

NAFEMS

Online-Magazin

Zeitschrift für numerische Simulationsmethoden und angrenzende Gebiete
FEM – CFD – MKS – VR / VIS – PROZESS – SDM

Fachbeiträge in dieser Ausgabe

Getriebedynamik:

Dynamische Modellierung von Planetenradsätzen unter Berücksichtigung der Reibung

Systemidentifikation:

Kalibrierung von Messdaten und Simulationen als eine Optimierungsaufgabe mit Signalen

Materialmodellierung:

Numerische Modellierung von Polymerlagern in fraktional-differentieller Formulierung

Fluid-Struktur-Kopplung:

Robuste und effiziente Simulation komplexer Problemstellungen der Fluid-Struktur-Interaktion

...sowie Neuigkeiten, Veranstaltungskalender, Schulungen, ...

Alle bisherigen Ausgaben kostenlos zum Download unter:
www.nafems.org/magazin

Trainingskurse – Quick-Info

Einführung CFD

25. - 26. November, Wiesbaden

Verification & Validation of Models and Analyses

3. - 4. Dezember, Wiesbaden

Einführung FEM

26. - 28. Januar, Wiesbaden

Simulation von Composites

05.-06. Mai, Wiesbaden

Weitere Kurstermine für Frühjahr 2015 finden Sie in Kürze unter www.nafems.org/events

e-Learning-Kurse

u. a. zu Turbulence Modeling, Fatigue & Fracture, Modelling of Joints and Connections

Internationaler CAE-Stellenmarkt
– kostenlose Stellenanzeigen für NAFEMS Mitgliedsunternehmen –

CAEJobsite.com
The NAFEMS online jobsite for CAE Engineers



NAFEMS Member?
Advertise for FREE!

Abgabetermin für Abstracts: 17. November 2014



NWC NAFEMS
NAFEMSWORLDCONGRESS 2015

21-24 JUNE | SAN DIEGO | CALIFORNIA | USA

A WORLD OF ENGINEERING SIMULATION

incorporating **spdm** INTERNATIONAL CONFERENCE
Simulation Process & Data Management



call for papers
nafems.org/congress

Werden Sie Mitglied in unserer NAFEMS-Gruppe bei XING!

Sponsoren dieser Ausgabe:



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

Sehr geehrte Leserin, sehr geehrter Leser,

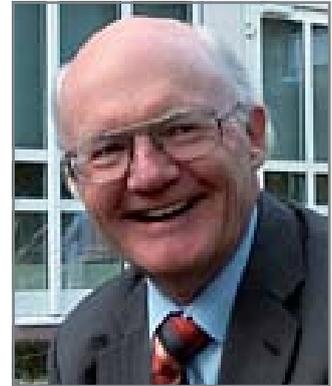
im Juli 2005, also vor gut neun Jahren, erschien das erste Heft des NAFEMS online-Magazins, damals ein Wagnis mit ungewissem Ausgang. Heute lesen Sie im Heft 31; das Magazin ist etabliert, die Zahl der Bezieher hat sich kontinuierlich erhöht. Offensichtlich kommt das Format gut bei Ihnen an. Wenn man das Heft 1 mit dem aktuellen vergleicht, dann fällt auf, dass Farbigkeit und bildhafte Darstellungen zugenommen haben. Wesentlich stärker ist auch der Umfang. Die Ausrichtung ist jedoch gleich geblieben. In Fachbeiträgen berichtet das Magazin über Erfahrungen hinsichtlich Sicherheit und Zuverlässigkeit von Simulationsverfahren und Berechnungsmethoden oder auch über Einsatzbereiche spezieller Modelle und Werkzeuge. Ergänzt werden diese Berichte durch aktuelle Informationen über Schulungen, Trainingskurse, Seminare und Konferenzen zu unterschiedlichen Themen aus dem Bereich der numerischen Simulation. Unter der Rubrik Neuigkeiten berichten Softwarehäuser über ihre neuesten Entwicklungen. Sponsoren sind willkommen; ohne sie wäre dieses Magazin gar nicht möglich. Mit Recht erwarten sie, dass sie für ihre Produkte werben können. NAFEMS achtet aber sorgfältig auf Seriosität und Ausgewogenheit.

Die Fachbeiträge des vorliegenden Heftes behandeln Themen aus den Bereichen Getriebesimulation, Optimierung der Modellqualität, Materialmodellierung von Polymeren und Fluid-Strukturkopplung. Bereits in den Heften 19 und 28 war die Reibung in der dynamischen Modellierung von Zahnrad- und Planetengetrieben berücksichtigt worden. Die Untersuchungen gingen davon aus, dass die Winkelgeschwindigkeiten der Wellen paarweise voneinander verschieden sind und sich ausnahmslos von Null unterscheiden. An Hand eines Ravigneaux-Satzes wird jetzt ein Modell entwickelt, das diese Bedingungen nicht mehