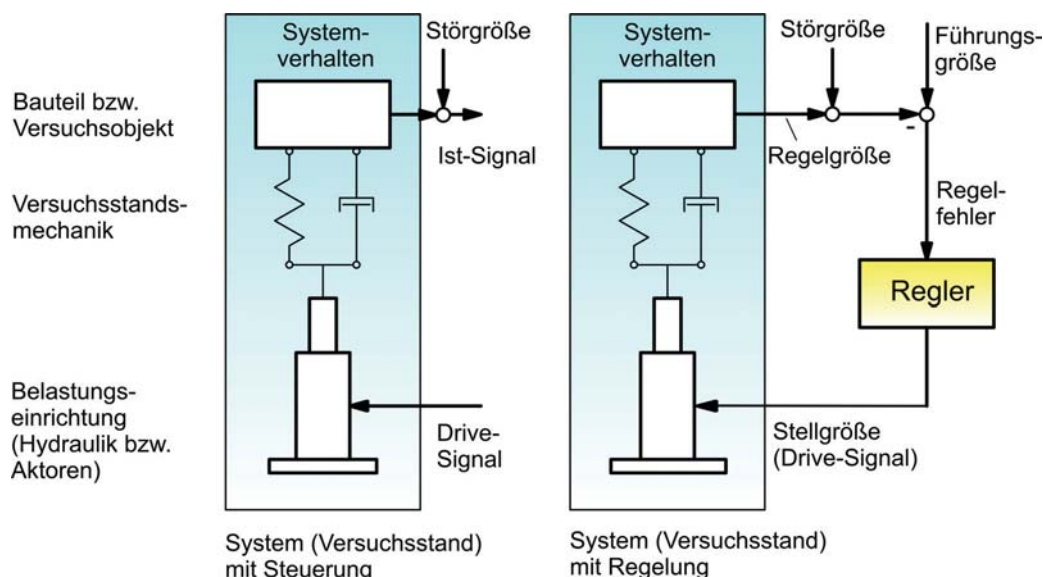


Abb. 3: Möglichkeiten zur Durchführung des Belastungsprogramms an Versuchsständen

Im Bereich mehrkanaliger Versuchsstände wird auf eine iterative Generierung eines sogenannten Drive-Signals zurückgegriffen. Je nach Software- oder Hardwarehersteller werden die zum realen Betrieb angewandten iterativen Verfahren unterschiedlich bezeichnet, basieren aber grundsätzlich auf dem Iterative Deconvolution-Verfahren nach [6]. Bei diesem Verfahren handelt es sich um eine Steuerung. Dabei wird mit der Funktion des inversen Systemverhaltens zwischen den eingeleiteten Drive-Signalen und den Ist-Signalen mithilfe der Führungsgrößen bzw. Soll-Signale auf neue verbesserte Drive-Signale zurückgerechnet. Für nichtlineare und gekoppelte Versuchsstände erfolgt die Anpassung zum resultierenden Drive-Signal iterativ.

Das Iterative Deconvolution-Verfahren arbeitet für stochastische Betriebsbelastungen zuverlässig, sowohl für lineare und nichtlineare Systeme, als auch mit oder ohne Wechselwirkungen bzw. Kopplungen einzelner Kanäle untereinander. Außerdem erfolgt die Ermittlung des Systemverhaltens bei diesem Verfahren experimentell und muss nicht analytisch bestimmt werden bzw. bestimmbar sein. Dieser Umstand bedeutet jedoch, dass zur Ermittlung der Drive-Signale ein erheblicher Zeitaufwand notwendig ist, da bei jedem Iterationsschritt die kompletten Soll-Signale durchlaufen werden. Bei realen Betriebsfestigkeitsversuchen können durch diese Iterationen bereits Vorschädigungen im Versuchsobjekt auftreten.

Lokale Modellnetze (LMN), die auch unter der Bezeichnung lokal lineare Neuro-Fuzzy-Netze bekannt sind, reduzieren diese Nachteile, indem sie das nichtlineare Systemverhalten abbilden, ohne die kompletten Soll-Signale zu durchlaufen.

3 Nichtlineare Systemidentifikation

Der Ausgang $\hat{y}$ eines lokalen Modellnetzes mit p Eingängen $\underline{u} = [u_1 \ u_2 \ \dots \ u_p]^T$ kann mithilfe der Interpolation zwischen M lokalen Modellausgängen $\hat{y}_i$, $i = 1, \dots, M$ berechnet werden, siehe Abb. 4 [7],

$$\hat{y} = \sum_{i=1}^M \hat{y}_i(\underline{u}) \phi_i(\underline{u}) \quad , \quad (1)$$

wobei $\phi_i(\underline{u})$ Interpolations-, Gültigkeits- oder Gewichtsfunktionen genannt werden. Diese Gültigkeitsfunktionen beschreiben die Gebiete, in denen die jeweiligen lokalen Modelle gültig sind und gewichten den Beitrag eines jeden lokalen Modells zum Gesamtausgang des lokalen Modellnetzes. Aus der Sichtweise der Fuzzy-Logik betrachtet, beschreibt Gleichung (1) eine Sammlung von M Fuzzy-Regeln, bei denen $\phi_i(\underline{u})$ die Regelprämissen und $\hat{y}_i$ die dazugehörigen Regelkonklusionen repräsentieren. Da ein glatter Übergang ohne Umschaltung zwischen den lokalen Modellen gewünscht ist, werden glatte Gültigkeitsfunktionen zwischen 0 und 1 verwendet. Des Weiteren ist es für eine sinnvolle Interpretation des lokalen Modellnetzes notwendig, dass die Gültigkeitsfunktionen eine sogenannte Teilung der Eins ergeben:

$$\sum_{i=1}^M \phi_i(\underline{u}) = 1 \quad . \quad (2)$$

Mithilfe dessen summieren sich die Beiträge aller lokaler Modelle in jedem Punkt des Eingangsraumes, bzw. bei jeder Kombination der Eingangsgrößen, zu 100 %.

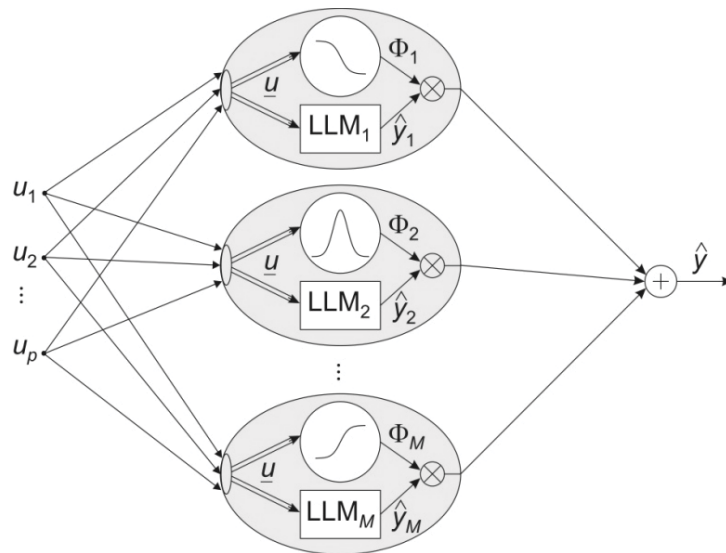


Abb. 4: Schematische Darstellung eines lokalen Modellnetzes

Die Ausgänge $\hat{y}_i$ der in Abb. 4 dargestellten lokal linearen Modelle (LLM_i) werden mit den dazugehörigen Gültigkeitsfunktionen $\phi_i(\underline{u})$ gewichtet und zum Gesamtausgang $\hat{y}$ addiert. Prinzipiell können die lokalen Modelle beliebig gewählt werden. Falls die Parameter der lokalen Modelle aus Messdaten geschätzt werden sollen, ist es von großem Vorteil, eine linear parametrisierte Modellklasse zu wählen. Üblicherweise fällt die Wahl auf Polynome. Polynome der Ordnung 0 (Konstanten) führen zu einem Neuro-Fuzzy-System mit sogenannten Singletons oder zu normierten Radial-Basis-Funktion-Netzen (NRBF). Polynome der Ordnung 1 (linear) resultieren in lokal linearen Modellstrukturen, die zu den am häufigsten Verwendeten zählen. Eine Erhöhung der Polynomordnung bedeutet eine Reduktion der erforderlichen Anzahl lokaler Modelle, die zum Erreichen einer bestimmten Modellgenauigkeit notwendig sind. Folglich führt eine wachsende Komplexität des lokalen Modells im Extremfall zu einem Polynom höherer Ordnung mit lediglich einem lokalen Modell ($M = 1$), welches äquivalent zu einem globalen Polynom ist ($\phi_1(\underline{u}) = 1$).

Neben den Möglichkeiten der Übertragung von weiten Teilen der bekannten, linearen Theorie in eine nichtlineare Umgebung bieten lokal lineare Modelle einen guten Kompromiss aus der erforderlichen Anzahl lokaler Modelle und der Komplexität der jeweiligen lokalen Modelle:

$$\hat{y}_i(\underline{u}) = w_{i,0} + w_{i,1}u_1 + w_{i,2}u_2 + \dots + w_{i,p}u_p \quad . \quad (3)$$

Dennoch ist eine Erhöhung der polynomialen Ordnung oder die Verwendung anderer linear parametrierter Modellklassen möglich.

Eine besonders wichtige Eigenschaft lokaler Modellnetze ist die mögliche Unterscheidung zwischen den Eingangsräumen für die lokalen Modelle und die Gültigkeitsfunktionen. Im „Fuzzy-Sinne“ ist damit gemeint, dass die Regelprämissen (IF) von (teilweise) anderen Variablen abhängen können als die Regelkonklusionen (THEN). Aufgrund der unterschiedlichen Eingangsräume muss Gleichung (1) erweitert werden, siehe auch Abb. 5:

$$\hat{y} = \sum_{i=1}^M \hat{y}_i(\underline{x}) \phi_i(\underline{z}) \quad , \quad (4)$$

wobei $\underline{x} = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_{nx}]^T$ den Konklusioneneingangsraum aufspannt und $\underline{z} = [z_1 \ z_2 \ \dots \ z_{nz}]^T$ den Prämisseneingangsraum beschreibt. Diese Eigenschaft ermöglicht dem Anwender die Berücksichtigung von Vorwissen über die nichtlineare Intensität zwischen jedem Eingang und Ausgang in die Modellnetzstruktur. Im entgegengesetzten Fall ist es ohne Vorwissen genauso möglich, die Konklusionen aus einem sogenannten Black-Box-Modell zu erzeugen, welches aus Messdaten identifiziert wird.

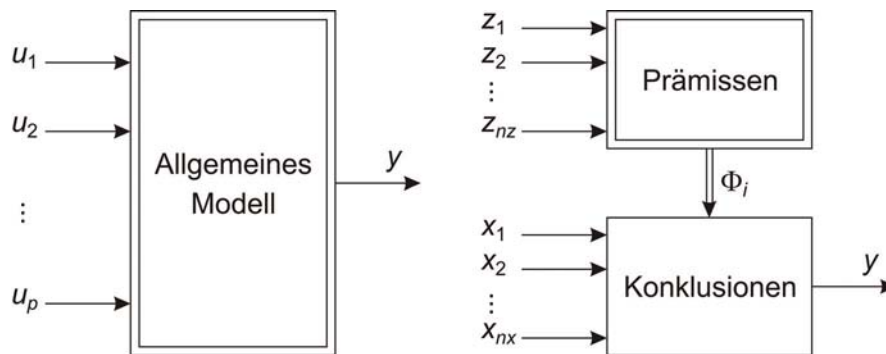


Abb. 5: Vergleichende Darstellung eines allgemeinen Modells mit lokalen Modellnetzen

Im Gegensatz zu allgemeinen Modellen können bei lokalen Modellnetzen die Eingänge für Prämissen und Konklusionen in Abhängigkeit ihres nichtlinearen oder linearen Einflusses auf den Modellausgang unabhängig gewählt werden. Nachdem die Gültigkeitsfunktionen über ein Trainingsverfahren, wie z.B. den LOLIMOT-Algorithmus [7], bestimmt werden, können die Parameter der lokalen Modelle w_{ij} sehr effizient über ein lokales oder globales sogenanntes Least-Squares-Verfahren geschätzt werden.

4 Anwendungsbeispiele für multiaxiale Betriebsfestigkeitsversuche mit Hilfe von lokalen Modellnetzen

Das MKS-Modell der rechten Versuchshälfte eines 12-Kanal-Versuchsstands für Fahrzeugachsen, dargestellt in Abb. 6, ist die virtuelle Abbildung des realen 12-Kanal-Versuchsstands des Fraunhofer-Instituts für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Darmstadt.

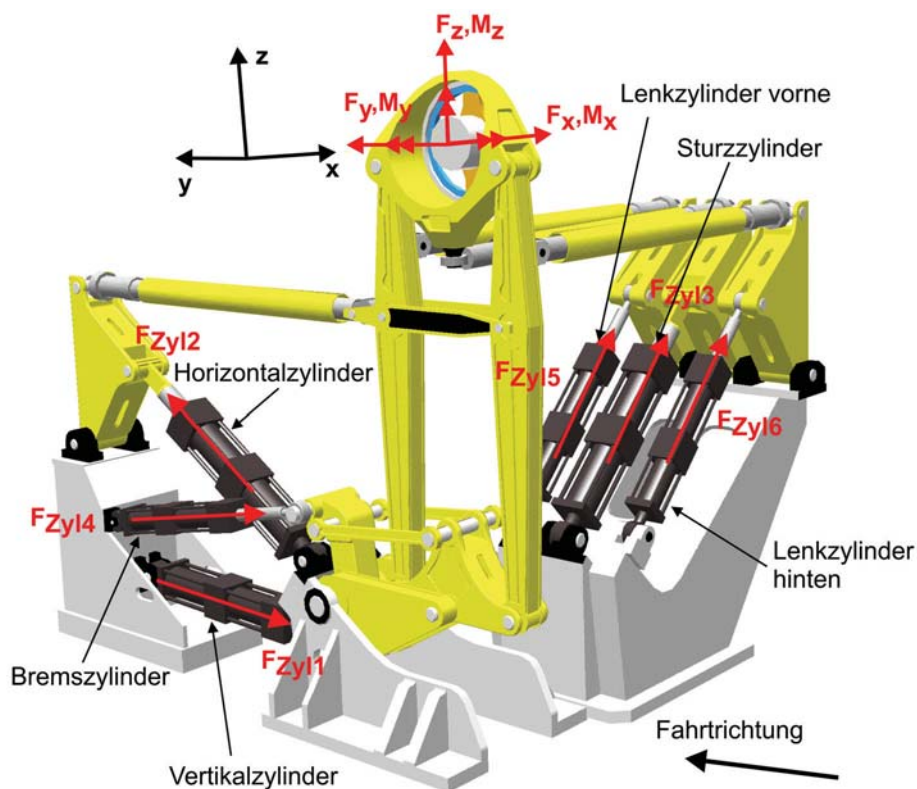


Abb. 6: MKS-Modell des 12-Kanal-Versuchsstands für Fahrzeugachsen (rechte Versuchshälfte)

Sowohl der reale als auch der virtuelle Versuchsstand simulieren als Betriebslastennachfahrversuch

- die Vertikalkräfte F_z ,
- die Horizontalkräfte F_y ,
- die Seitenkräfte F_x ,
- die Lenkmomente M_z ,
- die Sturzmomente M_y und
- die Bremsmomente M_x

der Fahrzeugachse. Diese Belastungen entsprechen den zwölf globalen Freiheitsgraden (jede Versuchsstandshälfte besitzt sechs globale Freiheitsgrade) und werden über die Hydraulikzylinder, d.h. den Vertikalzylinder mit der Zylinderkraft F_{Zyl1} , den Horizontalzylinder mit der Zylinderkraft F_{Zyl2} , den Sturzzylinder mit der Zylinderkraft F_{Zyl3} , den Bremszylinder mit der Zylinderkraft F_{Zyl4} , den vorderen Lenkzylinder mit der Zylinderkraft F_{Zyl5} und den hinteren Lenkzylinder mit der Zylinderkraft F_{Zyl6} eingeleitet. Aufgrund der Versuchsstandsmechanik ergeben sich Kopplungen der einzelnen Kanäle untereinander.

4.1 Nichtlineare Systemidentifikation des 12-Kanal-Versuchsstands für Fahrzeugachsen

Die nichtlineare Übertragungsfunktion $G(\underline{s})$ zur Beschreibung des Systemverhaltens eines Versuchsstands lässt sich im Frequenzbereich in Abhängigkeit der Frequenzvariablen $\underline{s}$ darstellen als

$$G(\underline{s}) = \frac{Y_s(\underline{s})}{U_s(\underline{s})}, \quad (5)$$

mit den Eingangsgrößen $U_s(\underline{s})$ und den Ausgangsgrößen $Y_s(\underline{s})$. Vertauscht man Zähler und Nenner in Gleichung (5) erhält man die inverse Übertragungsfunktion $G(\underline{s})^{-1}$. Dabei liefert der virtuelle Versuchsstand die Ist-Signale, welche als Eingangsgrößen mit den vorgegebenen Anregungs-Signalen als Ausgangsgrößen zur Systemidentifikation verwendet werden, um die lokalen Modellnetze (LMN) als Neuro-Fuzzy-Methode zu trainieren, siehe Abb. 7 [8].

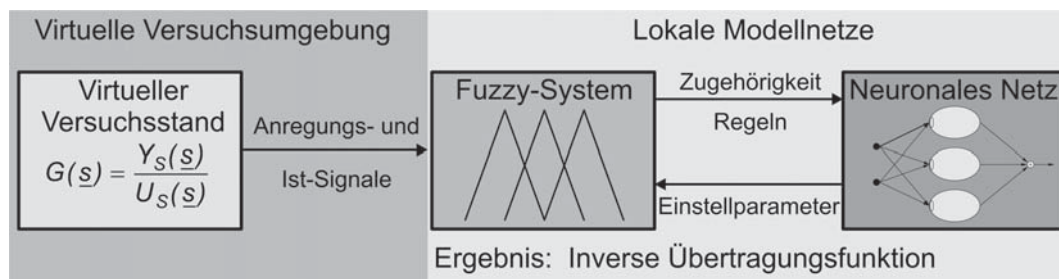


Abb. 7: Bestimmung des Systemverhaltens von Versuchsständen mithilfe von lokalen Modellnetzen

Zur nichtlinearen Systemidentifikation müssen geeignete Anregungs-Signale definiert bzw. generiert werden. Dabei sollen die Anregungs-Signale die Maximal- und Minimalwerte der Positionen, Winkelstellungen, Frequenzen und Beschleunigungen enthalten, die sich bspw. aus den vorliegenden Soll-Signalen oder stochastischen Kennfunktionen, wie einem „weißen Rauschen“, ableiten lassen. Der Versuch wird innerhalb der virtuellen Versuchsumgebung als Steuerung oder Regelung gemäß Abb. 3 in der Software MATLAB/SIMULINK durchgeführt. Das MKS-Modell des virtuellen Versuchsstands und des Versuchsobjekts wird innerhalb der Software SIMPACK abgebildet.

Neben den Anregungs-Signalen spielt die Auswahl der Ist-Signale eine wesentliche Rolle bei der Systemidentifikation und der Qualität der LMN. Nach der Systemidentifikation werden die Ist-Signale durch die Soll-Signale ersetzt. Die Ist-Signale, welche als Soll-Signale bzw. Führungsgrößen nicht vorhanden sind, werden als Regelung zurückgeführt.

Als Ergebnis der Systemidentifikation sind in Abb. 8 die Güten der jeweiligen LMN als globale normierte Fehler für jeden Hydraulikzylinder dargestellt. Während der ersten Iteration ermittelt die Systemidentifikationsmethode

lokaler Modellnetze die linearen Übertragungsfunktionen. Dabei hängt die Qualität der Übertragungsfunktionen für den ersten Iterationsschritt von der Auswahl und Anzahl der Ist-Signale ab. Die verwendeten lokalen linearen Neuro-Fuzzy-Modelle arbeiten für die weiteren Iterationen robust und sind als universelle Approximatoren anzusehen, da sie mit ansteigender Anzahl der Iterationen und Neuronen eine verbesserte oder zumindest gleiche Güte aufweisen. Mithilfe der berechneten LMN lassen sich die Stellgrößen bzw. Drive-Signale für unbekannte bzw. gemessene Soll-Signale ermitteln. Abb. 9 stellt ein Blockschaltbild dar, in dem die LMN die Stellgrößen bzw. Drive-Signale liefern.

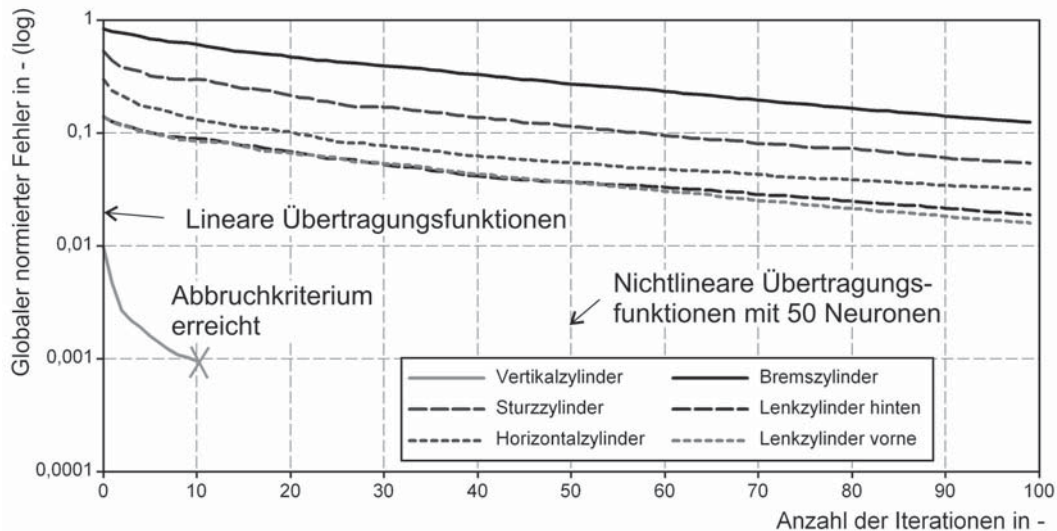


Abb. 8: Güte der Neuro-Fuzzy-Modelle in Abhängigkeit von den Iterationen für die nichtlineare Systemidentifikation der rechten Versuchshälfte

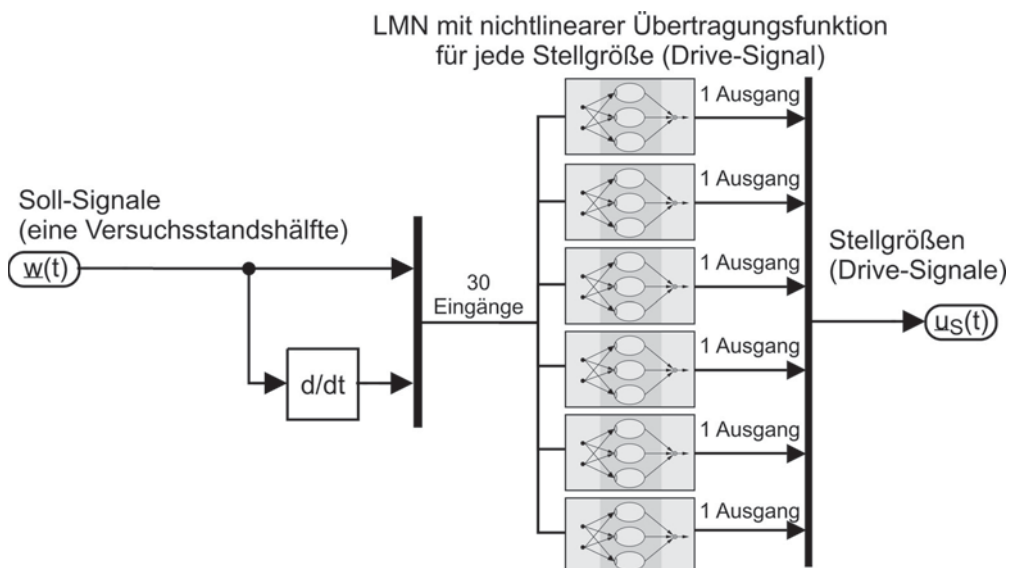


Abb. 9: Blockschaltbild zur Ermittlung der Stellgrößen (Drive-Signale) als Steuerungsstrategie

Die Soll-Signale und deren Ableitungen, insgesamt 30 Eingangsgrößen, werden als Eingangsgrößen für die LMN vorgegeben. Das in Abb. 9 dargestellte Verfahren funktioniert als Steuerung. Für den Fall, dass bestimmte Signale, wie z.B. die Positionen, Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen zur Bestimmung des Systemverhaltens relevant sind, kann das Verfahren hin zu einer Regelung erweitert werden. D.h., dass neben den Soll-Signalen die relevanten, aktuellen Ist-Signale aus dem virtuellen Versuchszustand zurückgeführt werden. Letztendlich bilden die ermittelten Stellgrößen bzw. Drive-Signale den Ausgangspunkt zur Durchführung des Be-

triebslastennachfahrversuchs. Dabei werden die Iterationen nicht am Versuchsstand sondern innerhalb der Neuro-Fuzzy-Methode durchgeführt.

In Abb. 10 sind der Vergleich der Soll- und Ist-Signale sowie deren Abweichungen beispielhaft für die Vertikalkraft F_{z_re} dargestellt. Die Abweichung des Ist-Signals ist überall sehr gering, obwohl das dargestellte Soll-Signal nicht für die Systemidentifikation verwendet wird. Die maximale Abweichung, die sich zum Zeitpunkt $t \approx 2,6$ s ergibt, lässt sich durch zwei mögliche Ursachen erklären. Zum einen können sie auf Problemen bei der Co-Simulation der Software-Bausteine bzw. Softwareprogramme beruhen, da während der Co-Simulation in der Software SIMPACK die Zeitschrittweite nicht verändert werden kann. Zum anderen kann es passieren, dass die Soll-Signale bezüglich ihrer Amplituden oder bspw. Frequenzen nicht bei der Systemidentifikation berücksichtigt werden.

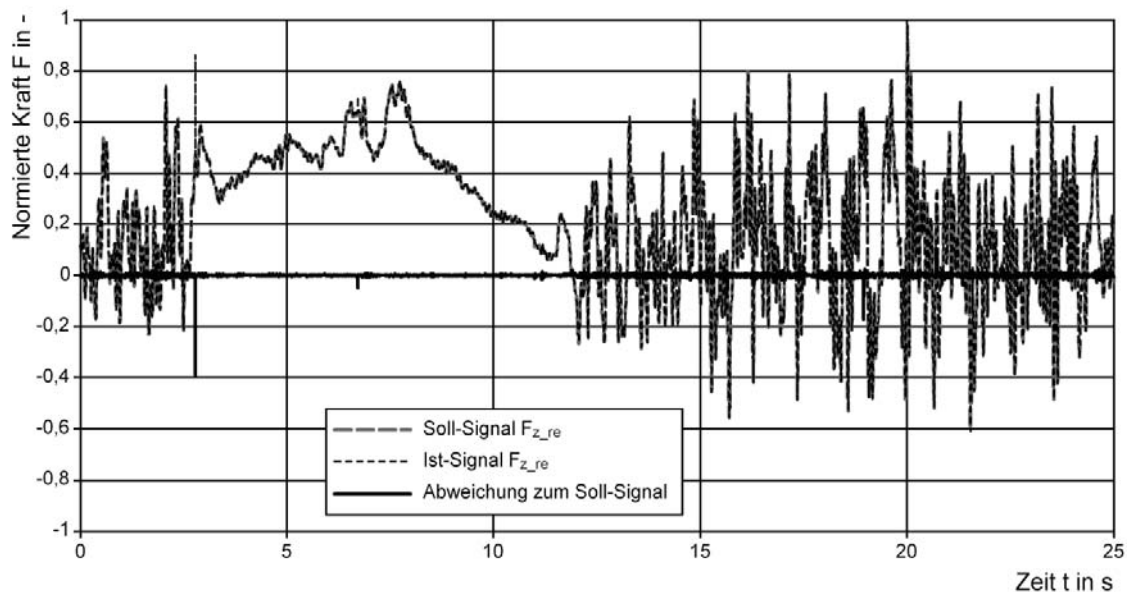


Abb. 10: Vergleich der Belastungs-Zeit-Funktionen des Soll- und des ermittelten Ist-Signals der Vertikalkraft

Die Tabelle in Abb. 11 zeigt die maximalen Abweichungen sowie die Standardabweichungen aller Kanäle des Versuchsstands. Die Korrelation zwischen Soll- und Ist-Signalen ist hoch. Dabei beschreibt die Standardabweichung die Güte der Steuerungsstrategie. Außerdem wird in Abb. 11 die 1,95-fache Standardabweichung dargestellt, d.h. die Standardabweichung, in der 95 % aller Datenpunkte enthalten sind. Für den dargestellten Ausschnitt bei einer Simulationsdauer von $t = 100$ s wird die 1,95-fache Standardabweichung von 3,57 % nicht überschritten.

Belastung	Linke Versuchsstandshälfte			Rechte Versuchsstandshälfte		
	Maximale Abweichung in %	Standardabweichung s in %	Standardabweichung 1,95-s in %	Maximale Abweichung in %	Standardabweichung s in %	Standardabweichung 1,95-s in %
Vertikalkraft F_z	38,17	0,90	1,76	67,41	1,04	2,03
Horizontalkraft F_y	9,64	0,56	1,09	13,28	0,63	1,23
Seitenkraft F_x	80,34	1,83	3,57	65,76	1,45	2,83
Lenkmoment M_z	4,74	0,37	0,72	7,35	0,38	0,74
Sturzmoment M_y	81,00	1,65	3,22	94,77	1,76	3,43
Bremsmoment M_x	3,72	0,50	0,98	9,43	0,47	0,92

Abb. 11: Vergleich der untersuchten Belastungs-Zeit-Funktionen für einen Zeitraum von $t = 100$ s

Lokale Modellnetze ermöglichen die Durchführung von Betriebslastennachfahrversuchen mit einer hohen Nachfahrgüte. Die Lastannahmen stellen u.a. die Randbedingungen für die folgenden Betriebsfestigkeitsversuche und -berechnungen dar.

4.2 Virtuelle Betriebsfestigkeitsversuche mit realitätsnahen Randbedingungen

Die zur Durchführung der virtuellen Betriebsfestigkeitsversuche verwendeten Versuchsobjekte stellen zwei unterschiedliche Arten von Fahrzeugachsen dar. Zum einen eine Pkw-Vorderachse, siehe Abb. 12, und zum anderen eine Nutzfahrzeugachse, siehe Abb. 14. Zur Beschreibung der lokalen Bauteileigenschaften und für die Betriebsfestigkeitsberechnung werden der Achsschenkel der Pkw-Vorderachse und die Lenkerfeder der Nutzfahrzeugachse als FEM-Modelle abgebildet. Wie bereits in Abb. 2 beschrieben, werden für die quasi-statische Superposition Einheitslastfälle für jede Koordinatenrichtung und jede Verbindung definiert. Damit sich die Systeme im Gleichgewicht befinden, werden außerdem Einheitslastfälle für die relevanten Beschleunigungen der Versuchsobjekte definiert.

In Abb. 13 sind die knotenabhängige Beanspruchungs- sowie die Schädigungs-Zeit-Funktion eines Knotens (Knoten 1) im kritischen Bereich des Achsschenkels dargestellt. Natürlich kann die Auswertung für jeden beliebigen Knoten der Versuchsobjekte erfolgen. Die Lebensdauer bzw. die relative Schädigung wird in den vorliegenden Analysen nach dem lokalen Kerbgrundkonzept ermittelt, wobei die resultierenden lokalen Beanspruchungen einer Dehnungs-WÖHLERlinie in Verbindung mit der zyklischen Spannungs-Dehnungskurve gegenübergestellt werden.

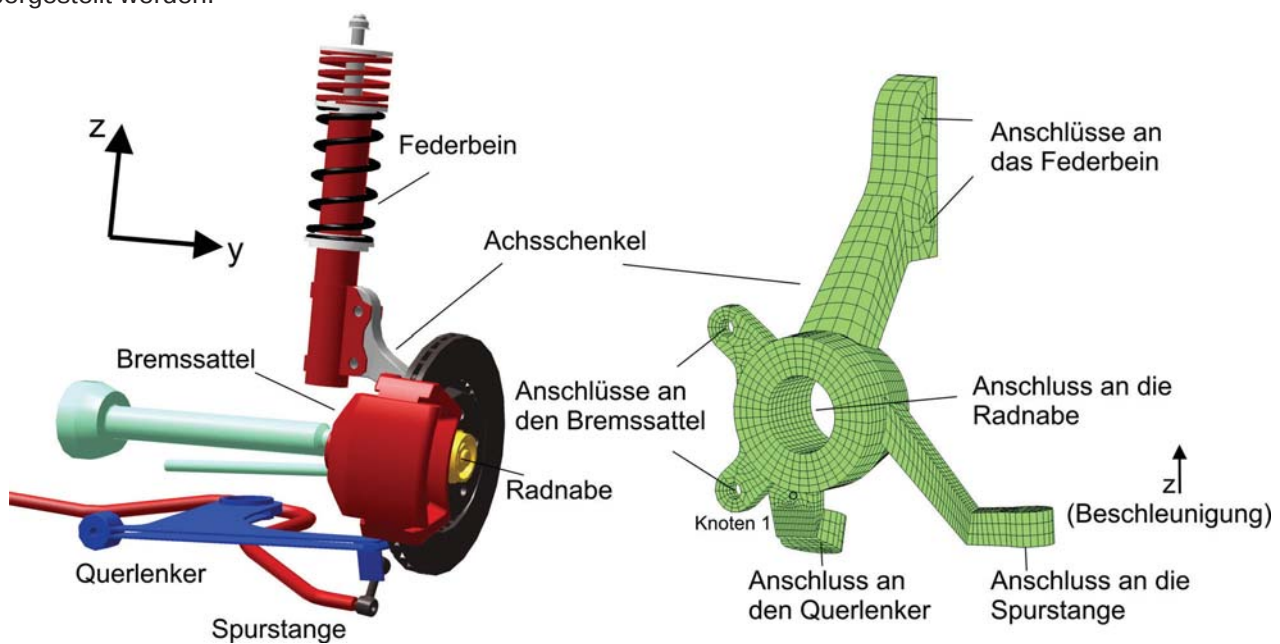


Abb. 12: MKS-Modell einer Pkw-Vorderachse und FEM-Modell des Achsschenkels innerhalb der virtuellen Versuchsumgebung (rechte Seite)

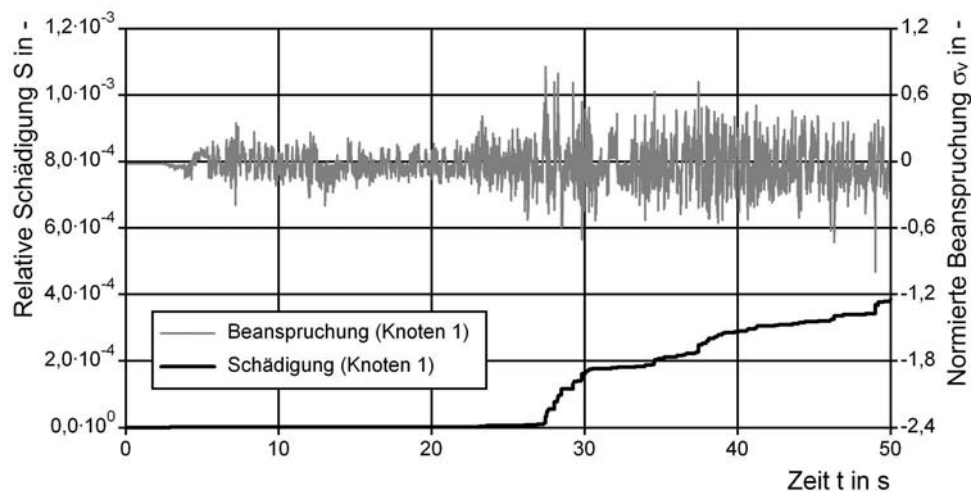


Abb. 13: Vergleich der Beanspruchungs- und Schädigungs-Zeit-Funktion für einen Knoten des Achsschenkels, siehe auch Abb. 12

Für das in Abb. 14 dargestellte FEM-Modell der Lenkerfeder eines Luftfederachsaggregats als Nutzfahrzeugachse erfolgt die Auswertung der virtuellen Betriebsfestigkeitsversuche beispielhaft für die markierten Knoten 2 und 3. Hierzu werden die knotenabhängigen Beanspruchungs- und Schädigungs-Zeit-Funktionen der Knoten 2 und 3 in Abb. 15 verglichen.

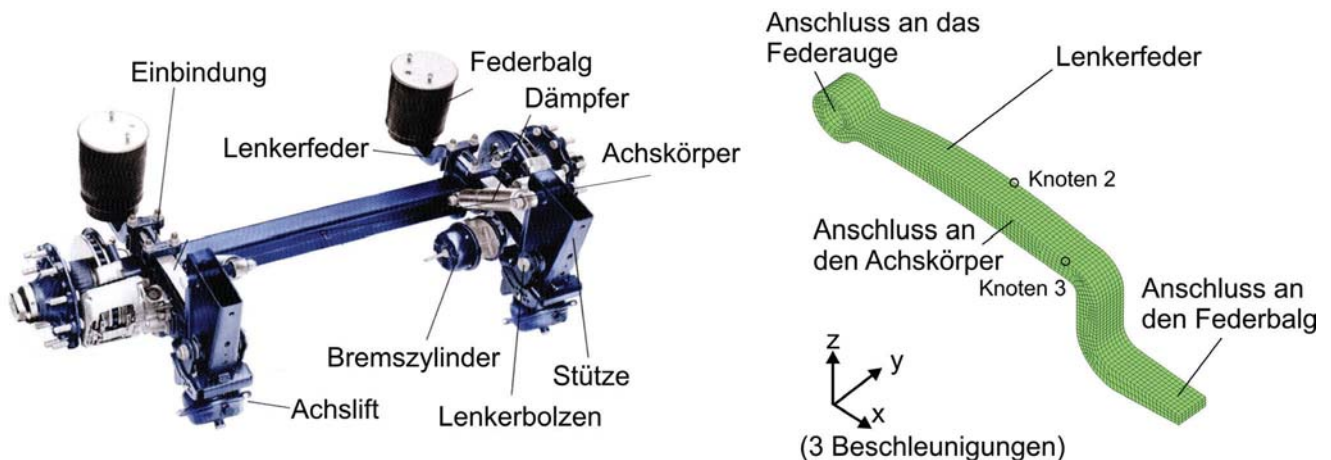


Abb. 14: Darstellung eines Luftfederachsaggregats als Nutzfahrzeugachse, ähnlich [9], und eines FEM-Modells einer Lenkerfeder

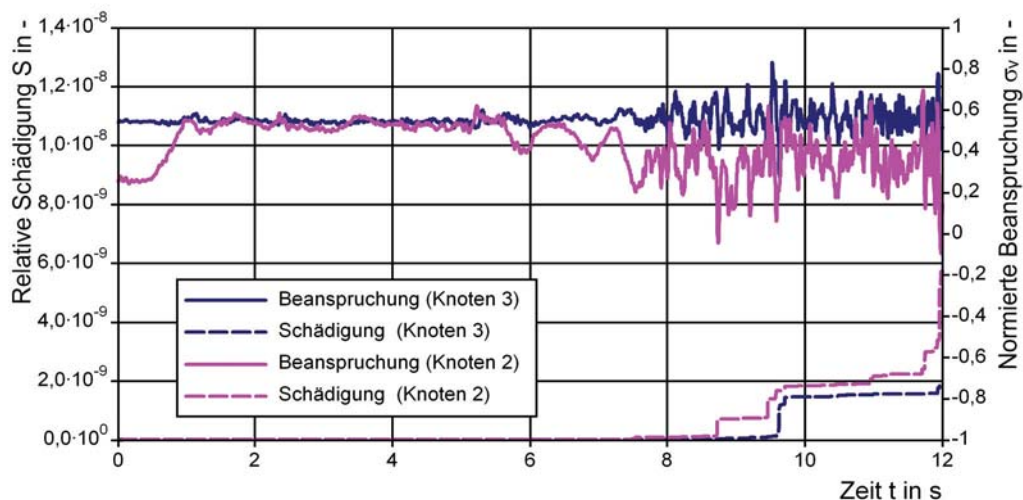


Abb. 15: Vergleich der Beanspruchungs- und Schädigungs-Zeit-Funktionen für zwei Knoten der Lenkerfeder, siehe auch Abb. 14

Für diese Analyse erfährt Knoten 2 die größte Schädigung und Knoten 3 die größte Beanspruchung. Wie man in Abb. 14 sieht, ergeben sich unterschiedliche Positionen für Knoten 3 mit der maximalen Beanspruchung und Knoten 2 mit der maximalen Schädigung. Dies kann durch die höheren Amplituden für Knoten 2 erklärt werden. Die Position von Knoten 2 stellt den gefährdeten kritischen Punkt bzw. Bereich für den durchgeführten Betriebslastennachfahrversuch dar. Die aufgezeigten Betriebsfestigkeitsanalysen an der Pkw-Vorderachse und der Nutzfahrzeugachse sind beispielhaft für die Anwendung in der Praxis anzusehen.

5 Schlussbemerkung und Ausblick

Der Einsatz von virtuellen Versuchstechniken ermöglicht die realitätsnahe Simulation von Betriebsfestigkeitsversuchen bzw. Entwicklungs- und Nachweisversuchen. Virtuelle Versuchstechniken werden eingesetzt, um reale Versuchstechniken zu unterstützen und in frühen Produktentwicklungsphasen zu ersetzen. Dabei wird der reale Betriebsfestigkeitsversuch durch numerische Simulationsverfahren nachgebildet.

Virtuelle Versuchsstände als Teil der virtuellen Produktentwicklung tragen dazu bei, die Produktentwicklungszeiten zu verkürzen und somit die Entwicklungskosten zu senken, indem bereits in der Konzeptphase des Produktentwicklungsprozesses Betriebsfestigkeitsversuche ausgearbeitet werden können. Mithilfe virtueller Versuchsstände soll die Ausnutzung realer Versuchsstände verbessert und die Erprobung neuer bzw. veränderter Software-Bausteine, d.h. in diesem Fall neuer Steuerungs- und Regelungsstrategien, ermöglicht werden.

Die Approximation des 12-Kanal-Versuchsstands für Fahrzeugachsen erfolgt mithilfe von Iterationen innerhalb der lokalen Modellnetze. Deren Qualität wird durch das Systemverhalten, die Eingangsgrößen und die Einstellparameter der lokalen Modellnetze bestimmt. Dabei bedarf es einer Kombination aus Expertenwissen durch Grundsatzuntersuchungen an Versuchsständen und Neuro-Fuzzy-Methoden, um Verbesserungen mit Steuerungs- bzw. Regelungsstrategien auf Basis von Neuro-Fuzzy-Methoden zu erzielen. Im Vergleich zum Iterative Deconvolution-Verfahren ist die Genauigkeit der Nachfahrgüte mit Neuro-Fuzzy-Methoden höher und die möglichen Vorschädigungen am Versuchsobjekt entfallen. Das vorgestellte Verfahren ersetzt die Drive-Signal-Iterationen am virtuellen Versuchsstand und liefert virtuell generierte Drive-Signale zur Verwendung am realen Versuchsstand. Für das Versuchsobjekt ergeben sich verlässliche und nahezu identische Randbedingungen in virtueller und realer Versuchsumgebung. Somit werden in frühen Produktentwicklungsphasen die Qualität der Betriebsfestigkeitsversuche und die Aussagen über das Bauteilverhalten bezüglich der Betriebsfestigkeit verbessert. Außerdem besteht die Möglichkeit, die vorgestellte Steuerungsstrategie hin zu einer Regelungsstrategie zu erweitern. Durch die Minimierung der Vorschädigungen und der hohen Nachfahrgüte lassen sich genauere Aussagen über die Betriebsfestigkeit von Fahrzeugachsen treffen.

Die entstehenden Synergien zwischen realen und virtuellen Versuchstechniken liefern die Randbedingungen zur gezielten Verbesserung der Produktentwicklung und zur Verkürzung der Versuchszeiten.

6 Literatur

- [1] Buxbaum, O.: Betriebsfestigkeit. Düsseldorf: Verlag Stahleisen mbH, 1992.
- [2] Oberhaus, H.; Rönitz, R.: Fahrzeugversuche im Labor oder auf realer Straße - Ergänzung oder Konkurrenz, Mess- und Versuchstechnik im Automobilbau (VDI-Bericht 741), 1989, S.1-23.
- [3] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2006.
- [4] Yousefi, F.; Küppers, M.: Lebensdauerberechnung Mehraxial. Frankfurt (Main): FKM Heft 271, Forschungskuratorium Maschinenbau, 2002.
- [5] Idelberger, H.: Lebensdauerberechnung mittels kommerzieller Software. In: Christ, H.-J. (Hrsg.): Ermüdungsverhalten metallischer Werkstoffe. Weinheim: WILEY-VCH Verlag, 2009, S.270-278.
- [6] Soderling, S.; Sharp, M.; Leser, C.: Servo Controller Compensation Methods. Selection of the Correct Technique for Test Applications. Brazil: SAE Technical Paper, 1999-01-3000, 1999.
- [7] Nelles, O.: Nonlinear System Identification. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 2001.
- [8] Minor, T.; Idelberger, H.: Regelungsstrategien auf Basis von Neuro-Fuzzy-Methoden zur Simulation von Betriebsfestigkeitsversuchen. In: Idelberger, H. (Hrsg.): Sammelband mit Fachbeiträgen zu den Themen Leichtbaukonstruktion und Betriebsfestigkeit. Aachen: Shaker Verlag, 2009, S.55-92.
- [9] Rhein, B.: Fahrwerksysteme gezogener Fahrzeuge. Die Bibliothek der Technik, Band 266. München: Verlag Moderne Industrie, 2005.

Betriebsfestigkeitsanalyse mit Berücksichtigung von Ergebnissen aus der Prozesssimulation

Christian Gaier, Eberhard Dutzler, Werner Aichberger, Helmut Dannbauer

(Magna Powertrain, Engineering Center Steyr GmbH & Co KG)

Die rechnerische Betriebsfestigkeitsanalyse hat in den letzten Dekaden einen sehr hohen Reifegrad bezüglich der praktischen Handhabung und der Vorhersagegenauigkeit erreicht. Abweichungen der berechneten Anrisslebensdauer zum Versuch sind überwiegend eine Folge unsicherer bzw. fehlender Eingabewerte und weniger methodisch bedingt. Während einerseits bei der Finite Elemente Analyse die Abweichungen durch die Verfeinerung der numerischer Methoden und die enorme Leistungssteigerung der Computer bereits sehr klein gehalten werden können, ist andererseits die Situation bei den Lastdaten und insbesondere den bauteilbezogenen, lokalen Materialeigenschaften wesentlich ungünstiger.

Auch die Möglichkeiten der Prozesssimulation haben sich in den letzten Jahren so verbessert, dass zumindest ein Teil der Eigenschaften des Werkstoffgefüges vorhergesagt werden kann. Während Schweißsimulationen für den Serienentwicklungsprozess noch zu aufwändig sind, werden Guss- und Umformsimulationen bereits im großen Stil eingesetzt, um Bauteileigenschaften in einer frühen Entwicklungsphase zu optimieren.

Eine Integration der Prozesssimulation in die Betriebsfestigkeitsanalyse liegt also nahe, weil es sich bei beiden Verfahren um verfügbare Technologien handelt. Diese Integration wurde für das Umformen von Feinstahlblechen und das Sand- und Druckgießen von Aluminium und Magnesium durchgeführt.

Aus der Umformsimulation wird der Umformgrad als Indikator für die lokalen Materialeigenschaften verwendet, bei der Gussimulation der sekundäre Dendritenarmabstand, welcher eine Korrelation zur Porosität und Dauerfestigkeit aufweist. Zusätzlich können porenfreie Randschichten berücksichtigt werden.

Bei der Gussimulation von Bauteilen aus Eisenguss (wie z.B. Zylinderköpfe, Gehäuse, etc.) können Verteilungen lokaler Werkstoffparameter wie Zugfestigkeit und Streckgrenze berechnet werden. Neuerdings können auch diese lokalen Werkstoffparameter von der Betriebsfestigkeitssoftware *Femfat* verarbeitet und für die Berechnung der Lebensdauer verwendet werden. Durch die Berücksichtigung lokaler Werkstoffparameter kann die Ergebnisqualität wesentlich gesteigert werden.

An Beispielen aus der industriellen Praxis wird demonstriert, welchen Einfluss die Berücksichtigung der Prozesssimulation auf das Lebensdauerergebnis hat.

1 Einleitung

In der Fahrzeugentwicklung wird heutzutage eine umfangreiche Simulationskette durchlaufen, bevor Bauteile überhaupt real als Prototypen existieren (siehe Abb. 1). Diese Simulationskette umfasst statische und dynamische Analysen von Verschiebungen, Spannungen, Dehnungen und Temperaturverteilungen mit Hilfe von der Finiten Elemente Methode (FEM), Mehrkörpersimulationen (MKS), Blech-Umformsimulationen, Gussimulationen, usw. Das letzte Glied ist die Betriebsfestigkeitssimulation, um versagenskritische Stellen der Struktur zu identifizieren.

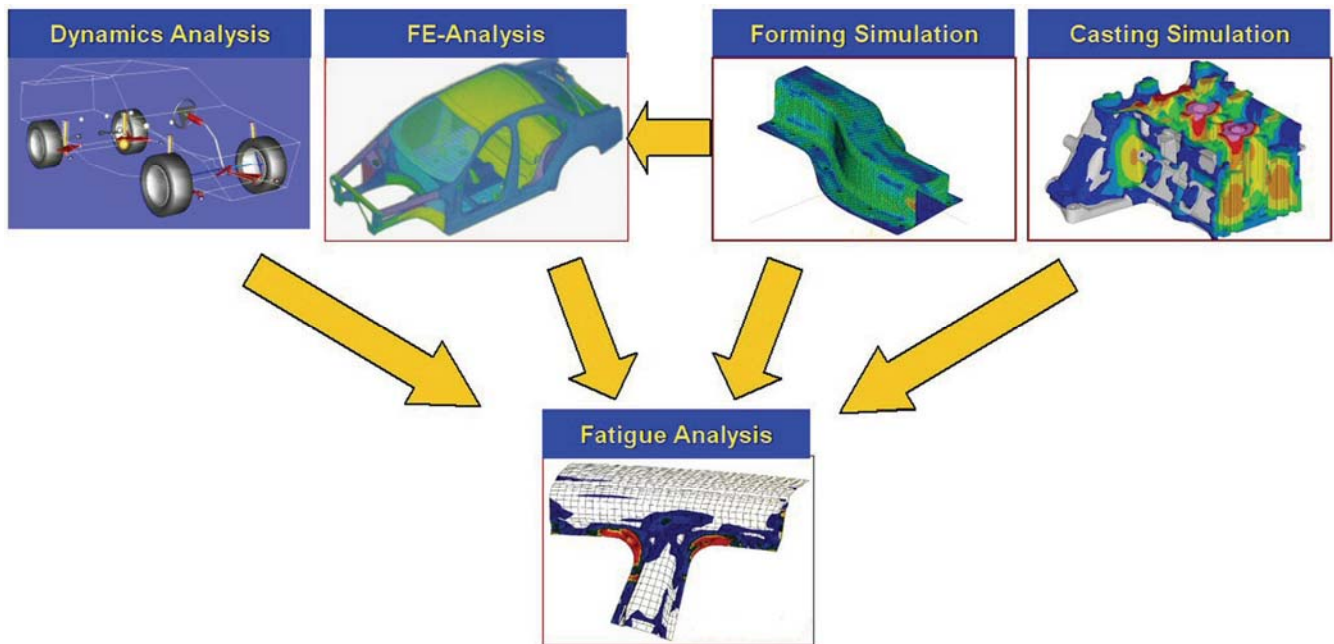


Abb. 1: Datenflussdiagramm

Schädigungsverteilungen dienen als Entscheidungsgrundlage, ob und wie ein Redesign der Struktur erfolgen soll. Automatische Optimierungen von Form, Topologie, usw. kommen dabei immer mehr zum Einsatz und ersetzen mühsame händische Korrekturen am Bauteil-Design.

Die Software *Femfat* für die Betriebsfestigkeitsanalyse von Bauteilen liefert zuverlässige Ergebnisse seit fast zwei Jahrzehnten [1-6]. Die Qualität der Ergebnisse kann natürlich nicht besser sein als die Qualität der Eingabedaten. Dazu zählen FE-Modell und Spannungsergebnisse, statische und zyklische Werkstoffdaten und Belastungsdaten (Lastspektren und Zeitverläufe). Diese Daten müssen sorgfältig vorbereitet und zur Verfügung gestellt werden. Häufig verwendete Eingangsdaten findet man auch in entsprechenden Datenbanken.

In diesem Beitrag steht die Verknüpfung von Prozesssimulation (Umform- und Gussprozess) und Betriebsfestigkeitsanalyse im Zentrum. Durch Verwendung von Ergebnissen der Prozesssimulation in der Betriebsfestigkeitsanalyse ist es möglich, die Genauigkeit der Lebensdauervorhersage zu steigern.

2 Berücksichtigung des Umformprozesses in der Betriebsfestigkeitsanalyse

Im Fahrzeugbau werden immer mehr Teile durch Umformung produziert (Tiefziehen, Innenhochdruckumformung). Dabei kann sich einerseits die Blechdicke signifikant ändern, andererseits die Festigkeit des Werkstoffs. Die Lebensdauer eines Bauteils verändert sich dadurch u.U. drastisch (Steigerung um Faktor 100 und mehr). Durch Berücksichtigung dieser Effekte kann die Genauigkeit der Betriebsfestigkeitsanalyse stark gesteigert werden.

2.1 Umformsimulation

Spanlose Produktionsprozesse unterscheiden sich durch dominierende Last und Umformwerkzeug (mit flüssigen oder gasförmigen Medien).

Tiefziehen und Innenhochdruckumformung (IHU) wird bei vielen Teilen speziell im Fahrwerks-, Radaufhängungs- und Karosseriebereich angewandt. Während beim Tiefziehen die Blechausdünnung durch höhere Werkstofffestigkeiten teilweise kompensiert wird, gibt es bei der IHU andere Effekte. Es werden dabei Rohre mit Wasser oder Öl und hohen Drücken bis zu 15000 Bar aufgedehnt und in die Form gedrückt. Im Gegensatz zum Tiefziehen entstehen Bereiche mit aufgedicktem Material.

Ein wichtiger skalarer Parameter zur lokalen Beschreibung des Umformprozesses ist der Vergleichsumformgrad (φ_V), siehe Gl. (3) und Abb. 2.

Der Umformgrad in Richtung h ist definiert als:

$$\varphi_h = \int_{h_0}^h \frac{1}{h} dh = \ln h \Big|_{h_0}^h = \ln \frac{h}{h_0} \quad (1)$$

wobei die Verteilung des Umformgrads unter der Bedingung der Volumenkonstanz berechnet wird:

$$\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 0 \quad (2)$$

Der Vergleichsumformgrad berechnet sich aus den Einzelumformgraden zu:

$$\varphi_V = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot (\varphi_1^2 + \varphi_2^2 + \varphi_3^2)} \quad (3)$$

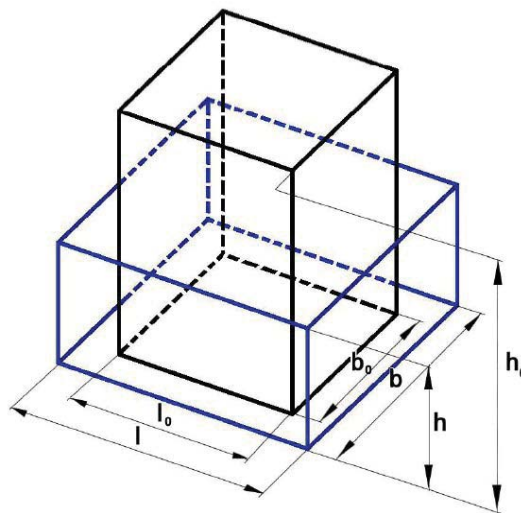


Abb. 2: Verformung unter Volumenkonstanz

Durch Umformung entstehen meist multi-axiale Deformationen. In [7] wurde der Einfluss unterschiedlicher Umformzustände auf das zyklische Werkstoffverhalten für verschiedene Tiefziehstähle untersucht. Dabei zeigte sich, dass Testserien mit unterschiedlichen Umformzuständen, aber ähnlichen Vergleichsumformgraden ähnliche zyklische Spannungsdehnungskurven lieferten. Außerdem war das Werkstoffverhalten relativ unabhängig von der Belastungsrichtung bezogen auf die Richtung der größten Hauptdehnung (φ_1).

Durch den Umformprozess kann sich die Blechdicke ändern, was sich wiederum auf die lokale Spannungsverteilung auswirkt. Weiters ändert sich das Werkstoffverhalten durch Verfestigung. All diese Einflüsse wirken sich auf die Lebensdauer des Bauteils aus. Um solche Effekte in der Betriebsfestigkeitsanalyse berücksichtigen zu können, müssen entsprechende Daten verfügbar sein. Heutzutage existieren bereits mehrere kommerzielle Software-Produkte (explizite und implizite Finite Element Codes), welche Umformprozesse simulieren können. Adaptive Netzverfeinerungen erfolgen dabei automatisiert an Stellen großer Dehnung, um hohe Genauigkeit sicherzustellen. Als Ergebnis erhält man Verteilungen folgender Parameter:

- Lokale Blechdicken
- Lokale Umformgrade
- Eigenspannungen

Diese Parameter haben einen signifikanten Einfluss auf die Lebensdauer. Derzeit ist es noch schwierig, ausreichend genaue Eigenspannungen für die Betriebsfestigkeitsanalyse zu erhalten, speziell bei expliziten FE-Codes. Daher liegt der Fokus auf den ersten beiden Parametern. Die lokale Blechdicke benötigt man für die FE Spannungs- und Dehnungsanalyse (siehe Abb. 1) und wirkt sich somit nur indirekt auf die Lebensdauer aus. Der Umformgrad verändert lokale statische und zyklische Werkstoffparameter durch Verfestigungseffekte und wird somit als Input für die Lebensdauervorhersage benötigt. I.A. sind statische Kennwerte durch Umformung stärker betroffen als zyklische, siehe Abb. 3. Die Ursachen dafür sind Phänomene wie zyklisches Kriechen und zyklische Relaxation [9].

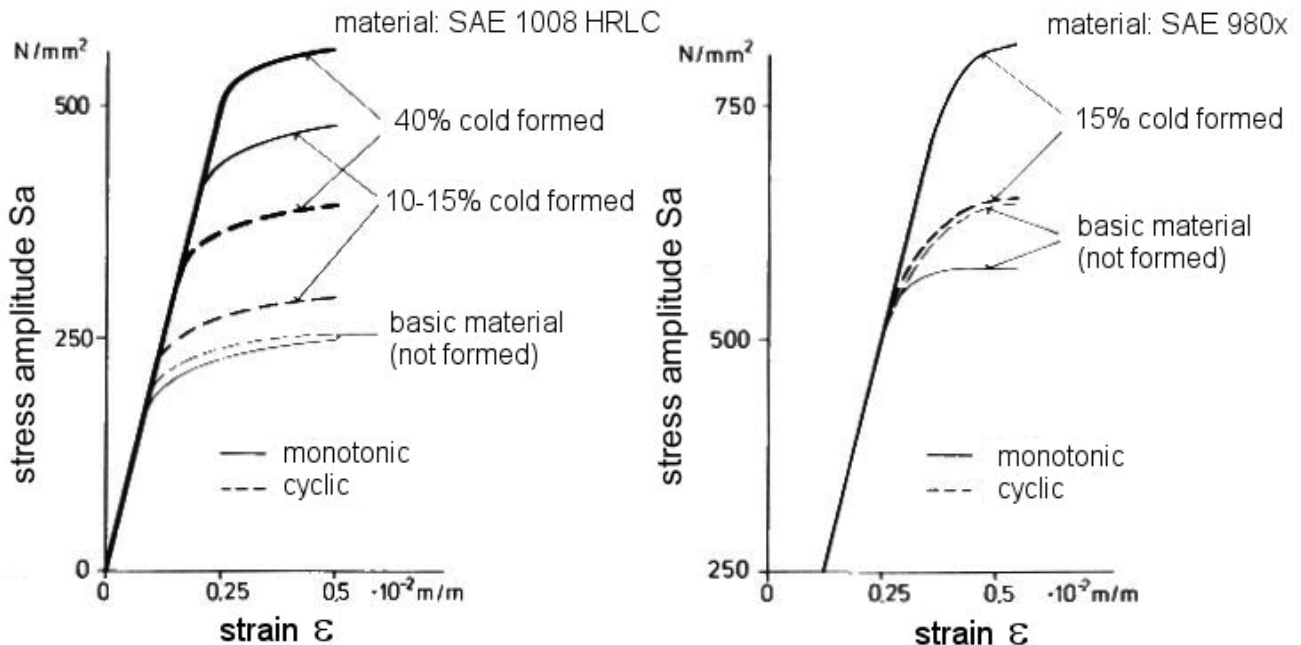


Abb. 3: Werkstoffverfestigung [9]

2.2 Betriebsfestigkeitsanalyse

Durch den Umformprozess können Werkstoffeigenschaften lokal stark variieren. Um den Einfluss der Umformung auf lokale Werkstoffeigenschaften experimentell verifizieren zu können, braucht man Proben mit möglichst homogenen Werkstoffeigenschaften über den Querschnitt. Im Folgenden werden zwei Arbeiten vorgestellt, wo auf Basis umfangreicher Untersuchungen Methoden zur Ableitung von Werkstoffparametern entwickelt wurden. Von Masendorf [7] gibt es ein Materialgesetz für Stahlbleche namens *MLSS* (*Material Law of Steel Sheets*). Es werden analytische Ausdrücke vorgeschlagen für die Parameter von Dehnungswöhlerlinien und zyklischen Spannungsdehnungskurven abhängig vom Vergleichsumformgrad. Eine Weiterentwicklung stellt die von Hatcher [8] vorgeschlagene Methode der variablen Neigungen *MVS* (*Method of Variable Slopes*) dar.

Beide Methoden verwenden den Vergleichsumformgrad (φ_v), um die Effekte aufgrund von Blechumformung zu beschreiben. Sie unterscheiden sich hauptsächlich in der Anzahl der untersuchten Werkstoffe und in der Bestimmung der Neigungen des elastischen und plastischen Anteils der Dehnungswöhlerlinien (Parameter b und c). Während bei der *MLSS* die Neigungen konstant sind, hängen sie bei der *MVS* vom Vergleichsumformgrad ab.

Basierend auf diesen beiden Arbeiten wurden Methoden zur Beschreibung des Umformeinflusses auf die Lebensdauer abgeleitet und in *Femfat* implementiert [10, 11]. Die analytischen Ausdrücke zur Beschreibung des Materialverhaltens wurden adaptiert, da in *Femfat* lokale Spannungswöhlerlinien für die lineare Schadensakkumulation zur Anwendung kommen.

Einflussfaktoren auf Dauerfestigkeit f_H und Neigung f_k der lokalen Spannungswöhlerlinie wurden entwickelt. Weitere Faktoren wirken auf Verfestigungskoeffizient f_K und Verfestigungsexponent f_n der zyklischen Spannungsdehnungskurve.

Auch statische Werkstoffparameter wie Zugfestigkeit R_m und Streckgrenze $R_{p0,2}$ werden durch den Umformprozess verändert. Dadurch kommt es zu einer Modifikation des Haigh-Schaubildes zur Quantifizierung des Mittelspannungseinflusses. Die Koeffizienten nach *MLSS* ergeben sich zu:

$$f_{\sigma} = 1 + \frac{13036}{10370} \cdot \varphi_V \quad (4)$$

$$f_k = 1 \quad (5)$$

$$f_{K'} = \frac{f_{\sigma}}{\left(1 - \frac{1.1878}{1.5262} \cdot \varphi_V\right)^{0.125}} \quad (6)$$

$$f_{n'} = 1 \quad (7)$$

$$f_{R'_{p0,2}} = f_{K'} \quad (8)$$

Koeffizienten nach *MVS* sind nach Gl. 9 – 13 definiert, wobei N_D und $N_{0,2}$ charakteristische materialabhängige Kennwerte für Lastspielzahlen sind. b_0 und c_0 sind Neigungen der Dehnungswöhlerkurven des Grundwerkstoffs, während b und c die Neigungen durch den Umformeinfluss repräsentieren. Die konstanten Faktoren δ und γ sind Werkstoffparameter.

$$f_{\sigma} = (1 + \varphi_V) \cdot \left(\frac{N_D}{N_{0,2}}\right)^{(b-b_0)} \quad (9)$$

$$f_k = \frac{b_0}{b} = \frac{\lg\left(\frac{\delta}{\gamma}\right)}{\lg\left(\frac{\delta}{\gamma \cdot (1 + \varphi_V)}\right)} \quad (10)$$

$$f_{K'} = (1 + \varphi_V) \cdot 0.002^{\left(\frac{b_0}{c_0} - \frac{b}{c}\right)} \quad (11)$$

$$f_{n'} = \frac{b \cdot c_0}{c \cdot b_0} \quad (12)$$

$$f_{R'_{p0,2}} = 1 + \varphi_V \quad (13)$$

Alle diese Einflussfaktoren sind immer größer als 1, was bedeutet, dass der Vergleichsumformgrad immer einen positiven Einfluss auf die Lebensdauer hat, siehe Abb. 4a.

In Abb. 4 sind mit den *MLSS*- und *MVS*-Methoden berechnete Spannungswöhlerkurven und zyklische Spannungsdehnungskurven für verschiedene Umformgrade gegenübergestellt.

Die Wöhlerkurve des Grundwerkstoffs wird durch die *MLSS* einfach parallel nach oben zu höher ertragbaren Spannungen verschoben, siehe Abb. 4a. Nach *MVS* dagegen wird auch die Neigung der Wöhlerlinie abhängig vom Vergleichsumformgrad modifiziert. Ursache sind Effekte aufgrund von zyklischem Kriechen und Relaxation bei hohen Spannungsamplituden (über der Fließgrenze). Somit verschwindet der Umformeinfluss bei hohen lokalen Spannungsamplituden.

Der Einfluss des Umformprozesses auf das Spannungsdehnungsverhalten von Standard-Tiefziehstählen ist in Abb. 4b dargestellt.

Das statische und zyklische Werkstoffverhalten von rostfreiem austenitischem Stahl dagegen verändert sich noch wesentlich dramatischer durch den Umformeinfluss. Dadurch ist die mit den bisher dargestellten Methoden berechnete Lebensdauer kürzer als im Versuch. Für diesen Werkstoff wurde daher eine besser geeignete Näherungsformel für den Einflussfaktor f_{φ} auf die Dauerfestigkeit entwickelt [12]:

$$f_{\varphi} = 1 + 3\varphi_v \quad (14)$$

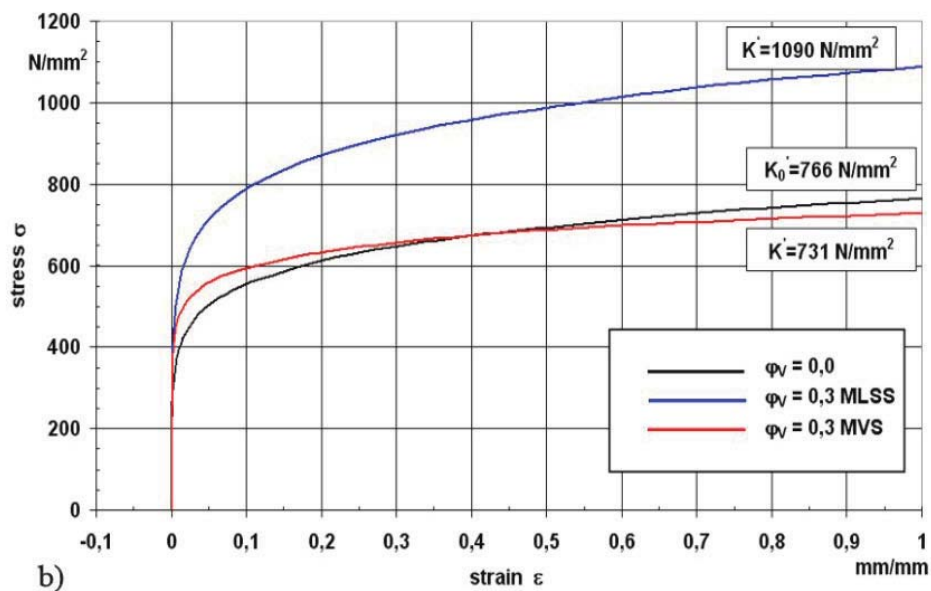
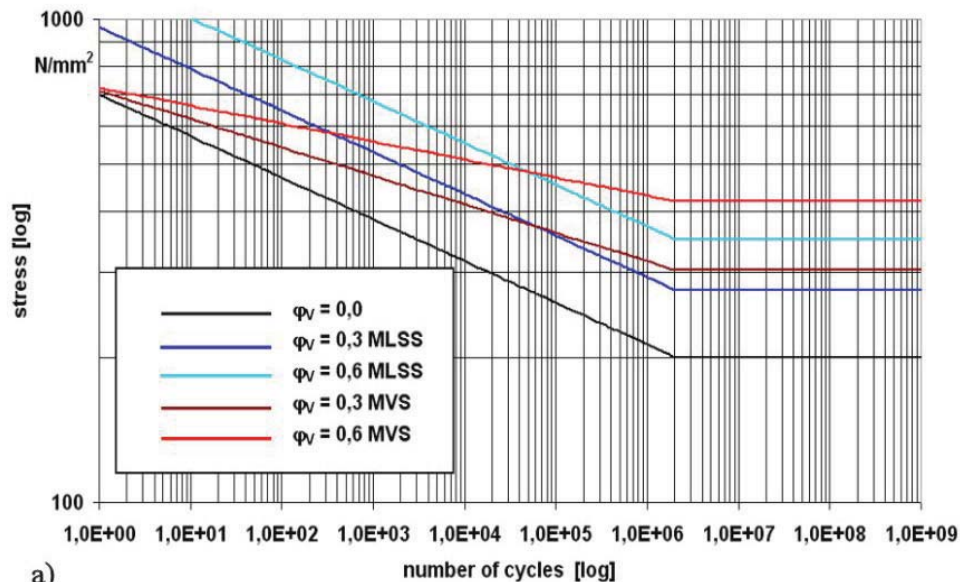


Abb. 4: Einfluss des Umformgrades auf a) Wöhlerlinien und b) zyklische Spannungsdehnungskurven.

In der Praxis stellt sich die Frage, wie Ergebnisse der Umformsimulation vom dafür verwendeten FE-Netz auf ein anderes FE-Netz für die Spannungs- und Betriebsfestigkeitsanalyse übertragen („gemappt“) werden können. Dieser Vorgang ist aufgrund von (teilweise großen) Unterschieden in Elementgröße, Lage des FE-Netzes und

Dimension des Bauteils nicht unbedingt trivial. Die durch die Umformung erzielte Bauteilabmessung kann durch nachgeschaltete Operationen wie Zuschneiden und Stanzen wieder erheblich reduziert werden. Abweichungen zwischen dem idealen Design und der durch den Umformprozess erhaltenen Form erfordern einen fehlertoleranten Mapping-Prozess.

Einige kommerzielle Umformsimulationstools stellen bereits solche Funktionalitäten zur Verfügung (z.B. *LS-Dyna*). Auch Werkzeuge, welche ursprünglich für Submodell-Analysen entwickelt wurden, eignen sich zum Mappen [18].

2.3 Beispiele

2.3.1 Tiefgezogenes Schwenklager

Ein Schwenklager wurde analysiert, dessen Hauptteile aus zwei miteinander verschweißten Blechschalen bestehen, welche durch einen mehrstufigen Tiefziehprozess hergestellt wurden, siehe Abb. 5a. Die Blechschalen wurden aus Feinkornstahl ZStE380 gefertigt und haben eine Ausgangsdicke von 3mm. Die Umformsimulation wurde mit *Autoform* durchgeführt und das Mapping der Ergebnisse erfolgte in *LS-Dyna*. Die Verteilung des Vergleichsumformgrads gemappt auf die obere Blechschale ist in Abb. 5b dargestellt. Anschließend wurden Spannungen mit *Abaqus* berechnet, welche als Input für die Betriebsfestigkeitsanalyse mit *Femfat* dienten.

An den Prototypen wurden 19 Testserien mit 4 unterschiedlichen Lastfällen durchgeführt (Längs-, Seiten-, Bremskraft und Kraft über Lenkarm). Jeder Test wurde unter Wechsellast bis zum Erscheinen eines technischen Anrisses durchgeführt. Während 3 Lastfälle hauptsächlich Anrisse an Schweißnähten produzierten, ergaben sich durch die Längskräfte auch Anrisse ohne Schweißnahteinfluss.

Die gemessenen Lebensdauern für die Längsbelastung bewegten sich zwischen 100.000 und 143.000 Lastzyklen. Unterschiedliche Varianten mit verschiedenen Einflüssen wurden berechnet, um die relevanten Effekte zu identifizieren. In allen untersuchten Fällen stimmte die Stelle mit der höchsten Schädigung mit dem Anrissort im Versuch überein. Der Vergleich der berechneten Lebensdauer bei Längsbelastung mit dem Versuch ist in Abb. 5c dargestellt.

In der ersten Variante V1 wurde, so wie es derzeit gängige Praxis im automotiven Engineering ist, mit Spannungen gerechnet, welche sich mit der ursprünglichen unverformten Blechdicke ergeben, und mit nominellen Werkstoffparametern ohne Umformeinfluss.

In V2 wurde nur die Änderung der lokalen Blechdicken in Betracht gezogen. Aufgrund der Materialausdünnungen steigen die Spannungsamplituden und die Lebensdauer sinkt. Änderungen der Blechdicken und Modifikationen des Werkstoffverhaltens wurden in V3 (*MLSS*) und V4 (*MVS*) berücksichtigt. In Abb. 5c wird gezeigt, dass die vorhergesagten Lebensdauern bei Verwendung des Umformgradeinflusses auf die Werkstoffparameter im Bereich der Messungen liegen. Die Ergebnisse sind somit wesentlich genauer als bei einer Standard-Rechnung.

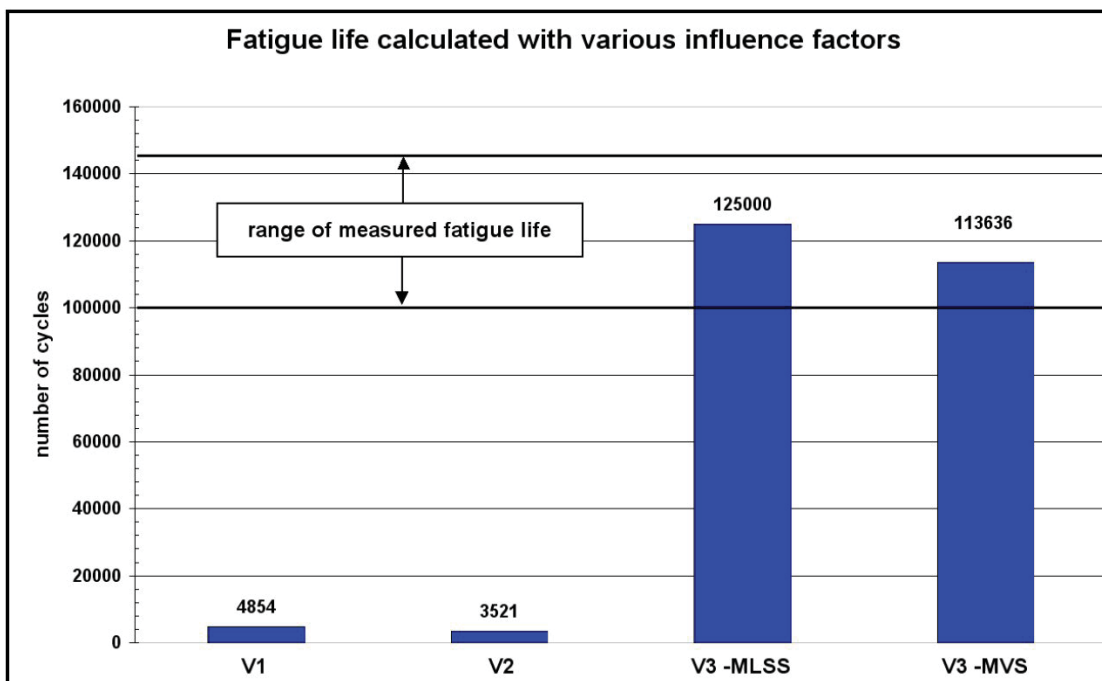
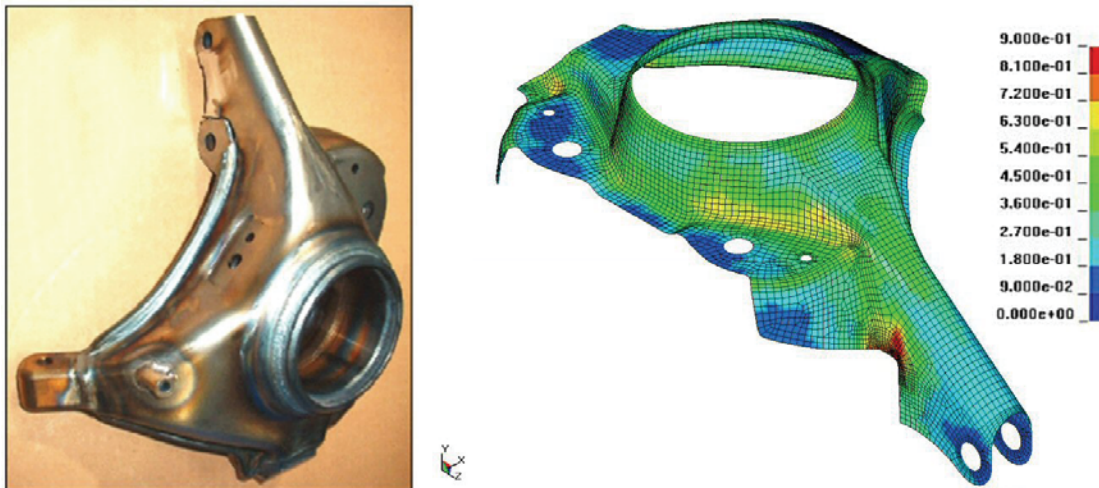


Abb. 5a: Tiefgezogenes Schwenklager. 5b: Verteilung des Vergleichsumformgrads gemappt auf die obere Blechschale. 5c: Vergleich der Lebensdauern an der kritischen Stelle (Ort des Anrisses).

Keine Berücksichtigung des Umformprozesseinflusses bzw. alleinige Berücksichtigung der Blechdickenänderungen führt zu sehr konservativen Vorhersagen. Die Konsequenz daraus sind überdimensionierte Bauteile mit negativen Auswirkungen auf Gewicht und Kosten.

2.3.2 Faltbalg aus rostfreiem Stahl

Als weiteres Beispiel wurde ein Faltbalg aus rostfreiem austenitischem Stahl untersucht. Faltbälge werden im automotiven Bereich hauptsächlich für die Schwingungsentkopplung von Motor und Abgasanlage verwendet. In Abb. 6a ist beispielhaft ein Balg mit 5 Falten dargestellt [12]. Üblicherweise werden diese aus rostfreiem Stahl mit hoher Zugfestigkeit hergestellt, welche durch den Umformprozess eine weitere sehr hohe Festigungssteigerung erfahren.

Der im Folgenden analysierte Balg hat 10 Falten. Hergestellt werden diese durch einen Hydro-Umformprozess aus verschweißten Stahlrohren (Dicke des Grundblechs: 0.2 mm). Hohe Umformgrade, starke Dickenänderun-

gen und hohe Eigenspannungen sind die Folge. Somit ist ein großer Unterschied in der Festigkeit zwischen Rohmaterial und fertigem Bauteil zu erwarten.

Der gesamte mehrstufige Herstellprozess wurde mit *Pamstamp* simuliert:

- Umformung des ursprünglichen Stahlrohrs
- Hydro-Umformung der Falten
- Rückfederung

Die resultierende Dickenverteilung ist in Abb. 6b dargestellt, der Vergleichsumformgrad mit dem Maximalwert $\phi_V = 0.46$ in Abb. 6c.

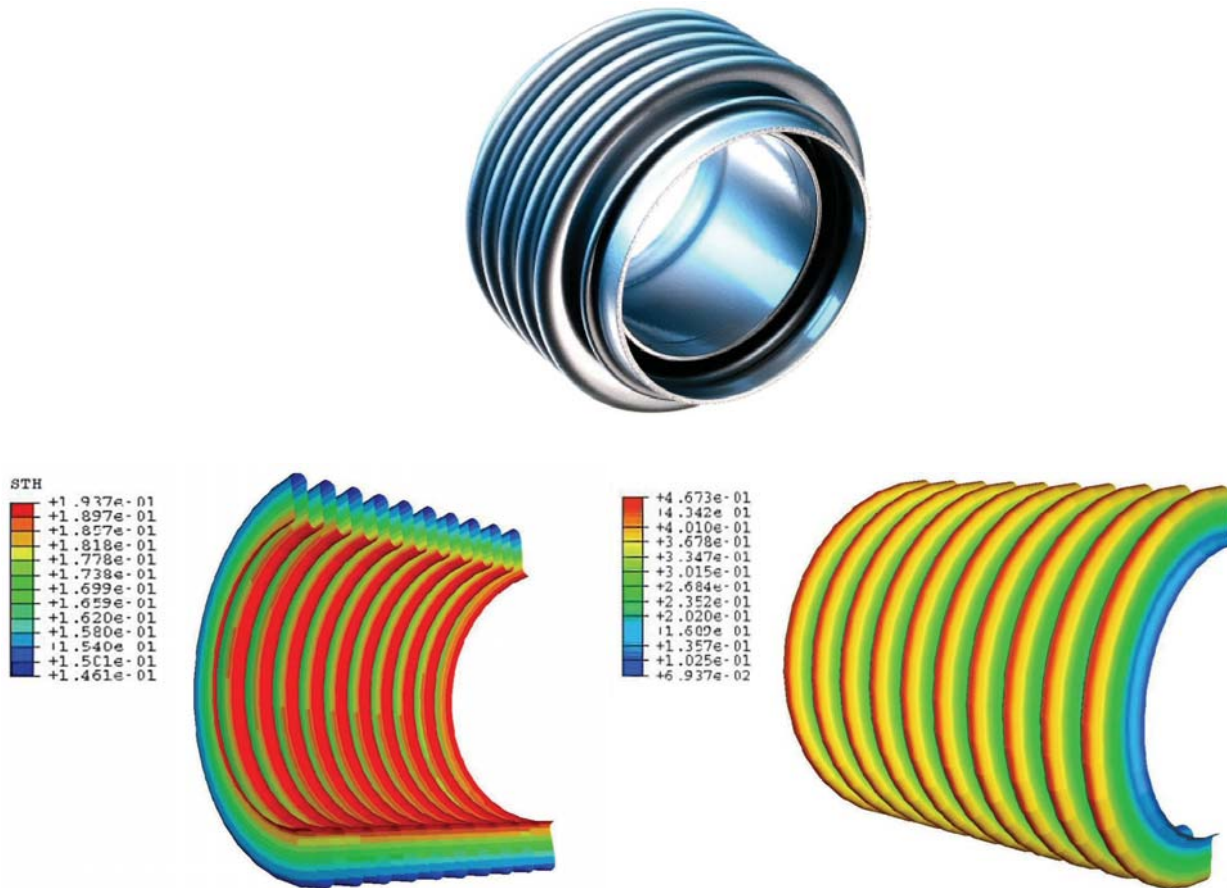


Abb. 6a: Balg mit 5 Falten und Einlage. 6b: Dickenverteilung nach der Umformung. 6c: Verteilung des Vergleichsumformgrads [12].

Für die Spannungsanalyse mit *Abaqus* und Lebensdauervorhersage mit *Femfat* wurden diese Ergebnisse auf ein geeigneteres Netz gemappt. Der Faltsbalg wurde zyklisch mit einer Auslenkung bis maximal 12 mm belastet. Zur Verifikation der Rechenergebnisse wurden Tests durchgeführt. Im Versuch ergab sich eine Lebensdauer von 2.36 Millionen Lastzyklen bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 50%.

Bei der Betriebsfestigkeitsanalyse wurden folgende Effekte des Umformprozesses berücksichtigt:

- Änderung der lokalen Blechdicken
- Modifikation des Werkstoffverhaltens durch Verfestigung

Für dieses Beispiel wurden auch Eigenspannungen als Mittelspannung in die Analyse mit einbezogen.

Die Modifikation des Werkstoffverhaltens erfolgte nach den Regeln des „*Material Law of Steel Sheets*“. Sowohl die Berücksichtigung der Blechdickenverteilung als auch der Werkstoffverfestigung ergaben eine deutlich verbesserte Lebensdauerergebnis:

Es wurde eine Lebensdauer von 1.83 Millionen Lastzyklen berechnet (verglichen mit 2.36 Millionen aus dem Versuch). Ohne Berücksichtigung dieser Einflüsse aus dem Umformprozess ergibt sich eine Lebensdauer von 0.75 Millionen Lastzyklen.

Wie sich gezeigt hat, sind die Verfestigungseffekte bei rostfreiem austenitischem Stahl wesentlich höher wie für Standard-Vergütungsstähle, welche in [7] und [8] untersucht wurden. Daher ist die berechnete Lebensdauer noch immer geringer als die gemessene.

Als weitere Variante wurde nicht mit Werkstoffverfestigung nach *MLSS* oder *MVS* gerechnet, sondern der Faltschlag wurde in Bereiche (Knotengruppen) mit unterschiedlichen Umformgrad-Intervallen aufgeteilt. Jeder Gruppe wurde ein Werkstoff, generiert nach den Vorgaben des Datenblatts in Abb. 7, zugewiesen.

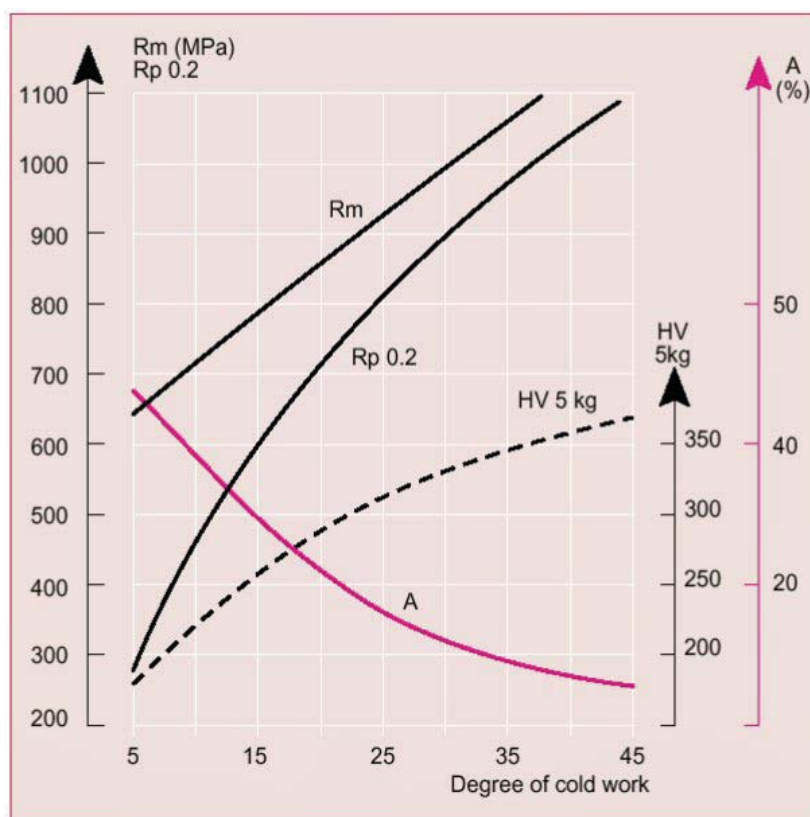


Abb. 7: Einfluss der Kaltverfestigung auf statische Werkstoffeigenschaften für X6CrNiTi18-10.

Wird die Betriebsfestigkeitsanalyse mit den neu generierten Werkstoffen durchgeführt (mit einem Dauerfestigkeitsverhalten nach Gl. 14), können noch bessere Werte für die Lebensdauer erzielt werden.

3 Berücksichtigung des Gussprozesses in der Betriebsfestigkeitsanalyse

3.1 Sand- und Kokillen-Aluminiumguss

Ähnlich wie bei der Blechumformung liefert die Gussprozesssimulation Verteilungen von folgenden Größen, welche die Lebensdauer des Bauteils signifikant beeinflussen:

- Sekundärer Dendritenarmabstand (SDAS)
- Erstarrungszeit
- Abkühlgeschwindigkeit
- Porosität

Die ersten drei Größen sind direkt voneinander abhängig, weil eine raschere Abkühlgeschwindigkeit eine kürzere Erstarrungszeit bewirkt und die Körner weniger Zeit zum Wachsen haben. Die Korngrößen wiederum korrelieren mit dem sekundären Dendritenarmabstand, der in den folgenden Betrachtungen verwendet wird (siehe Abb. 8a).

Auf der Montanuniversität Leoben wurden wichtige Untersuchungen zum Einfluss des sekundären Dendritenarmabstandes auf das Ermüdungsverhalten der Aluminium-Sandgusslegierung AlSi7Mg durchgeführt [13, 14]. Man fand einen signifikanten Abfall der Schwingfestigkeit mit steigenden Werten des SDAS so wie in Abb. 8b dargestellt. Die Ursache dafür ist, dass gewisse Korrelation zwischen SDAS und Porosität bestehen [15]. Spannungskonzentrationen an Poren wiederum verursachen einen dramatischen Abfall der Schwingfestigkeit und der Lebensdauer [16].

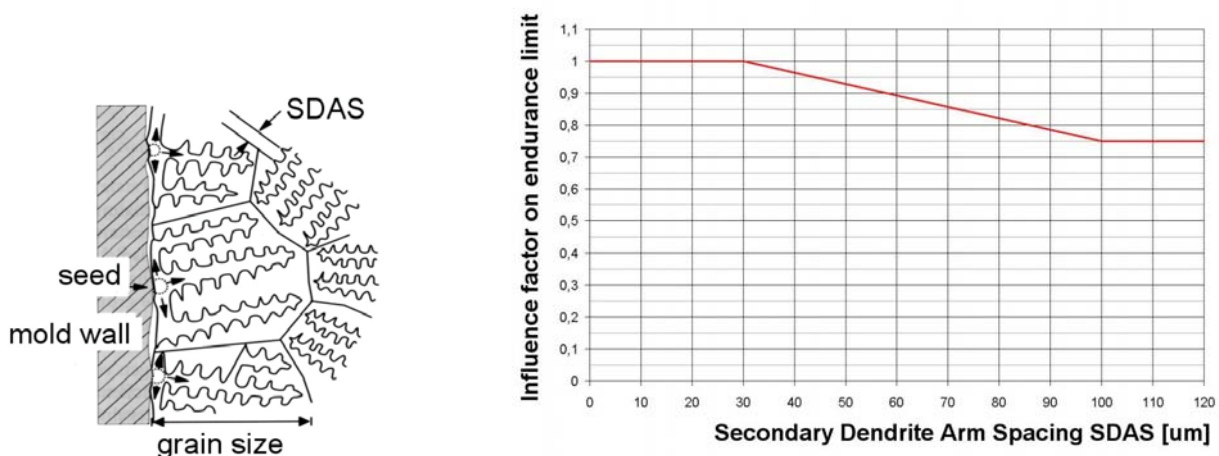


Abb. 8a: Definition des sekundären Dendritenarmabstandes. 8b: Beispiel für den Einfluss des SDAS auf die Schwingfestigkeit (SDAS in [μm]).

3.2 Beispiel

Schwenklager müssen hohe dynamische Lasten ertragen, denen zusätzlich große Schraubenvorspannungen überlagert sind. Daher ist es überaus wichtig, dass die Gussqualität in Bereichen hoher Beanspruchung ausreichend gut bezüglich Eigenspannungen und Mikrostruktur ist. Dies kann mit Hilfe einer Gussimulation überprüft werden. Im virtuellen Prototyping können die Ergebnisse von Gussimulationen erfolgreich zur Erhöhung der Genauigkeit von Lebensdauervorhersagen verwendet werden [17].

Das untersuchte Schwenklager besteht aus der Aluminiumlegierung AlMgSi1F32T6, siehe Abb. 9a. In Abb. 10a ist die mit Femfat berechnete Schädigungsverteilung ohne Berücksichtigung des Einflusses des Gussprozesses dargestellt. Nominelle Werkstoffdaten von einfachen gegossenen Werkstoffproben wurden in Verbindung mit einem multi-axialen Belastungsspektrum verwendet.

3.2.1 Aluminium-Sandguss

Im ersten Fall wurde der Bauteil im Hinblick auf Effekte beim Sandguss analysiert. Abb. 9b zeigt die Verteilung des sekundären Dendritenarmabstands. In Abb. 10b ist die resultierende Schädigungsverteilung dargestellt. Verglichen mit der Rechnung ohne Gusseinfluss hat sich die maximale Schädigung um einen Faktor 5 erhöht.

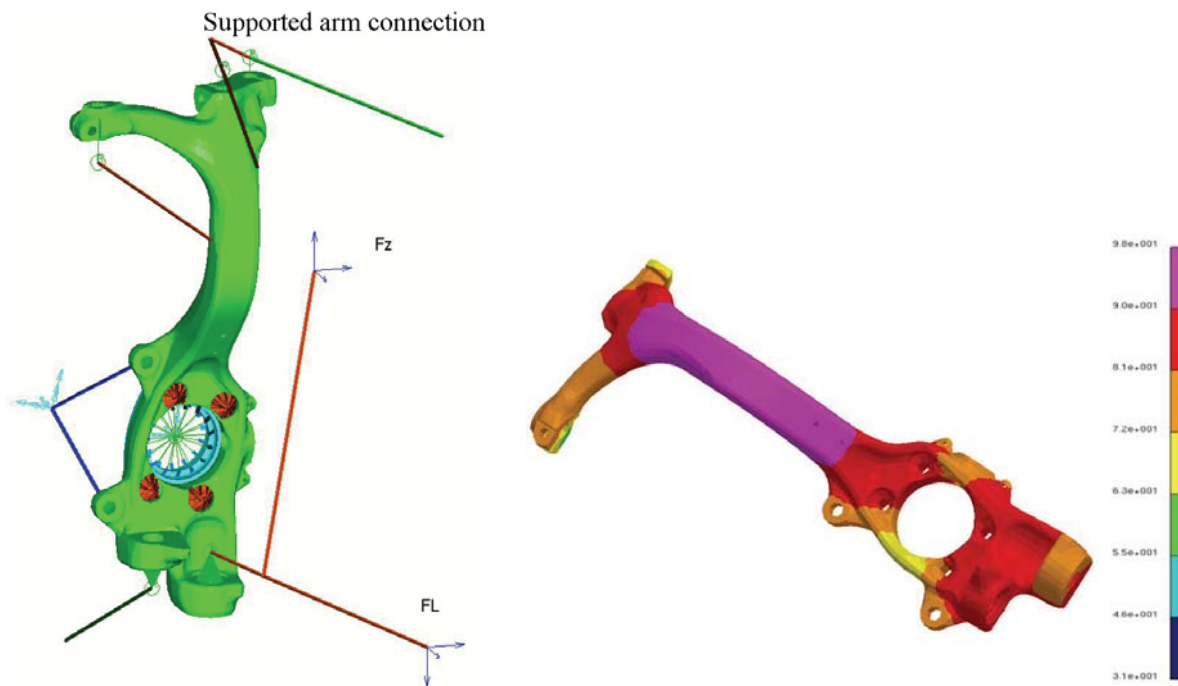


Abb. 9a: Randbedingungen am Schwenklager. 9b: Verteilung des sekundären Dendritenarmabstands (SDAS).

Ursache ist die SDAS-Verteilung. Es liegen in den dickwandigeren Bereichen inklusive den kritischen Stellen höhere Werte vor als in einer separat abgegossenen Probe.

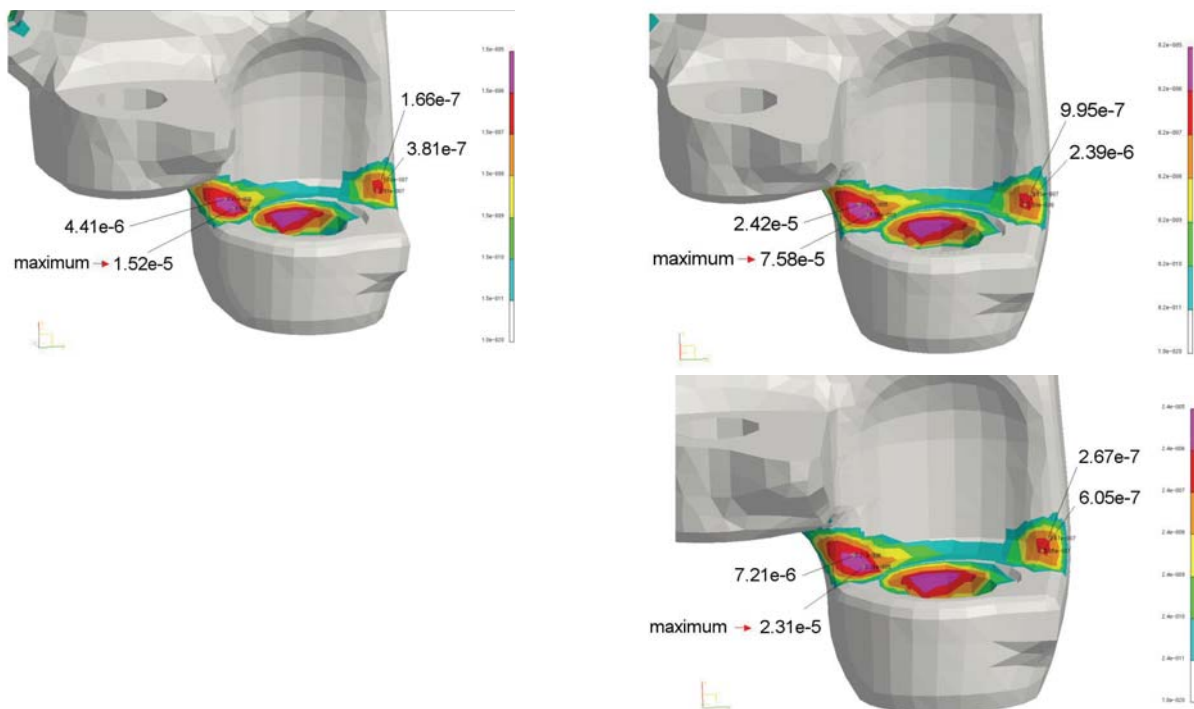


Abb. 10a: Schädigungsverteilung ohne Einfluss des Gussprozesses. 10b: Schädigungsverteilung bei Sandguss. 10c: Schädigungsverteilung bei Kokillenguss.

3.2.2 Aluminium Kokillenguss

Analoge Lebensdaueranalysen wurden für Kokillenguss durchgeführt. Die resultierende Schädigungsverteilung ist in Abb. 10c dargestellt.

Beim Kokillenguss ist die maximale Schädigung nur 1.5-mal größer wie ohne Berücksichtigung des Prozesseinflusses. Dies kann durch deutlich kleinere SDAS-Werte erklärt werden, welche von der besseren Kühlung im Vergleich zu Sandguss rühren.

3.3 Druckguss

Aluminium- und Magnesium-Druckguss-Komponenten zeichnen sich durch eine praktisch porenfreie Randschicht aus aufgrund der sehr raschen Abkühlgeschwindigkeit während der ersten Phase der Formfüllung. Das Ermüdungsverhalten der Randschicht ist deutlich besser verglichen zum porenbehafteten Grundwerkstoff. Um die porenfreie Randschicht in der Lebensdaueranalyse mit *Femfat* berücksichtigen zu können, wurde ein sogenanntes "Randschichtmodell" entwickelt.

Bei Verwendung dieses Modells kann das Ermüdungsverhalten der porenfreien Randschicht ohne deren explizite Modellierung mit dünnen Finiten Elementen analysiert werden. Folgende Daten müssen für jeden Oberflächenknoten zur Verfügung gestellt werden:

- Eigenschaften des porenbehafteten Grundwerkstoffs
- Eigenschaften der porenfreien Randschicht
- Randschichtdicke d

Für jeden Oberflächenknoten erfolgen automatisch zwei Rechenläufe. Im ersten Durchlauf werden die Spannungen direkt an der Oberfläche mit porenfreiem Material bewertet, im zweiten Durchlauf erfolgt die Bewertung von Spannungen an der Grenzschicht mit porenbehaftetem Material, siehe Abb. 11. 3D-Spannungen und Spannungsgradient an der Grenzschicht zwischen Grundwerkstoff und Randschicht werden in *Femfat* automatisch komponentenweise mittels Interpolation durch FE-Formfunktionen bestimmt.

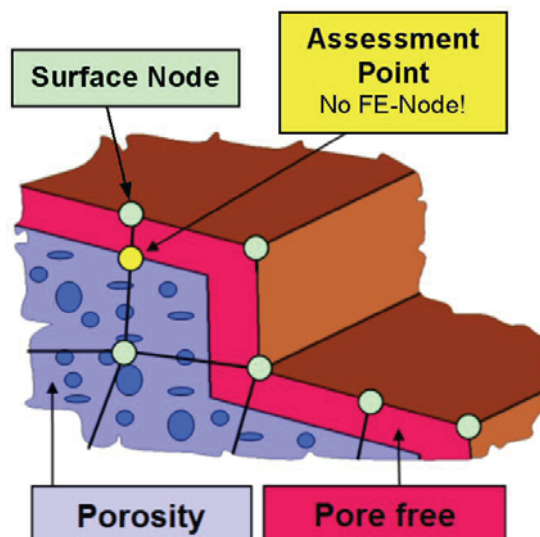


Abb. 11: Das Randschichtmodell

3.4 Beispiel

Ein Motorträger aus Aluminiumdruckguss wurde hinsichtlich Effekten sowohl in Kerben als auch in eher homogen belasteten Bereichen analysiert, siehe Abb. 12. Der Motorträger besteht aus dem Werkstoff *GD-AlSi9Cu3*. Für die porenfreie Randschicht wurden die ermüdungsrelevanten Daten (Wöhlerkurve) modifiziert. Die Dicke der Randschicht wurde mit 0.5 mm für das ganze Bauteil angenommen.

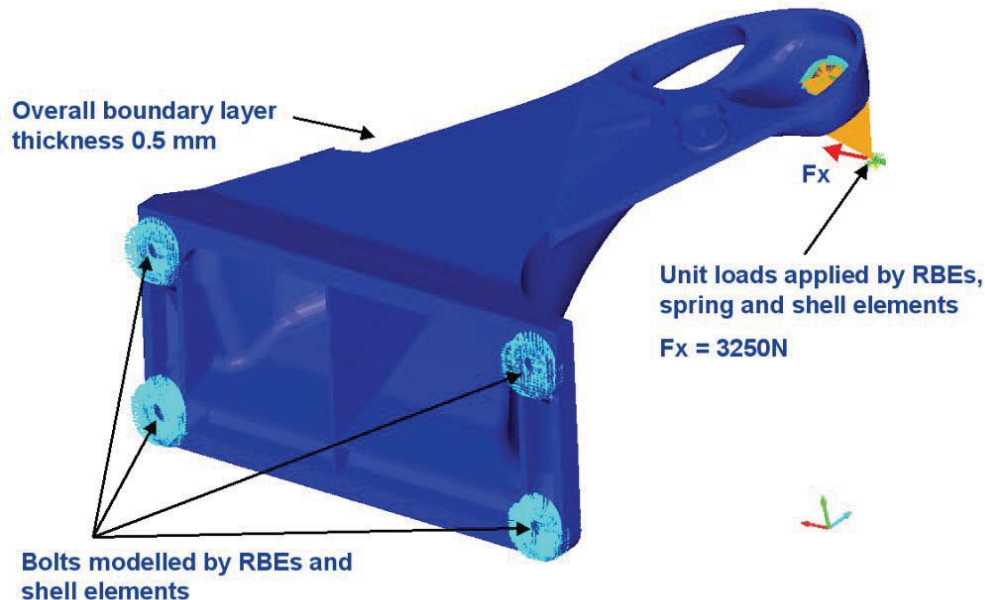


Abb.12: FE-Modell des Motorträgers mit Randbedingungen.

In Abb. 13a sind die Sicherheitsfaktoren an der Oberfläche dargestellt. Der Werkstoff an der Oberfläche ist porenfrei, daher sind die Sicherheitsfaktoren höher als in der Grenzschicht zwischen porenfreiem und porenbehaftetem Material, siehe Abb. 13b.

Wenn für die Lebensdaueranalyse porenbehaftetes Material für die Gesamtstruktur verwendet wird ohne Berücksichtigung der porenfreien Randschicht, erhält man sehr konservative Ergebnisse, siehe Abb. 13c. Der Sicherheitsfaktor an der Oberfläche der kritischen Stelle ist ungefähr 30% unter dem Sicherheitsfaktor an der Grenzschicht bei Berücksichtigung der porenfreien Randschicht.

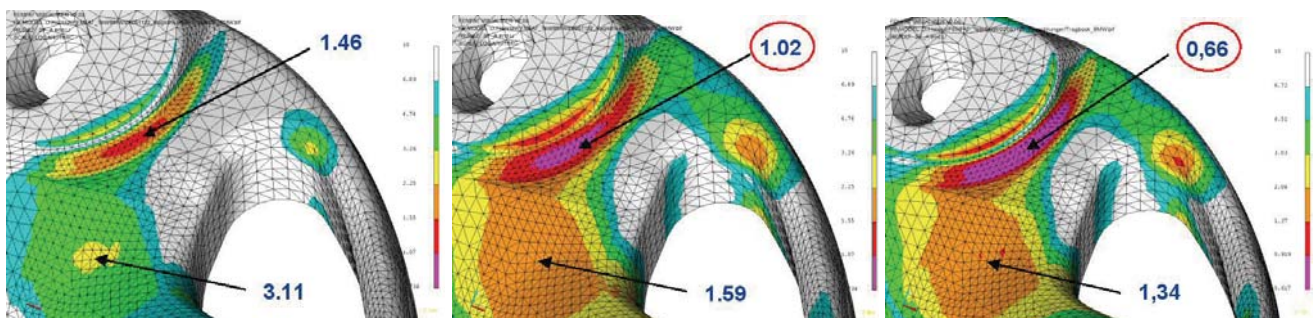


Abb. 13a: Sicherheitsfaktor an der Oberfläche mit porenfreiem Material. 13b: Sicherheitsfaktor an der Grenzschicht zwischen porenbehaftetem und porenfreiem Material. 13c: Sicherheitsfaktor an der Oberfläche ohne Berücksichtigung der porenfreien Randschicht.

Diese Ergebnisse erklären, warum in der Vergangenheit viele Lebensdauervorhersagen von Druckgusskomponenten sehr konservativ waren. Mit Hilfe des Randschichtmodells können dagegen sehr gute Korrelationen mit Versuchsergebnissen erzielt werden.

3.5 Berücksichtigung von lokalen Werkstoffparametern aus der Gussimulation bei der Lebensdaueranalyse

Guss simulationsprogramme wie Magma und WinCast können bereits Verteilungen von lokalen Werkstoffeigenschaften für Eisenguss berechnen. Diese Werkstoffeigenschaften umfassen derzeit E-Modul, Zugfestigkeit, Fließgrenze und Bruchdehnung, aber noch keine zyklischen Parameter (Dauerfestigkeit, Wöhlerkurve). Die lokalen Werkstoffdaten werden über ein I-Deas Universal-File von der Gussimulation zum Fatigue Solver *Femfat* übertragen. Das Universal-File enthält für jeden FE-Knoten die lokalen Parameter. *Femfat* schließlich kann lokale zyklische Werkstoffparameter (Dauerfestigkeit, Wöhlerkurve) ausgehend von der lokalen Zugfestigkeit ableiten (siehe Abb. 14). In einem weiteren Schritt wird dann mit den sich ergebenden Wöhlerkurven die Lebensdaueranalyse durchgeführt. Der theoretische Hintergrund zur Abschätzung von zyklischen aus statischen Parametern findet sich in der FKM-Richtlinie [19].

FEMFAT Visualizer v. 3.0h (analysed with FEMFAT 4.8) basic.fps
 FE-MODEL: W:/TicketAttachment/01517/example/gitter_ge+stresses.unv
 RESULT: LocFatigLim
 SCALE: LOGARITHMIC

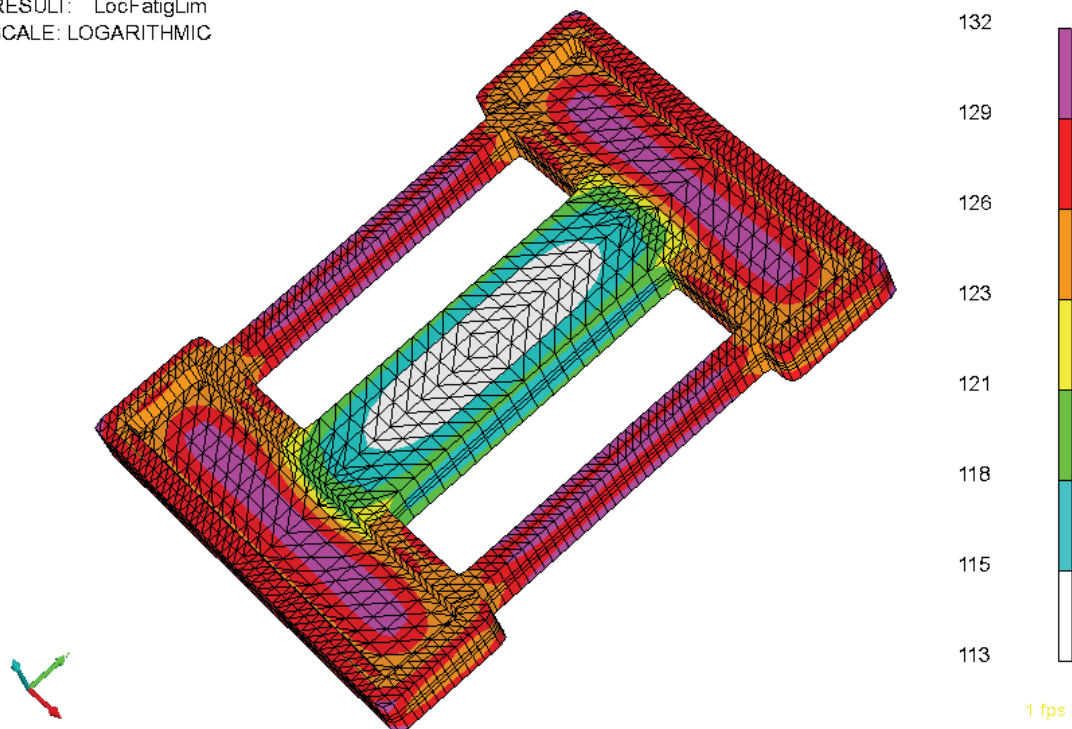


Abb.14: Lokale Dauerfestigkeit abgeleitet von der Zugfestigkeit in Femfat (WinCast-Modell mit freundlicher Genehmigung von Christoph Honsel, RWP).

4 Zusammenfassung, Ausblick

Durch Berücksichtigung des Herstellprozesses wie Umformung und Gießen in der Lebensdaueranalyse können erhebliche Verbesserungen in der Ergebnisgenauigkeit erzielt werden. Diese Vorteile können heutzutage bei nur mäßigem Zusatzaufwand immer mehr genützt werden, da Prozesssimulationen inzwischen immer öfter vom Gießer bzw. Zulieferer durchgeführt und die Ergebnisse dem OEM zur Verfügung gestellt werden.

Zukünftige Entwicklungen konzentrieren sich auf weitere Prozesseinflüsse auf die Lebensdauer (z.B. Schweißen und Oberflächenhärtungsverfahren wie Kugelstrahlen, Festwalzen, Einsatzhärten, Nitrieren).

Damit nähert man sich wieder einen Schritt dem angepeilten Ziel, Bauteilentwicklung bis hin zur Serienproduktionsfreigabe mit rein virtuellen CAE-Methoden durchführen zu können.

5 Literatur

- [1] Brune M., Fiedler B., Gaier C., Neureiter W., Unger B., „Einsatz der rechnerischen Lebensdauerabschätzung in der frühen Bauteilentwicklungsphase“, DVM-Report 123, Köln, Okt. 1997, pp. 119-134
- [2] Steinwender G., Gaier C., Unger B., „Fatigue Simulation of Multi-axially Loaded Suspension Components“, 7th Aachener Kolloquium, 1998
- [3] Dannbauer H., Dutzler E., Unger B.: „Virtual Fatigue Optimisation of Automotive Structures“, Fatigue 2003, Cambridge
- [4] Gaier C., Unger B., Vogler J., „Theory and Application of *Femfat* - a FE-Postprocessing Tool for Fatigue Analysis“, Proc. 7th International Fatigue Congress, Beijing, China, Juni 1999, pp.821-826
- [5] Gaier C., Pramhas G., Dannbauer H., Unger B., „Vergleich Rechnung - Versuch eines mehrachsigen belasteten Vorderachsbocks“, Österreichische Ingenieur- und Architekten-Zeitschrift 4/1999, pp. 173-177.
- [6] Haas A., „Dauerbruchsicherheit und transiente Lebensdauerberechnung mit *Femfat-MAX*“, Diplomarbeit, Johannes Kepler University Linz, 1999
- [7] Masendorf R.: „Einfluss der Umformung auf die zyklischen Werkstoffkennwerte von Feinblech“, Dissertation TU Clausthal, 2000
- [8] Hatscher A.: „Abschätzung der zyklischen Kennwerte von Stählen“, Dissertation TU Clausthal, 2004
- [9] Buxbaum O.: „Betriebsfestigkeit – Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile, Stahleisen-Verlag, Düsseldorf, 1986
- [10] Puff, M.: „Entwicklung eines Materialmodells zur Berücksichtigung von Umformvorgängen auf die Betriebsfestigkeit“, Diplomarbeit FH Wiener Neustadt, 2002
- [11] Aichberger, W.: „Berücksichtigung des Einflusses von Umformvorgängen auf die Betriebsfestigkeit“ Diplomarbeit FH Wiener Neustadt, 2005
- [12] Gaier C., Kose K., Hebisch H., Pramhas G.: „Coupling Forming Simulation and Fatigue Life Prediction of Vehicle Components“, NAFEMS World Congress 17. –20. Mai 2005, Malta
- [13] Eichlseder W.: „Influence of Dendrite-Arm-Spacing on Fatigue Life“, 4. *Femfat* User Meeting, 7.-9. Mai 2003, Steyr/Österreich
- [14] Minichmayr R., Eichlseder W.: „Lebensdauerberechnung von Gussbauteilen unter Berücksichtigung des lokalen Dendritenarmabstandes und der Porosität“, Gießerei 90 Nr. 5, 13. Mai 2003, pp. 70-75
- [15] Wang Q. G., Apelian P., Lados D. A.: „Fatigue behavior of A356/A357 aluminum cast alloys. Part II – Effect of micro structural constituents“, Journal of Light Metals I, 2001
- [16] Zhang, G.: „Consideration of Porosity in Fatigue Life Analysis of Aluminum-Die-Castings“, 4. *Femfat* User Meeting, 7.-9. Mai 2003, Steyr/Österreich
- [17] P. Nefischer, F. Steinparzer, H. Kratochwill, G. Steinwender: „Neue Ansätze bei der Lebensdauerberechnung von Zylinderköpfen“, BMW Motoren GmbH, 12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2003, Aachen
- [18] FEDIS Benutzerhandbuch, 2005, Engineering Center Steyr
- [19] FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“, Forschungskuratorium Maschinenbau, VDMA Verlag, 5. Auflage, Frankfurt am Main, 2003

Dynamische Modellierung von Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der Reibung

Dr. Michael Herchenhan (EDAG GmbH & Co. KGaA, Fulda)¹

Reibmodelle für Zahnradgetriebe, welche die Abhängigkeit der Verlustmomente bzw. Verlustleistungen von den Drehzahlen und der Last abbilden, wurden in der Literatur bereits behandelt und diskutiert. Bisher nicht hinreichend beleuchtet wurde jedoch die Berücksichtigung von Reibung in dynamischen Modellen. Um diese Lücke zu schließen, werden im vorliegenden Beitrag nach vorbereitender Erläuterung einiger Grundlagen der Verluste von Lagern und Zahnrädern am Beispiel eines einfachen Getriebe unterschiedliche Ansätze zur dynamischen Modellierung von Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der Reibung aufgezeigt und vergleichend diskutiert, auch im Hinblick auf die Umsetzung der Modelle in Simulationssoftware wie Matlab®/Simulink®. Darüber hinaus wird auf die Parametrierung der Modelle anhand messtechnisch ermittelter Drehzahl- und Drehmomentwerte eingegangen.

1 Einleitung

Zahnradgetriebe unterschiedlicher Ausprägungen sind in vielen antriebstechnischen Anwendungen von zentraler Bedeutung und stehen u. a. auch im Fokus der aktuellen Bemühungen um verlustarme Fahrzeugantriebe. Bei der simulativen Untersuchung von Antrieben und deren Regelung ist die Vernachlässigung der Reibeffekte und anderer Verluste im Getriebe unproblematisch. Sollen diese Erscheinungen oder andere aus ihnen resultierende Eigenschaften, wie etwa das Anfahrverhalten (Haftreibungseffekte), aber zum Gegenstand der Untersuchung gemacht werden, ist eine entsprechende Modellierung unumgänglich. Reibmodelle für Zahnradgetriebe sind bereits in der Literatur zu finden [4, 5]. Die darin diskutierten Modelle bilden die Abhängigkeit der Verlustmomente bzw. Verlustleistungen von den Drehzahlen und der Last ab. Bisher nicht hinreichend beleuchtet wurde jedoch die Berücksichtigung von Reibung in dynamischen Modellen. Dieser Thematik widmet sich die vorliegende Abhandlung. Nach vorbereitender Erläuterung einiger Grundlagen der Verluste von Lagern und Zahnrädern werden am Beispiel eines einfachen Getriebe unterschiedliche Ansätze zur dynamischen Modellierung von Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der Reibung aufgezeigt und vergleichend diskutiert, auch im Hinblick auf die Umsetzung der Modelle in Simulationssoftware wie Matlab®/Simulink®. Darüber hinaus wird auf die Parametrierung der Modelle anhand messtechnisch ermittelter Drehzahl- und Drehmomentwerte eingegangen und approximative Modelle vorgestellt, die mit geringem messtechnischem Aufwand parametrierbar werden können.

2 Verluste in Zahnradgetrieben

Die Verlustleistung in Zahnradgetrieben setzt sich im Wesentlichen aus Lager-, Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten der Zahnräder zusammen. Weitere Verluste entstehen durch andere Aggregate (wie Freiläufe, Ölpumpen etc.), sowie durch die Reibung von Dichtungen [3]. Welche Verluste überwiegen, hängt von der Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder ab. Während bei geringer Umfangsgeschwindigkeit die Zahnreibungsverluste überwiegen, dominieren bei hoher Umfangsgeschwindigkeit die Leerlaufverluste der Zahnräder [3]. Auf die wesentlichen Verluste wird im Folgenden kurz eingegangen.

Zur Veranschaulichung der *Lagerverluste* kann ein dimensionsloser *Reibwert* μ_L als Rechengröße eingeführt und das Verlustmoment gemäß

$$M_L = F_L \cdot \mu_L \cdot r_L \quad (1)$$

beschrieben werden [2], wobei F_L die radiale Achslast (also die in radialer Richtung zwischen gelagerter Welle und Lager wirkende Kraft) und r_L den Radius der Lagerbohrung bezeichnet. Der Reibwert ist im Wesentlichen von Konstruktion und Material(ien) des Lagers, aber auch von Betriebsgrößen, wie Drehzahl, radialer Achslast und Temperatur abhängig. Für eine konstante Temperatur zeigt Abb. 1 den prinzipiellen Zusammenhang zwischen Drehzahl, radialer Achslast und Reibwert in einem Gleitlager. Die Festkörperreibung im Stillstand ist dem-

¹E-Mail: Michael.Herchenhan@edag.de

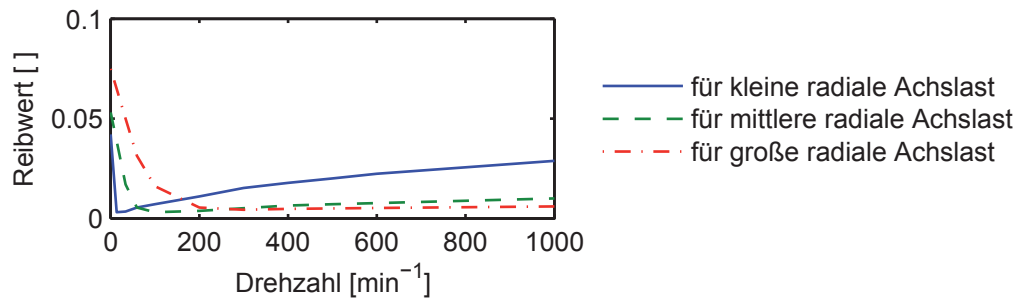


Abb. 1: Reibwert eines Gleitlagers bei konstanter Temperatur

nach durch den höchsten Reibwert und damit durch das höchste Verlustmoment, das Haftreibungsmoment gekennzeichnet. Wird das Haftreibungsmoment durch die Summe der äußeren Momente überwunden, so versetzt sich die Achse in eine Drehbewegung. Im Bereich kleiner Drehzahlen liegt eine „Mischung“ aus Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung vor. Man spricht daher von Mischreibung. Reibwert und Verlustmoment sinken mit steigender Drehzahl, bis bei der so genannten Übergangsdrehzahl ein Minimum des Reibwertes und somit die Grenze zur reinen Flüssigkeitsreibung erreicht wird. Im Bereich der Flüssigkeitsreibung „schwimmt“ die zu lagernde Welle praktisch vollständig im Schmiermittel, das Gleitlager arbeitet damit verschleißfrei, wobei der Reibwert mit steigender Drehzahl zunimmt. Die in Abb. 1 skizzierten Kurven werden in der Fachliteratur als Stribeck-Kurven bezeichnet. Sowohl die Übergangsdrehzahl als auch die Steigung der Stribeck-Kurve hängen maßgeblich von der radialen Achslast und der Lagertemperatur ab. Abschließend sei noch angemerkt, dass Wälzlager eine ähnliche Charakteristik aufweisen [2].

Jede Kraftübertragung zwischen zwei ineinander kämmenden Zahnrädern geht stets mit (Zahn-) Reibung einher. Die *Zahnreibungsverlustleistung* steigt mit steigender Belastung etwa proportional, mit abnehmender Ölviskosität geringfügig (da hohe Viskosität die Schmierdruckbildung begünstigt) und mit wachsender Umfangsgeschwindigkeit weniger als proportional der übertragenen Leistung (da der Reibwert mit steigender Umfangsgeschwindigkeit bis auf einen bestimmten Grenzwert absinkt) [3]. Auch bei einer Zahnradübersetzung (mit idealen, also reibungsfreien) Lagern und einer momentfreien Welle muss an der anderen Welle erst ein gewisses Haftreibungsmoment überwunden werden um das Getriebe in Bewegung zu setzen.

Die *Leerlaufverluste der Zahnräder* werden durch das Schmiermittel verursacht. Bei Tauchschmierung überwiegen die so genannten Planschverluste, die mit der Anzahl der tauchenden Räder, der Eintauchtiefe und der Ölviskosität steigen. Bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten hat die Gehäuseform wesentlichen Einfluss [3]. Bei Einspritzschmierung entstehen die Leerlaufverluste durch das Verdrängen des Öls aus den Zahnspalten (Quetschverluste), Beschleunigen und Umlenken des eingespritzten Öls und durch Ventilation, näheres siehe etwa [3].

3 Reibmodelle und ihre Implementierung in dynamische Modelle einfacher Zahnradgetriebe

Um die in Abschnitt 2 qualitativ erläuterten Reibverluste in einem Antriebsstrangmodell berücksichtigen zu können, sind diese zunächst in geeigneter Weise mathematisch zu beschreiben. Für die Verluste in einem Lager liegt mit (1) bereits eine geeignete Beschreibung vor, deren Einsatz lediglich die Kenntnis der in Abb. 1 angedeuteten, aber für jedes Lager anders verlaufenden Stribeck-Kurven voraussetzt. Es sei daran erinnert, dass der Verlauf der Stribeck-Kurve eines Lagers nicht nur von der radialen Achslast, sondern auch noch von der Temperatur abhängt. Laut [4] hängt die radiale Achslast der Lager in einem Getriebe kaum von der Getriebebelastung ab, so dass der Einfluss der Getriebebelastung vernachlässigt werden darf. Die Verlustmomente in den Lagern eines Getriebe sind demnach im Wesentlichen von den (Relativ-) Winkelgeschwindigkeiten und Temperaturen der Lager abhängig. Für die Lagerverluste liegt nun eine brauchbare Beschreibung vor, für die restlichen Getriebeverluste werden entsprechende Reibmodelle im Rahmen der nun folgenden Herleitung dynamischer Modelle für ein einfaches, in Abb. 2(a) schematisch dargestelltes Zahnradgetriebe mit zwei ineinander kämmenden Zahnrädern vorgestellt.

3.1 Grundlegende Modellierungsansätze

In diesem Abschnitt soll ein in Abb. 2(a) schematisch dargestelltes, einfaches Zahnradgetriebe mit zwei ineinander kämmenden Zahnrädern betrachtet werden. Zur Modellierung lässt es sich wie in Abb. 2(b) fiktiv zerlegen und

darauf basierend mit dem Übersetzungsverhältnis $i = \omega_A/\omega_B = r_B/r_A$ die Bewegungsdifferentialgleichungen

$$J_A \cdot \dot{\omega}_A(t) = M_A(t) - \overbrace{M_{L,A}(\omega_A) - r_A \cdot F_A(t)}^{M_{B,A}(t):=}, \quad (2a)$$

$$J_B \cdot i^{-1} \cdot \dot{\omega}_A(t) = -M_B(t) - M_{L,B}(\omega_A) + \underbrace{r_B \cdot F_B(t)}_{M_{A,B}(t):=} \quad (2b)$$

der beiden Zahnräder aufstellen, wobei F_A und F_B die tangentialen Komponenten der auf die Wälzkreise der Zahnräder wirkenden Kräfte, M_A und M_B die von außen auf die Zahnradwellen wirkenden Drehmomente, $M_{L,A}$ und $M_{L,B}$ die von der Winkelgeschwindigkeit abhängigen Verlustmomente in den Lagern der Wellen und J_A und J_B die Massenträgheitsmomente der Zahnräder (inklusive ihrer Wellen) bezeichnen.

Die Reibmomente $M_{L,A}$ und $M_{L,B}$ in den Lagern wurden bereits zu Beginn dieses Kapitels behandelt. Eine Betrachtung der Kräfte F_A und F_B bzw. der in (2) definierten Drehmomente $M_{B,A}$ und $M_{A,B}$ steht noch aus.

Wie leicht einzusehen ist, entspricht bei $\omega_A \neq 0$ die an den Berührungsflächen der Zahnräder gebildete Differenz

$$P_{VZ}(t) = M_{B,A}(t) \cdot \omega_A(t) - M_{A,B}(t) \cdot \omega_B(t) \quad (3)$$

zwischen der von Zahnrad A abgegebenen und der von Zahnrad B aufgenommenen mechanischen Leistung der Verlustleistung (Zahnreibungsverluste und Leerlaufverluste) der Zahnräder. Da davon auszugehen ist, dass diese nicht negativ wird², folgt aus (3), dass stets $M_{B,A} \cdot \omega_A \geq M_{A,B} \cdot \omega_B$ gelten muss. Daraus folgt sofort, dass das Verhältnis

$$\eta_{z1} = \frac{M_{A,B}(t) \cdot \omega_B(t)}{M_{B,A}(t) \cdot \omega_A(t)} \quad (4a)$$

im Fall $M_{B,A} \cdot \omega_A > 0$ nicht größer als Eins sein kann. Bedenkt man ferner, dass das Reaktionsprinzip (3. Newtonsches Axiom) zu $\text{sgn}(M_{B,A}) = \text{sgn}(M_{A,B})$ führt und wegen $\text{sgn}(\omega_A) = \text{sgn}(\omega_B)$ auch $\text{sgn}(M_{B,A} \cdot \omega_A) = \text{sgn}(M_{A,B} \cdot \omega_B)$ gelten muss³, so kann η_{z1} im betrachteten Fall auch nicht negativ sein. Analoge Überlegungen führen zu dem Ergebnis, dass für

$$\eta_{z2} = \frac{M_{B,A}(t) \cdot \omega_A(t)}{M_{A,B}(t) \cdot \omega_B(t)} \quad (4b)$$

im umgekehrten Fall $M_{B,A} \cdot \omega_A \leq 0$ ebenfalls $\eta_{z2} \in [0, 1]$ gelten muss. Unter Verwendung des Übersetzungsverhältnisses $i = \omega_A/\omega_B$ lässt sich für $\omega_A \neq 0$ durch Umformung von (4) der Zusammenhang

$$M_{A,B}(t) = i \cdot \eta_z \cdot M_{B,A}(t) \quad (5)$$

zwischen den beiden betrachteten Drehmomenten mit

$$\eta_z = \begin{cases} \eta_{z1}(|\omega_A|) & \text{für } M_{B,A}(t) \cdot \omega_A(t) > 0 \\ \frac{1}{\eta_{z2}(|\omega_A|)} & \text{für } M_{B,A}(t) \cdot \omega_A(t) \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

herleiten, wobei $\eta_{z1} \in [0, 1]$ und $\eta_{z2} \in [0, 1]$ als Wirkungsgrade verstanden werden können und im Folgenden als **Verzahnungswirkungsgrade** bezeichnet werden. Dass diese im Wesentlichen – wie durch die Argumente bereits

²Eine nach schneller Drehzahländerung durch die Reibung des abzubremsenden Schmiermittels verursachte negative Verlustleistung wird praktisch kaum relevant sein.

³Physikalische Deutung: Leistung kann nie von beiden Zahnrädern gleichzeitig abgegeben bzw. aufgenommen werden.

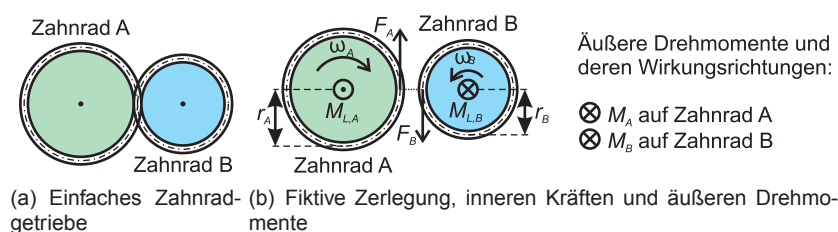


Abb. 2: Einfaches Zahnradgetriebe und dessen fiktive Zerlegung

angedeutet – vom Betrag einer der Winkelgeschwindigkeiten abhängen, wird später noch plausibilisiert. η_z hängt deshalb ebenfalls vom Betrag der Winkelgeschwindigkeiten, aber darüber hinaus auch noch von $\text{sgn}(M_{B,A} \cdot \omega_A)$ – also der Leistungsflussrichtung an den Berührungsflächen der Zahnräder – ab. Im Sinne einer nicht zu langen Schreibweise sei in den Gleichungen auf die Angabe eines Arguments für η_z verzichtet.

Das durch die Gesamtheit aus (5) und (6) gegebene Reibmodell für die Zahnreibungs- und Leerlaufverluste kann nun in unterschiedlicher Weise in die Bewegungsdifferentialgleichungen (2) einbezogen und somit ein dynamisches Modell verlustbehafteter einfacher Getriebe hergeleitet werden. Im Folgenden werden zwei verschiedene Lösungswege vorgestellt und diskutiert. Für beide Lösungswege ist die Umformung der Bewegungsdifferentialgleichung (2a) zu

$$M_{B,A}(t) = M_A(t) - M_{L,A}(\omega_A) - J_A \cdot \dot{\omega}_A(t) \quad (7)$$

hilfreich.

Eine besonders nahe liegende Möglichkeit – nachfolgend *erster Modellierungsansatz* genannt – besteht nun darin, (5) in (2b) einzusetzen. So ergibt sich zunächst

$$J_B \cdot i^{-2} \cdot \dot{\omega}_A(t) = -i^{-1} \cdot (M_B(t) + M_{L,B}(\omega_A)) + \eta_z \cdot M_{B,A}(t), \quad (8)$$

woraus durch Einsetzen von (7) letztendlich die Bewegungsdifferentialgleichung

$$(\eta_z \cdot J_A + i^{-2} \cdot J_B) \cdot \dot{\omega}_A(t) = \eta_z \cdot (M_A(t) - M_{L,A}(\omega_A)) - i^{-1} \cdot (M_B(t) + M_{L,B}(\omega_A)) \quad (9)$$

entsteht, die zusammen mit dem Verzahnungswirkungsgrad gemäß (6) und den gemäß (1) zu beschreibenden Lagerverlustmomenten $M_{L,A}$ und $M_{L,B}$ die Dynamik einfacher Zahnradgetriebe für den Fall $\omega_A \neq 0$ beschreibt.

Eine weitere Möglichkeit zur Herleitung eines dynamischen Modells – nachfolgend *zweiter Modellierungsansatz* genannt – ergibt sich, wenn aus (5) mit $\eta_z = 1$ das Drehmoment $M_{B,A}$ einer verlustlosen Verzahnung berechnet und damit ein *Verzahnungsverlustmoment* gemäß

$$M_{VZ} := M_{B,A}(t) - \overbrace{i^{-1} \cdot M_{A,B}(t)}^{= M_{B,A}(t) \text{ bei idealer Verzahnung}} \quad (10)$$

definiert wird, das sich durch Einsetzen von (5) zu

$$M_{VZ} = (1 - \eta_z) \cdot M_{B,A}(t) \quad (11)$$

ergibt und bei idealer Verzahnung den Wert Null aufweist⁴. Mit (10) lässt sich das Drehmoment $M_{A,B}$ dann durch die Gleichung

$$M_{A,B}(t) = i \cdot (M_{B,A}(t) - M_{VZ}) \quad (12)$$

ausdrücken, die durch Einsetzen in (2b) zunächst

$$J_B \cdot i^{-2} \cdot \dot{\omega}_A(t) = -i^{-1} \cdot (M_B(t) + M_{L,B}(\omega_A)) + M_{B,A}(t) - M_{VZ}$$

liefert, womit sich durch Einsetzen von (7) schließlich die Bewegungsdifferentialgleichung

$$(J_A + i^{-2} \cdot J_B) \cdot \dot{\omega}_A(t) = M_A(t) - i^{-1} \cdot M_B(t) - \overbrace{(M_{L,A}(\omega_A) + M_{VZ} + i^{-1} \cdot M_{L,B}(\omega_A))}^{M_V :=} \quad (13)$$

herleiten lässt, die zusammen mit dem Verzahnungsverlustmoment gemäß (11) in Kombination mit (7), dem Verzahnungswirkungsgrad gemäß (6) und den gemäß (1) zu beschreibenden Lagerverlustmomenten $M_{L,A}$ und $M_{L,B}$ ebenfalls die Dynamik einfacher Zahnradgetriebe für den Fall $\omega_A \neq 0$ beschreibt. Der Klammerausdruck, in welchem die reibungsbedingten Drehmomente zusammengefasst sind, kann dabei als ein Gesamtverlustmoment M_V verstanden werden⁵.

⁴Dieser Zusammenhang zwischen M_{VZ} und η_z verdeutlicht, dass die Anzahl der Einflussfaktoren auf das Verzahnungsverlustmoment nicht kleiner als die Anzahl der Einflussfaktoren auf η_z ist. Der Verzicht auf die Angabe eines Arguments für M_{VZ} ist daher konsequent.

⁵Da die vielen Einflussfaktoren auf M_{VZ} auch M_V beeinflussen, sei in den Gleichungen auch für M_V kein Argument angegeben.

3.2 Interpretation der Systemgrößen und Vergleich mit anderem Modellierungsansatz

Nach der Einführung des Verzahnungsverlustmomentes M_{VZ} gemäß (10) liegen nun gute Voraussetzungen zur näheren Deutung der Verzahnungsverlustgrößen im Modell und für die bereits angekündigte Plausibilisierung der Einflussgrößen auf den Verzahnungswirkungsgrad vor. Mit Blick auf den Nutzen für spätere Überlegungen, ist die Beleuchtung der eingeführten Größen und ihrer Zusammenhänge an dieser Stelle angebracht. Hierzu kann der Zusammenhang zwischen dem gemäß (10) definierten Verzahnungsverlustmoment und der Verzahnungsverlustleistung durch Einsetzen von (12) in (3) aufgezeigt werden. Unter Beachtung von $\omega_B = i^{-1} \cdot \omega_A$ ergibt sich dieser zu $P_{VZ} = M_{VZ} \cdot \omega_A$. Durch Einsetzen von (11) wird daraus $P_{VZ} = (1 - \eta_z) \cdot M_{B,A} \cdot \omega_A$. Das darin enthaltene Produkt $M_{B,A} \cdot \omega_A$ stellt den in Kapitel 2 erwähnten annähernd proportionalen Einfluss der Getriebelast auf die Zahnreibungsverlustleistung bereits dar, so dass (mindestens für den Fall, dass die Zahnreibungsverluste deutlich größer als die Leerlaufverluste sind) der Verzahnungswirkungsgrad keine nennenswerte Lastabhängigkeit mehr aufweisen kann. Der in Kapitel 2 beschriebene Zusammenhang zwischen der Zahnreibungsverlustleistung und der Umfangsgeschwindigkeit lässt dann darauf schließen, dass der Verzahnungswirkungsgrad tatsächlich vom Betrag (einer) der Winkelgeschwindigkeit(en) im Getriebe abhängen muss.

Ferner lässt sich (9) zu

$$(i \cdot \eta_z \cdot J_A + i^{-1} \cdot J_B) \cdot \dot{\omega}_A(t) = i \cdot \eta_z \cdot (M_A(t) - M_{L,A}(\omega_A)) - M_B(t) - M_{L,B}(\omega_A) \quad (14)$$

umformen. Damit lässt sich nun die Vergleichbarkeit mit dem in [4] hergeleiteten, lediglich für den stationären Zustand geltenden Getriebemodell herstellen, denn mit $\dot{\omega}_A = 0$ lässt sich (14) in der selben Form darstellen wie die entsprechende Gleichung des Modells in [4], welches u. a. in die mittlerweile weit verbreitete, kommerziell erhältliche Simulationssoftware *Dymola*® implementiert wurde und in vielen Komponenten der *PowerTrain-Bibliothek* verwendet wird [5]. In [4] bleibt die Systemdynamik vollkommen außen vor. Dafür werden aber detailliertere Überlegungen über die Kraftübertragung und Reibung an den Berührungsflächen zweier Zahnräder angestellt und auf die (periodische) Abhängigkeit des Verzahnungswirkungsgrades von dem Drehwinkel der Zahnräder eingegangen. Die Anzahl der Perioden, die der Funktionswert des Verzahnungswirkungsgrades pro Umdrehung eines Zahnrades durchläuft, entspricht der Anzahl der Zähne des betrachteten Zahnrades, so dass die legitime Vernachlässigung der Drehwinkelabhängigkeit auch in [4] vorgeschlagen wird. Zudem wird darin generell von der Lastunabhängigkeit des Verzahnungswirkungsgrades ausgegangen. Ein weiterer Vergleich mit dem in [4] vorgestellten Kriterium erfolgt in Kapitel 5.

Ebenfalls aufschlussreich ist das Auflösen von (9) nach $\dot{\omega}_A$ und anschließendes Einsetzen in (7), was zu dem Resultat

$$M_{B,A}(t) = \frac{1}{i^2 \cdot \eta_z \cdot J_A + J_B} \cdot \left(J_B \cdot (M_A(t) - M_{L,A}(\omega_A)) + i \cdot J_A \cdot (M_B(t) + M_{L,B}(\omega_A)) \right) \quad (15)$$

führt. Wie leicht einzusehen ist, gibt $\text{sgn}(M_{B,A} \cdot \omega_A)$ Aufschluss über die *Leistungsflussrichtung* an der Berührungsfläche der Zahnräder. Während bei $\text{sgn}(M_{B,A} \cdot \omega_A) > 0$ mechanische Leistung von Zahnrad A auf Zahnrad B übertragen wird, steht $\text{sgn}(M_{B,A} \cdot \omega_A) < 0$ für die entgegengesetzte Leistungsflussrichtung. Da stets $\eta_z > 0$ gilt, weist der Bruch in (15) stets positives Vorzeichen auf, so dass $\text{sgn}(M_{B,A} \cdot \omega_A)$ stets mit der Signumfunktion des Produkts aus dem Klammerausdruck in (15) und ω_A identisch ist. Folglich kann auch letztgenanntes Produkt als Indikator für die Leistungsflussrichtung verstanden und darüber hinaus (6) durch

$$\eta_z = \begin{cases} \eta_{z1}(|\omega_A|) & \text{für } \left(J_B \cdot (M_A(t) - M_{L,A}(\omega_A)) + i \cdot J_A \cdot (M_B(t) + M_{L,B}(\omega_A)) \right) \cdot \omega_A(t) > 0 \\ \frac{1}{\eta_{z2}(|\omega_A|)} & \text{für } \left(J_B \cdot (M_A(t) - M_{L,A}(\omega_A)) + i \cdot J_A \cdot (M_B(t) + M_{L,B}(\omega_A)) \right) \cdot \omega_A(t) \leq 0 \end{cases} \quad (16)$$

ersetzt werden. Somit liegt bei der Fallunterscheidung nicht mehr das Problem vor, dass vorher eine Berechnung des inneren Drehmoments $M_{B,A}$ erfolgt sein muss, die bereits die Kenntnis des Wertes von η_z voraussetzt, was wiederum erst nach der Fallunterscheidung erfüllt wäre (es wurde also eine algebraische Schleife aufgelöst). Alle für die Fallunterscheidung gemäß (16) wesentlichen Größen sind von η_z unabhängig.

3.3 Stillstand und Übergang in eine Drehbewegung

Dieser Abschnitt soll sich nun speziell dem bisher nicht explizit betrachteten Fall $\omega_A = 0$, also dem still stehenden Zahnradgetriebe und darüber hinaus dem Übergang zur Drehbewegung widmen. Zu Beginn dieser Überlegungen

sei zunächst vereinfachend $M_B = 0$ vorausgesetzt. Aus den Ausführungen in Kapitel 2 folgt dann unmittelbar, dass das in Abb. 2 veranschaulichte, still stehende Getriebe sich erst dann in Bewegung setzt, wenn das Drehmoment M_A einen bestimmten Schwellwert überschreitet, der im Folgenden als Losreißmoment bezeichnet wird. Vor Überschreitung des Losreißmoments gilt $\dot{\omega}_A = 0$, womit aus (13) der Zusammenhang $M_A = M_V$ resultiert. Damit wird klar, dass das Gesamtverlustmoment M_V gleichermaßen als Indikator für den Übergang vom Stillstand in die Drehbewegung herangezogen und gesagt werden kann, dass sich das still stehende Getriebe erst dann in Bewegung setzt, wenn M_V einen bestimmten Schwellwert überschreitet. Die Voraussetzung $M_B = 0$, unter der diese Schlussfolgerung besonders leicht zu ziehen war, kann nun aufgehoben werden. Allerdings ist es aufgrund höherer Normalkräfte an den Berührungsflächen der Zahnräder nahe liegend, dass der Schwellwert von M_V mit steigendem $|M_B|$ einen ansteigenden Betrag aufweist und somit dieser Schwellwert als eine Funktion von M_A zu verstehen ist. Er setzt sich gemäß (13) additiv aus den Schwellwerten der auf die Seite des Zahnrades A bezogenen Lagerverlustmomente $M_{L,A}$ und $M_{L,B}$, sowie aus dem Schwellwert des Verzahnungsverlustmomentes M_{VZ} zusammen.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass das betrachtete Getriebe im Stillstand durch

$$\dot{\omega}_A(t) = 0 \quad \text{und} \quad M_V = M_A(t) - i^{-1} \cdot M_B(t) \quad (17)$$

beschrieben wird, bis $M_A - i^{-1} \cdot M_B$ das Losreißmoment überschreitet und das Getriebe sich den in Abschnitt 3.1 hergeleiteten Bewegungsdifferentialgleichungen folgend in Drehbewegung versetzt.

Diese einfache Beschreibung konnte aus (13) und damit aus dem zweiten grundlegenden Modellierungsansatz sehr leicht hergeleitet werden, weil darin die reibungsbedingten Drehmomente zu einem Term zusammengefasst und von den äußeren (auf die Getriebewellen wirkenden) Drehmomenten separiert werden können. Ein Blick auf die Bewegungsdifferentialgleichung (9) zeigt, dass darin η_z mit dem äußeren Drehmoment M_A , aber nicht mit dem anderen äußeren Drehmoment M_B multipliziert wird, so dass die Größen, welche die Reibung verkörpern, hier nicht von den äußeren Drehmomenten separiert werden können. Außerdem ist der Verzahnungswirkungsgrad im Stillstand gar nicht definiert, denn gemäß (4) würde er sich aus der Division von Null durch Null ergeben. Der erste Modellierungsansatz (also die Gesamtheit aus (1), (9) und (16)) kann somit nicht zur Beschreibung des still stehenden Getriebe herangezogen werden.

3.4 Modellierung im Zustandsraum

Mit (17), $\omega_A = 0$ und $\omega_B = 0$ liegt für das einfache Zahnradgetriebe im Stillstand bereits eine Zustandsbeschreibung vor, so dass hier lediglich noch die in Abschnitt 3.1 hergeleiteten Modellierungsansätze durch Umformung der Bewegungsdifferentialgleichungen (9) und (13) in den Zustandsraum zu überführen sind. So ergibt sich für $\omega_A \neq 0$ mit der durch die Gesamtheit aus

$$\dot{\omega}_A(t) = \frac{i^2}{i^2 \cdot \eta_z \cdot J_A + J_B} \cdot \left(\eta_z \cdot (M_A(t) - M_{L,A}(\omega_A)) - i^{-1} \cdot (M_B(t) + M_{L,B}(\omega_A)) \right), \quad (18)$$

(1) und (16) gebildeten Zustandsdifferentialgleichung und der Ausgangsgleichung

$$\omega_B(t) = i^{-1} \cdot \omega_A(t) \quad (19)$$

die Zustandsbeschreibung nach dem *ersten Modellierungsansatz*.

Die aus (13) folgende Differentialgleichung

$$\dot{\omega}_A(t) = \frac{i^2}{i^2 \cdot J_A + J_B} \cdot \left(M_A(t) - i^{-1} \cdot M_B(t) - \overbrace{(M_{L,A}(\omega_A) + M_{VZ} + i^{-1} \cdot M_{L,B}(\omega_A))}^{M_V =} \right) \quad (20)$$

bildet zusammen mit (1), (11), (15) und (16) die Zustandsdifferentialgleichung des *zweiten Modellierungsansatzes*, der ebenfalls die Ausgangsgleichung (19) aufweist.

In Abb. 3 sind die Strukturen beider Modellierungsansätze nochmals anschaulich gegenübergestellt. Die Bereiche, welche die Differentialgleichungen (18) bzw. (20) verkörpern, sind grün hinterlegt, während die Blöcke zur Bestimmung der Verlustmomente in den Lagern gemäß (1) durch grauen Hintergrund gekennzeichnet und die Blöcke zur Bestimmung der Verzahnungsverluste auf blauem Hintergrund dargestellt sind. In Simulationsprogrammen wie etwa *Simulink*®, welche das direkte Erstellen blockorientierter Simulationsmodelle ermöglichen, können die beiden Modellierungsansätze direkt wie in den Strukturbildern dargestellt realisiert werden, wenn in den Blöcken

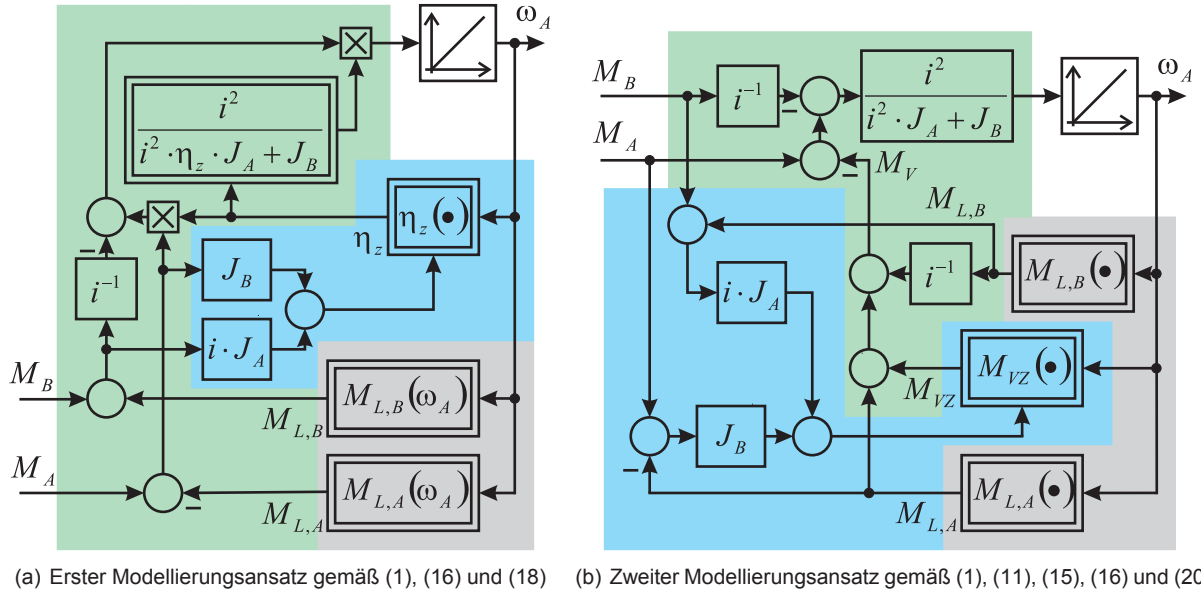


Abb. 3: Strukturbilder der Zustandsbeschreibungen (ohne Ausgangsgleichung)

$M_{L,A}(\bullet)$ und $M_{L,B}(\bullet)$ die für die jeweils zu erwartende Achslast gültige Stribeck-Kurve (als Lookup-Table) und der durch (1) gegebene Zusammenhang zwischen Reibwert und Verlustmoment im jeweiligen Lager und im Block $\eta_z(\bullet)$ die Verzahnungswirkungsgrade η_{z1} , η_{z2} und die Fallunterscheidung gemäß (16) bzw. im Block $M_{VZ}(\bullet)$ entweder direkt das Verzahnungsverlustmoment M_{VZ} (als Lookup-Table) und die Fallunterscheidung gemäß (16) oder die Verzahnungswirkungsgrade η_{z1} , η_{z2} , die Fallunterscheidung gemäß (16), der durch (11) gegebene Zusammenhang zwischen η_z und M_{VZ} , sowie die Gleichung (15) zur Bestimmung des inneren Drehmoments $M_{B,A}$ hinterlegt werden.

Abb. 3 lässt darüber hinaus die Gemeinsamkeiten und Unterschiede beider Modellierungsansätze sehr schnell erkennen. Die grau hinterlegten Bereiche, also die erforderliche Bestimmung der Verlustmomente $M_{L,A}$ und $M_{L,B}$ in den Lagern sind beiden Ansätzen gemeinsam und können in übereinstimmender Weise erfolgen. Einzig die Verzahnungsverluste werden in den blauen Flächen auf unterschiedlichem Wege bestimmt, was auch zu Unterschieden in den grünen Flächen der Strukturbilder (also zu den Unterschieden zwischen den Differentialgleichungen (18) und (20)) führt. Innerhalb der blau hinterlegten Flächen liegt das Unterscheidungsmerkmal innerhalb der nichtlinearen (also doppelt umrandeten) Blöcke. Während der grün hinterlegte Bereich bzw. die durch ihn verkörperte Differentialgleichung (18) im ersten Ansatz nichtlineare Rechenoperationen enthält, ist der entsprechende Bereich bzw. die Differentialgleichung (20) im zweiten Modellierungsansatz frei von Nichtlinearitäten. Alle Nichtlinearitäten im System sind im zweiten Modellierungsansatz ausschließlich auf die Quantifizierung der Verluste beschränkt.

Im Sinne einer kompakteren Darstellung lässt sich die Zustandsbeschreibung nach dem *ersten Modellierungsansatz* durch die Differentialgleichung

$$\dot{\omega}_A(t) = {}^1\hat{\mathbf{a}}^T(\eta_z) \cdot {}^L\mathbf{m}(\omega_A) + {}^1\mathbf{b}^T(\eta_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t), \quad (21)$$

die gemeinsam mit (1) und

$$\eta_z = \begin{cases} \eta_{z1}(|\omega_A|) & \text{für } ({}^P\bar{\mathbf{b}}^T \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + {}^L\bar{\mathbf{b}}^T \cdot {}^L\mathbf{m}(\omega_A)) \cdot \omega_A(t) > 0 \\ \frac{1}{\eta_{z2}(|\omega_A|)} & \text{für } ({}^P\bar{\mathbf{b}}^T \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + {}^L\bar{\mathbf{b}}^T \cdot {}^L\mathbf{m}(\omega_A)) \cdot \omega_A(t) \leq 0 \end{cases} \quad (22)$$

die Zustandsdifferentialgleichung bildet und die Ausgangsgleichung

$$\begin{bmatrix} \omega_A(t) & \omega_B(t) \end{bmatrix}^T = \mathbf{c} \cdot \omega_A(t) \quad (23)$$

auf eine allgemeinere Form bringen, wenn in

$${}^P\mathbf{m}(t) = \begin{bmatrix} M_A(t) & M_B(t) \end{bmatrix}^T \quad (24a)$$

die (äußeren) Drehmomente auf die Getriebewellen und in

$${}^L\mathbf{m}(\omega_A) = [M_{L,A}(\omega_A) \quad M_{L,B}(\omega_A)]^T \quad (24b)$$

die Verlustmomente in den Lagern (die sich gemäß (1) ergeben) zusammengefasst werden. Wie leicht einzusehen, ist dabei

$${}^1\hat{\mathbf{a}}^T(\eta_z) = -\frac{i}{i^2 \cdot \eta_z \cdot J_A + J_B} \cdot [i \cdot \eta_z \quad 1], \quad {}^1\mathbf{b}^T(\eta_z) = \frac{i}{i^2 \cdot \eta_z \cdot J_A + J_B} \cdot [i \cdot \eta_z \quad -1], \quad (25)$$

$${}^{P1}\bar{\mathbf{b}}^T = [J_B \quad i \cdot J_A], \quad {}^{L1}\bar{\mathbf{b}}^T = [-J_B \quad i \cdot J_A] \quad (26)$$

und

$$\mathbf{c} = [1 \quad i^{-1}]^T \quad (27)$$

zu setzen⁶.

Durch die Zusammenfassungen gemäß (24) lässt sich auch die Zustandsbeschreibung nach dem *zweiten Modellierungsansatz* auf eine kompaktere und allgemeinere Form bringen, bei der die Differentialgleichung

$$\dot{\omega}_A(t) = {}^2\hat{\mathbf{a}}^T \cdot {}^L\mathbf{m}(\omega_A) + {}^{Z2}\hat{a} \cdot M_{VZ} + {}^2\mathbf{b}^T \cdot {}^P\mathbf{m}(t), \quad (28a)$$

zusammen mit

$$M_{VZ} = {}^{P2}\bar{\mathbf{b}}^T(\eta_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + {}^{L2}\bar{\mathbf{b}}^T(\eta_z) \cdot {}^L\mathbf{m}(\omega_A) \quad (28b)$$

und (1) die Zustandsdifferentialgleichung bildet und (23) die Ausgangsgleichung darstellt, wobei hier

$${}^2\hat{\mathbf{a}}^T = \frac{-i}{i^2 \cdot J_A + J_B} \cdot [i \quad 1], \quad {}^{Z2}\hat{a} = \frac{-i^2}{i^2 \cdot J_A + J_B}, \quad {}^2\mathbf{b}^T = \frac{i}{i^2 \cdot J_A + J_B} \cdot [i \quad -1], \quad (29)$$

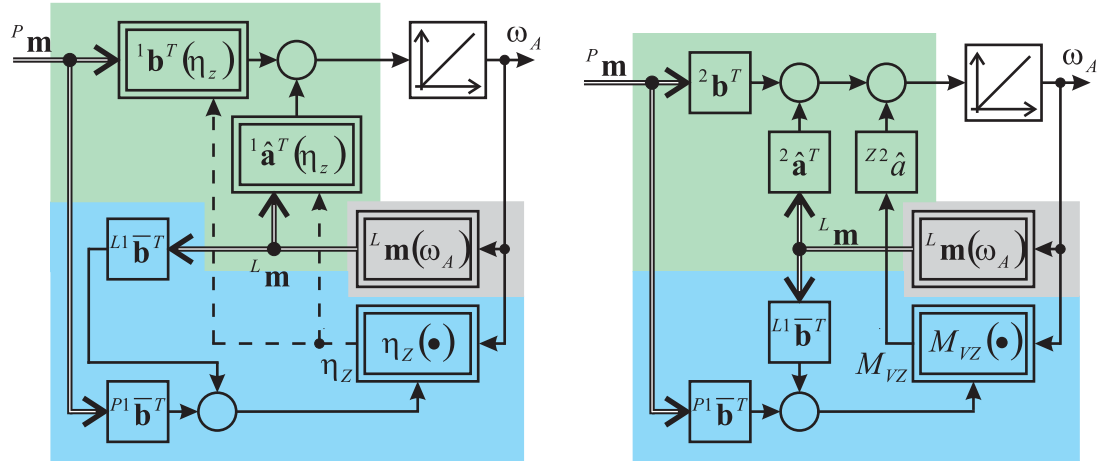
$${}^{P2}\bar{\mathbf{b}}^T(\eta_z) = \frac{1 - \eta_z}{i^2 \cdot \eta_z \cdot J_A + J_B} \cdot {}^{P1}\bar{\mathbf{b}}^T, \quad {}^{L2}\bar{\mathbf{b}}^T(\eta_z) = \frac{1 - \eta_z}{i^2 \cdot \eta_z \cdot J_A + J_B} \cdot {}^{L1}\bar{\mathbf{b}}^T \quad (30)$$

(letzteres folgt aus (11), (15), (26) und (28b)) mit η_z gemäß (22) und $\mathbf{c}$ gemäß (27) zu setzen ist.

Die Strukturbilder der kompakteren und in der beschriebenen Weise verallgemeinerten Zustandsbeschreibungen sind unter Verzicht auf Darstellung der Ausgangsgleichung in Abb. 4 dargestellt, wobei in Abb. 4(a) die gestrichelten Linien die in die nicht konstanten Zeilenvektoren der betreffenden Blöcke einfließende Variable von den Eingangsvektoren unterscheiden sollen, die mit den Zeilenvektoren in den Blöcken multipliziert werden. Die Blöcke $\eta_z(\bullet)$ und $M_{VZ}(\bullet)$ sind mit den entsprechenden Blöcken in Abb. 3 identisch, während in dem Block ${}^L\mathbf{m}(\omega_A)$ zur Bestimmung der Lagerverlustmomente die bereits auch verbal beschriebenen Blöcke $M_{L,A}(\bullet)$ und $M_{L,B}(\bullet)$ aus Abb. 3 vereinigt sind.

Damit stehen nun zwei sich grundlegend unterscheidende Modellierungsansätze für die Dynamik verlustbehafteter einfacher Zahnradgetriebe zur Auswahl. Daneben könnte man aber die Systemdynamik auch durch die Gesamtheit aus (1), (7), (8) und (16) beschreiben und nicht wie im ersten Modellierungsansatz die Differentialgleichung (9), sondern die Differentialgleichung (8) in den Zustandsraum überführen. Das beschriebene Gleichungssystem könnte man dann als dritten Modellierungsansatz verstehen. Wie unschwer zu erkennen ist, erhielte man dabei eine nichtlineare (von η_z abhängige) Zustandsdifferentialgleichung, so dass dieser Ansatz dem ersten Modellierungsansatz ähnelt. Weil somit keine Vorteile erkennbar sind, sei auf eine weitere Betrachtung dieses Ansatzes verzichtet. Auch von einem Rollentausch der Bewegungsdifferentialgleichungen (2a) und (2b) bei der Herleitung der Modelle sind keine grundlegenden Unterschiede in den Eigenschaften der resultierenden Modelle zu erwarten.

⁶In Anlehnung an die weit verbreitete, gerade in der Regelungstechnik übliche Nomenklatur für Zustandsbeschreibungen, wurden die Buchstaben a und b in den Formelzeichen verwendet. Aus a wurde hier $\hat{a}$, weil die Zustandsgröße nicht *explizit* in die betreffende Funktion eingeht.



(a) Erster Modellierungsansatz gem. (21), (22), (24) bis (26) (b) Zweiter Modellierungsansatz gem. (22), (28) bis (30)

Abb. 4: Strukturbilder der verallgemeinerten Zustandsbeschreibungen (ohne Ausgangsgleichung)

4 Messtechnische Bestimmung der Modellparameter und Kennlinien

Bei der Parametrierung der beschriebenen Modelle müssen neben den Werten der Massenträgheitsmomente der rotierenden Elemente, die in den Datenblättern der Hersteller angegeben sein sollten, auch die Werte des Losreißmomentes aus Abschnitt 3.3 und Kennlinien für die Verzahnungswirkungsgrade bzw. Verzahnungsverlustmomente aus Abschnitt 3.1 vorliegen. Im Folgenden soll deshalb die messtechnische Bestimmung dieser Größen und die Erstellung der Kennfelder kurz betrachtet werden.

Wie das Losreißmoment, also der Betrag von M_V gemäß (17), bei dem sich das still stehende Getriebe in Bewegung setzt, gemessen werden kann, wird unmittelbar aus (17) ersichtlich, nämlich durch kontinuierliche Erhöhung von $|M_A - i^{-1} \cdot M_B|$ und Dokumentation des Wertes, bei dem eine Drehbewegung einsetzt.

Für $\omega_A \neq 0$ lassen sich die verlustspezifischen Größen durch Messungen im stationären Zustand bestimmen⁷. Aus (18) ergibt sich für den stationären Zustand der Zusammenhang

$$i \cdot M_A \cdot \eta_z - \tilde{M}_L = M_B \quad \text{mit} \quad (31)$$

$$\tilde{M}_L = i \cdot \eta_z \cdot M_{L,A} + M_{L,B}, \quad (32)$$

der die messtechnische Ermittlung der Kennlinien für η_z und $\tilde{M}_L$ nach der bereits in [4] vorgeschlagenen Methode ermöglicht. Für jeweils einen bestimmten, durch eine Drehzahlregelung konstant gehaltenen Wert von ω_A werden unterschiedliche Ausgangsmomentenwerte $M_{B,1} \dots M_{B,N}$ mit $N \geq 2$ eingestellt und zusammen mit den gemessenen Eingangsmomentenwerten $M_{A,1} \dots M_{A,N}$ das lineare Gleichungssystem

$$\begin{pmatrix} i \cdot M_{A,1} & -1 \\ \vdots & \vdots \\ i \cdot M_{A,N} & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \eta_z \\ \tilde{M}_L \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{B,1} \\ \vdots \\ M_{B,N} \end{pmatrix} \quad (33)$$

gebildet. Im Falle zweier Messungen (also bei $N = 2$) existiert dann ein eindeutiger Lösungsvektor $[\eta_z \quad \tilde{M}_L]^T$, der beide Gleichungen des Systems exakt erfüllt. In Folge unvermeidlicher Messfehler kann der so erhaltene Lösungsvektor die Gleichung (31) jedoch nicht für jedes beliebige neue Messwertepaar $[M_{A,3} \quad M_{B,3}]$ exakt erfüllen, d. h. bei mehr als zwei Messungen existiert kein Vektor $[\eta_z \quad \tilde{M}_L]^T$, der alle Gleichungen des Systems exakt erfüllt. Dennoch – und gerade deshalb – empfiehlt es sich, deutlich mehr als zwei Messungen mit möglichst unterschiedlichen Drehmomenten durchzuführen, so dass nach Gaußtransformation und Umformung des Gleichungssystems der Vektor

$$\begin{pmatrix} \eta_z \\ \tilde{M}_L \end{pmatrix} = \left[\begin{pmatrix} i \cdot M_{A,1} & -1 \\ \vdots & \vdots \\ i \cdot M_{A,N} & -1 \end{pmatrix}^T \cdot \begin{pmatrix} i \cdot M_{A,1} & -1 \\ \vdots & \vdots \\ i \cdot M_{A,N} & -1 \end{pmatrix} \right]^{-1} \cdot \begin{pmatrix} i \cdot M_{A,1} & -1 \\ \vdots & \vdots \\ i \cdot M_{A,N} & -1 \end{pmatrix}^T \cdot \begin{pmatrix} M_{B,1} \\ \vdots \\ M_{B,N} \end{pmatrix} \quad (34)$$

⁷Da keine dieser Größen von ω_A abhängt, gelten die ermittelten Werte auch im instationären Zustand.

die Fehlerquadratsumme $\sum_{\nu=1}^N (M_{B,\nu} - (i \cdot M_{A,\nu} \cdot \eta_z - \tilde{M}_L))^2$, also die Summe der quadrierten Differenzen zwischen den gemessenen und den sich mit dem in der beschriebenen Weise ermittelten Vektor gemäß (31) ergebenden Werten des Drehmomentes M_B , minimiert.

Anstatt des Gleichungssystems (33) ließe sich mit den Drehmoment-Messwerten aus (31) und (32) auch das lineare Gleichungssystem

$$\begin{pmatrix} i \cdot M_{A,1} & -i & -1 \\ \vdots & \vdots & \\ i \cdot M_{A,N} & -i & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \eta_z \\ \eta_z \cdot M_{L,A} \\ M_{L,B} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{B,1} \\ \vdots \\ M_{B,N} \end{pmatrix}$$

aufstellen. Jedoch sind der mittlere und der rechte Spaltenvektor der Koeffizientenmatrix nicht linear unabhängig voneinander, so dass der Vektor $[\eta_z \quad \eta_z \cdot M_{L,A} \quad M_{L,B}]^T$ auch bei drei oder mehr Messungen nicht berechnet werden kann.

Ohne Sensoren im Inneren des Getriebe anbringen zu müssen, ermöglichen Drehmomentmessungen in den von außen zugängigen Getriebewellen die Erstellung der Kennfelder für η_z und die oben eingeführte Größe $\tilde{M}_L$, welche auch die Verlustmomente in den Lagern beinhaltet. Die einzelnen Werte für die Lagerverlustmomente $M_{L,A}$ und $M_{L,B}$ können aus den aufgenommenen Messwerten jedoch nicht ermittelt werden. Diese können ggf. aus den Datenblättern der Lager abgelesen oder außerhalb des Getriebe in einem separaten Prüfstand messtechnisch ermittelt werden. Hierzu ist die Kenntnis der jeweiligen Achslasten erforderlich; oder es werden mehrere Messreihen mit unterschiedlichen Achslasten aufgenommen, dann müssen die im Getriebe zu erwartenden Achslasten aber bei der Parametrierung der Modelle bekannt sein.

5 Approximative Zustandsbeschreibungen

Für den Fall, dass die zur Bestimmung der einzelnen Lagerverlustmomente erforderlichen Informationen nicht vorliegen, sollen hier noch approximative Zustandsbeschreibungen (Abwandlungen der Modelle aus Abschnitt 3.4) vorgestellt werden, die mit den messtechnisch gemäß Kapitel 4 ermittelten Größen, bei denen die beiden Lagerverlustmomente $M_{L,A}$ und $M_{L,B}$ in der Rechengröße $\tilde{M}_L$ vereint sind, auskommen.

Die Zustandsbeschreibung nach dem *ersten Modellierungsansatz* lässt sich mit dem in der beschriebenen Weise messbaren Drehmoment $\tilde{M}_L$ modifizieren, indem (18) unter Berücksichtigung von (32) zu

$$\dot{\omega}_A(t) = \frac{i^2}{i^2 \cdot \eta_z \cdot J_A + J_B} \cdot (\eta_z \cdot M_A(t) - i^{-1} \cdot M_B(t) - i^{-1} \cdot \tilde{M}_L(\omega_A)) \quad (35)$$

umgeformt wird. Damit wurden die einzelnen Lagerverlustmomente $M_{L,A}$ und $M_{L,B}$ aus (18) äquivalent durch das Drehmoment $\tilde{M}_L$ ersetzt, was in (16) jedoch nicht möglich ist, so dass die Fallunterscheidung eine Approximation erfordert. Diese kann etwa durch die Vernachlässigung der Lagerverlustmomente in (16) vorgenommen werden, was zu

$$\eta_z = \begin{cases} \eta_{z1}(|\omega_A|) & \text{für } (J_B \cdot M_A(t) + i \cdot J_A \cdot M_B(t)) \cdot \omega_A(t) > 0 \\ \frac{1}{\eta_{z2}(|\omega_A|)} & \text{für } (J_B \cdot M_A(t) + i \cdot J_A \cdot M_B(t)) \cdot \omega_A(t) \leq 0 \end{cases} \quad (36)$$

führt. Wie ein Vergleich mit (16) erkennen lässt, kann u. U. der falsche Verzahnungswirkungsgrad ausgewählt werden, wenn $|M_A| \leq |M_{L,A}|$ oder $|M_B| \leq |M_{L,B}|$ vorliegt. Lediglich im stationären Zustand bzw. wenn die Massenträgheitsmomente der rotierenden Teile vernachlässigt werden können, kann die approximierte Fallunterscheidung anhand eines der Drehmomente M_A oder M_B erfolgen, was etwa zu dem in [4] für den stationären Zustand hergeleiteten Kriterium führt, welches anstatt des Lagerverlustmomentes im Fall $M_A = 0$ die Drehrichtung des Zahnrades A berücksichtigt. Vor diesem Hintergrund legt der Hinweis aus [5], dass das in [4] hergeleitete Kriterium in den Elementen der *PowerTrain-Bibliothek* der bereits weit verbreiteten Simulationssoftware *Dymola*[®] zur Anwendung kommt, den Rückschluss nahe, dass die Bestimmung des Verzahnungswirkungsgrades beim Einsatz der *PowerTrain-Bibliothek* mit der in vielen Fällen vertretbaren Vernachlässigung von Lagerverlustmomenten und Massenträgheitsmomenten verbunden ist.

Die aus der Bewegungsdifferentialgleichung (35) mit der messtechnisch gemäß Kapitel 4 ermittelten Größe $\tilde{M}_L$ und der approximierten Fallunterscheidung (36) gebildete Zustandsdifferentialgleichung, deren Struktur in Abb. 5(a)

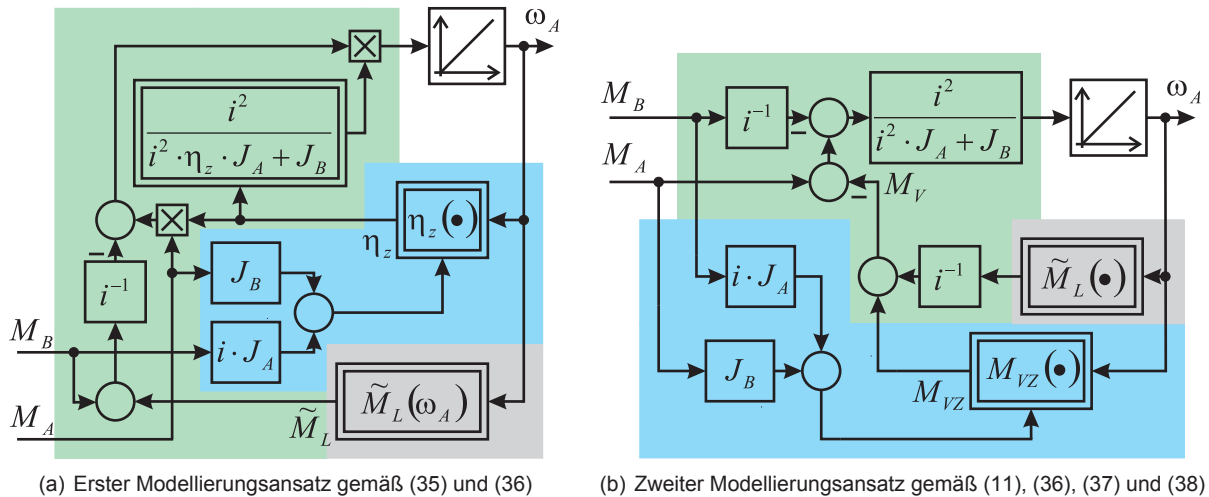


Abb. 5: Strukturbilder der approximativen Zustandsbeschreibungen (ohne Ausgangsgleichung) mit gemäß Kapitel 4 messtechnisch ermitteltem $\tilde{M}_L$

dargestellt ist, bildet zusammen mit der Ausgangsgleichung (19) eine approximative Zustandsbeschreibung des ersten Modellierungsansatzes.

In der Zustandsbeschreibung nach dem zweiten Modellierungsansatz können die Terme, welche die Lagerverlustmomente beinhalten, an keiner Stelle exakt durch $\tilde{M}_L$ gemäß (32) ersetzt werden, so dass alle betreffenden Gleichungen, nämlich (15), (16) und (20) zu approximieren sind. Zur Approximation der Gleichungen (15) und (16), die hier in die Berechnung des Verzahnungsverlustmoments einfließen, sei auch hier die Vernachlässigung der Lagerverlustmomente vorgeschlagen, da diese gemäß Kapitel 2 in der Regel im Getriebe nicht dominieren. Damit wird (15) zu

$$M_{B,A}(t) = \frac{1}{i^2 \cdot \eta_z \cdot J_A + J_B} \cdot (J_B \cdot M_A(t) + i \cdot J_A \cdot M_B(t)) \quad (37)$$

und (16) wieder zu (36). In (20) sei die Summe $M_{L,A} + i^{-1} \cdot M_{L,B}$ durch $i^{-1} \cdot \tilde{M}_L$ mit $\tilde{M}_L$ gemäß (32) approximiert, was zu der Bewegungsdifferentialgleichung

$$\dot{\omega}_A(t) = \frac{i^2}{i^2 \cdot J_A + J_B} \cdot \left(M_A(t) - i^{-1} \cdot M_B(t) - \overbrace{(M_{VZ} + i^{-1} \cdot \tilde{M}_L(\omega_A))}^{\tilde{M}_V :=} \right) \quad (38)$$

führt, die nun gemeinsam mit (11), (36) und (37) die in Abb. 5(b) veranschaulichte Zustandsdifferentialgleichung einer approximativen Zustandsbeschreibung nach dem zweiten Modellierungsansatz bildet. Ergänzt wird auch diese durch die Ausgangsgleichung (19).

Mit (24a) lässt sich die approximative Zustandsbeschreibung nach dem ersten Modellierungsansatz durch die aus

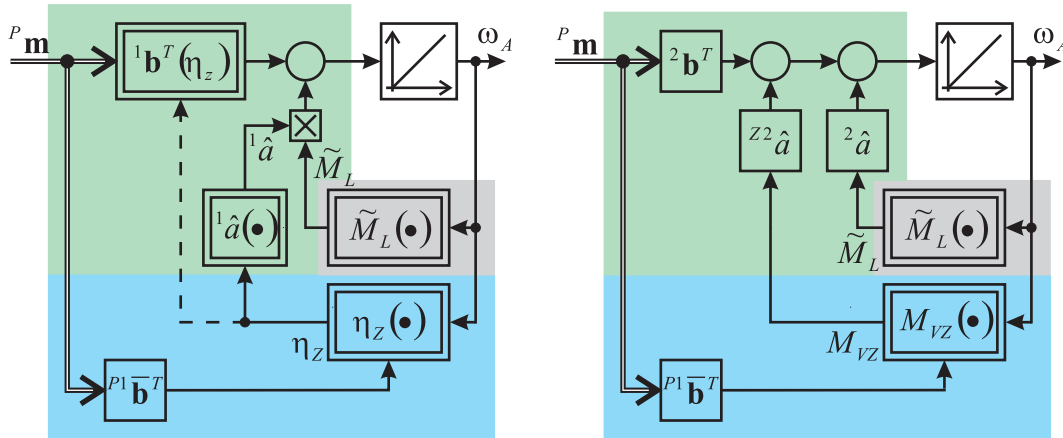
$$\dot{\omega}_A(t) = {}^1\hat{a}(\eta_z) \cdot \tilde{M}_L(\omega_A) + {}^1\mathbf{b}^T(\eta_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t), \quad (39)$$

und

$$\eta_z = \begin{cases} \eta_{z1}(|\omega_A|) & \text{für } {}^{P1}\bar{\mathbf{b}}^T \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \cdot \omega_A(t) > 0 \\ \frac{1}{\eta_{z2}(|\omega_A|)} & \text{für } {}^{P1}\bar{\mathbf{b}}^T \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \cdot \omega_A(t) \leq 0 \end{cases} \quad (40)$$

gebildete Zustandsdifferentialgleichung – welche in Abb. 6(a) veranschaulicht ist (wobei auch hier die gestrichelte Linie wieder die in den nicht konstanten Zeilenvektor des betreffenden Blocks einfließende Variable von dem Eingangsvektor unterscheiden soll, der mit dem Zeilenvektor in dem Block multipliziert wird) – und die Ausgangsgleichung (23) etwas kompakter und allgemeiner darstellen. Wie leicht einzusehen, ist darin

$${}^1\hat{a}(\eta_z) = -\frac{i}{i^2 \cdot \eta_z \cdot J_A + J_B}, \quad (41)$$



(a) Erster Modellierungsansatz gemäß (24a), (25), (26) (b) Zweiter Modellierungsansatz gemäß (24a), (29), (30), (39) bis (41) und (40) und (42) bis (44)

Abb. 6: Strukturbilder der verallgemeinerten approximativen Zustandsbeschreibungen (ohne Ausgangsgleichung) mit gemäß Kapitel 4 messtechnisch ermitteltem $\tilde{M}_L$

${}^1\mathbf{b}^T$ gemäß (25) und ${}^{P1}\bar{\mathbf{b}}^T$ gemäß (26) zu setzen.

Die approximative Zustandsbeschreibung nach dem zweiten Modellierungsansatz lässt sich mit (24a) durch die aus

$$\dot{\omega}_A(t) = {}^2\hat{a} \cdot \tilde{M}_L(\omega_A) + {}^{Z2}\hat{a} \cdot M_{VZ} + {}^2\mathbf{b}^T \cdot {}^P\mathbf{m}(t), \quad (42)$$

$$M_{VZ} = {}^{P2}\bar{\mathbf{b}}^T(\eta_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \quad (43)$$

und (40) gebildete Zustandsdifferentialgleichung – welche in Abb. 6(b) veranschaulicht ist – und die Ausgangsgleichung (23) etwas kompakter und allgemeiner darstellen. Es ist unschwer zu erkennen, dass hier

$${}^2\hat{a} = -\frac{i}{i^2 \cdot J_A + J_B}, \quad (44)$$

${}^{Z2}\hat{a}$ und ${}^2\mathbf{b}^T$ gemäß (29) und ${}^{P2}\bar{\mathbf{b}}^T$ gemäß (30) zu setzen sind, wobei letzteres aus (11), (30) und (37) folgt.

6 Zusammenfassung / Fazit

Je nach Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder überwiegen in einem Getriebe entweder die Zahnreibungsverluste oder die Leerlaufverluste der Zahnräder. Nennenswert sind daneben auch die Verluste in den Lagern. Die im Abschnitt 3.4 vorgestellten Zustandsbeschreibungen eignen sich zur Berücksichtigung aller genannten Verluste im Getriebe. Zur Parametrierung dieser Modelle müssen Kennlinien vorliegen, aus denen die Lagerverlustmomente und Verzahnungswirkungsgrade in Abhängigkeit einer der Winkelgeschwindigkeiten (und je nach Anforderungen an das Modell auch noch in Abhängigkeit der Temperaturen) hervor gehen. Sollten hierüber keine hinreichenden Informationen verfügbar sein, so können zumindest die Kennlinien für die Verzahnungswirkungsgrade nach der in Kapitel 4 erläuterten Methode durch Messungen von Drehzahlen und Drehmomenten an den äußeren Getriebewellen messtechnisch ermittelt werden. Die messtechnische Bestimmung der Kennlinien für die *einzelnen* Lagerverlustmomente muss jedoch außerhalb des Getriebe erfolgen; aufgrund der Achslastabhängigkeit der Lagerverlustmomente müssen die im Getriebe zu erwartenden Achslasten entweder gleich bei der Messung oder spätestens bei der Parametrierung der Modelle berücksichtigt werden und somit bekannt sein. Der Aufwand der messtechnischen Ermittlung der *einzelnen* Lagerverlustmoment-Kennlinien kann durch den Einsatz der in Kapitel 5 vorgestellten approximativen Zustandsbeschreibungen umgangen werden. In letzteren Modellen tritt stellvertretend für die einzelnen Lagerverlustmomente *eine* Rechengröße auf, die nach der Methode aus Kapitel 4 mit relativ geringem Aufwand messtechnisch ermittelt werden kann.

Sowohl die Modelle in Abschnitt 3.4, als auch die daraus hervorgegangenen Approximationen in Kapitel 5 basieren auf zwei unterschiedlichen Ansätzen, die zur klaren Unterscheidung konsequent als *erster Modellierungsansatz* bzw. *zweiter Modellierungsansatz* bezeichnet wurden. Das Hauptunterscheidungsmerkmal zwischen den beiden

Modellierungsansätzen liegt in der Behandlung der Nichtlinearität/en des Systems. In den Strukturbildern zum *ersten Modellierungsansatz* führt jeder Pfad zwischen einem (bzw. dem) Eingang und dem Integrator über ein nicht-lineares Übertragungsglied. Im *zweiten Modellierungsansatz* fließen die Eingangsgrößen hingegen ausschließlich bei der Quantifizierung der Verluste in nichtlineare Rechenoperationen ein. Die Eingangsgrößen können daneben aber auch über ausschließlich lineare Übertragungsglieder zum Integrator gelangen⁸. Letztere Eigenschaft wirkt sich vereinfachend auf die Anwendung des Modells aus, insbesondere wenn es in ein Gesamtmodell eines größeren antriebstechnischen Systems integriert werden soll. Bei Verwendung der approximativen Modelle steht diesem Vorteil des zweiten Modellierungsansatzes allerdings der Nachteil gegenüber, dass nicht nur die Fallunterscheidung zur Bestimmung des Verzahnungswirkungsgrades eine Approximation darstellt – was auf den ersten Modellierungsansatz jedoch zutrifft. Für den Fall, dass eines der approximativen Modelle in Aufgabenstellungen zur Anwendung kommen sollen, die sich allein auf das beschriebene Getriebe beschränken, empfiehlt sich daher der erste Modellierungsansatz; beim Einsatz approximativer Modelle innerhalb von Modellen größerer Anwendungen wird der beschriebene Nachteil den Vorteil der Vereinfachung in den meisten Anwendungen jedoch nicht aufwiegen. Bei den Modellen in Abschnitt 3.4 steht dem beschriebenen Vorteil des zweiten Modellierungsansatzes kein Nachteil gegenüber.

Beim Vergleich zwischen verlustlosem und verlustbehaftetem Getriebe⁹ fällt aus systemtheoretischer Sicht besonders auf, dass es sich bei verlustlosen Getrieben um lineare Systeme ohne Ausgleich handelt, während verlustbehaftete Getriebe nichtlineare Systeme mit Ausgleich darstellen.

Bei der Berücksichtigung der Reibung in Simulationsmodellen besonders zu berücksichtigen ist, dass mit der Haftreibung des still stehenden Getriebe nicht nur die Notwendigkeit verbunden ist, zwischen still stehenden und drehenden Zahnrädern zu unterscheiden und ständig zwischen zwei Beschreibungen – nämlich zwischen der Beschreibung des Stillstandes aus Abschnitt 3.3 und einer der Zustandsbeschreibungen aus Abschnitt 3.4 bzw. Kapitel 5 – umzuschalten. Die Detektierung der Übergangszeitpunkte erfordert entweder angemessen kurze feste Simulationsschrittweiten oder Integrationsverfahren mit variabler Schrittweite.

Nomenklatur

$^1\hat{a}$	Lagerverlustmomenten-Koeffizient der approximativen Zustandsbeschreibung gemäß <i>erstem Modellierungsansatz</i> (vom Verzahnungswirkungsgrad abhängig)
$^2\hat{a}$	Lagerverlustmomenten-Koeffizient der approximativen Zustandsbeschreibung gemäß <i>zweitem Modellierungsansatz</i>
$^1\hat{\mathbf{a}}^T$	Lagerverlustmomenten-Koeffizientenvektor des <i>ersten Modellierungsansatzes</i> (vom Verzahnungswirkungsgrad abhängig)
$^2\hat{\mathbf{a}}^T$	Lagerverlustmomenten-Koeffizientenvektor des <i>zweiten Modellierungsansatzes</i>
$^{Z2}\hat{a}$	Verzahnungsverlustmomenten-Koeffizient des <i>zweiten Modellierungsansatzes</i>
$^1\mathbf{b}^T$	Eingangsmomenten-Koeffizientenvektor des <i>ersten Modellierungsansatzes</i> (vom Verzahnungswirkungsgrad abhängig)
$^2\mathbf{b}^T$	Eingangsmomenten-Koeffizientenvektor des <i>zweiten Modellierungsansatzes</i>
$^{L1}\bar{\mathbf{b}}^T$	Lagerverlustmomenten-Koeffizientenvektor zur Bestimmung von Leistungsflussrichtung und Verzahnungsverlusten
$^{L2}\bar{\mathbf{b}}^T$	Lagerverlustmomenten-Koeffizientenvektor zur Bestimmung des Verzahnungsverlustmomentes im <i>zweiten Modellierungsansatz</i> (vom Verzahnungswirkungsgrad abhängig)
$^{P1}\bar{\mathbf{b}}^T$	Eingangsmomenten-Koeffizientenvektor zur Bestimmung der Leistungsflussrichtung und Verzahnungsverlusten
$^{P2}\bar{\mathbf{b}}^T$	Eingangsmomenten-Koeffizientenvektor zur Bestimmung des Verzahnungsverlustmomentes im <i>zweiten Modellierungsansatz</i> (vom Verzahnungswirkungsgrad abhängig)
$\mathbf{c}$	Ausgangsmatrix
F_A	Kraft auf das Zahnrad A (Tangentialkomponente am Wälzkreis)
F_B	Kraft auf das Zahnrad B (Tangentialkomponente am Wälzkreis)
F_L	radiale Achslast eines Lagers
i	Übersetzungsverhältnis eines einfachen Zahnradgetriebe
J_A	Massenträgheitsmoment des Zahnrades A (inklusive Welle)
J_B	Massenträgheitsmoment des Zahnrades B (inklusive Welle)
M_A	(äußeres) Drehmoment auf die Welle des Zahnrades A
$M_{A,B}$	durch Zahnrad A auf Zahnrad B ausgeübtes Drehmoment (Tangentialkomponente am Wälzkreis)

⁸In praktischen Anwendungen ist zu erwarten, dass die linearen Pfade zwischen den Eingängen (bzw. dem Eingang) und dem Integrator sogar stärkeren Einfluss haben als die „nichtlinearen Pfade“.

⁹Die Betrachtung verlustloser Getriebe ist durch Nullsetzen aller Verluste in den hergeleiteten Modellen (mit $\eta_z = 1$) möglich.

M_B	(äußeres) Drehmoment auf die Welle des Zahnrades B
$M_{B,A}$	durch Zahnrad B auf Zahnrad A ausgeübtes Drehmoment (Tangentialkomponente am Wälzkreis)
M_L	Verlustmoment eines Lagers
$\tilde{M}_L$	approximatives Gesamtverlustmoment in den Lagern eines Getriebe (auf Welle B bezogen)
$M_{L,A}$	Verlustmoment des Lagers von Zahnrad A
$M_{L,B}$	Verlustmoment des Lagers von Zahnrad B
M_V	Gesamtverlustmoment (auf Welle A bezogen)
$\tilde{M}_V$	approximatives Gesamtverlustmoment (auf Welle A bezogen)
M_{VZ}	Verzahnungsverlustmoment
${}^L \mathbf{m}$	$= [M_{L,A} \quad M_{L,B}]^T$
${}^P \mathbf{m}$	$= [M_A \quad M_B]^T$
P_{VZ}	Verzahnungsverlustleistung (Zahnreibungsverluste und Leerlaufverluste)
r_A	(Wälzkreis-) Radius des Zahnrades A
r_B	(Wälzkreis-) Radius des Zahnrades B
r_L	Radius der Lagerbohrung
η_z	Verzahnungswirkungsgrad einf. Getriebe bzw. dessen Kehrwert
η_{z1}	Verzahnungswirkungsgrad einf. Getriebe bei Leistungsfluss von A nach B
η_{z2}	Verzahnungswirkungsgrad einf. Getriebe bei Leistungsfluss von B nach A
μ_L	Reibwert eines Lagers
ω_A	Winkelgeschwindigkeit des Zahnrades A
ω_B	Winkelgeschwindigkeit des Zahnrades B

Literatur

- [1] Förster, H. J.: „Automatische Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten.“ Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1991.
- [2] Niemann, G.; Hirt, M.: „Maschinenelemente. Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen.“ 2. Auflage. Springer Verlag Berlin Heidelberg New York 1981.
- [3] Niemann, G.; Winter, H.: „Maschinenelemente. Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe-Grundlagen, Stirnradgetriebe.“ 2. Auflage. Springer Verlag Berlin Heidelberg New York London Paris Tokyo 1981.
- [4] Pelchen, C.; Schweiger, C.; Otter, M.: „Modeling and Simulating the Efficiency of Gearboxes and of Planetary Gearboxes.“ 2nd International Modelica Conference, Proceedings, PP. 257 - 266. <http://www.modelica.org/conference2002/papers.shtml> .
- [5] Schweiger, C.; Otter, M.: „Modelica-Modellbibliothek zur Simulation der Dynamik von Schaltvorgängen bei Automatikgetrieben.“ Dynamik und Regelung von automatischen Getrieben, VDI-Schwingungstagung vom 23. bis 24. November 2005 in Stuttgart. VDI-Verlag GmbH 2005. <http://elib.dlr.de/19980/> .

Bitte per Post oder Fax senden:

Tel.: +49 (0) 80 51 - 96 59 3 49

Fax: +49 (0) 80 51 - 96 74 3 37

e-mail: info@nafems.de

Adresse für Fensterkuvert

NAFEMS GmbH
Osterham 23D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (2/2011)

☐ Bitte senden Sie mir nähere Informationen zu folgenden Themen:☐ NAFEMS Mitgliedschaft☐ NAFEMS Magazin „Benchmark“☐ NAFEMS Seminare☐ NAFEMS Trainingskurse☐ Anzeigenmarkt☐ Registered Analyst Zertifizierung☐ EU-Projekte☐ Internationale Arbeitsgruppen☐ Bitte nehmen Sie mich in Ihren Verteiler auf.☐ Senden Sie das NAFEMS Magazin bitte auch an meine/n Kollegen/in (Adresse unten).☐ Ich möchte folgendes zum NAFEMS Magazin anregen:

☐ Ich interessiere mich für Werbe-/Stellenanzeigen - bitte senden Sie uns die Mediadaten zu.

Absender

Firma: _____

Abt.: _____

Titel, Vor-/Nachname: _____

Straße: _____

PLZ-Ort: _____

Tel.: _____

Fax: _____

e-mail: _____

Bitte senden Sie das NAFEMS Magazin auch an:

Firma: _____

Abt.: _____

Titel, Vor-/Nachname: _____

Straße: _____

PLZ-Ort: _____

Tel.: _____

Fax: _____

e-mail: _____

NAFEMS

MAGAZIN

NAFEMS Deutschland, Österreich, Schweiz GmbH
Osterham 23
D-83233 Bernau am Chiemsee, Germany

Tel. +49 (0) 80 51 – 96 59 3 49
Fax +49 (0) 80 51 – 96 74 3 37
e-mail: info@nafems.de

www.nafems.org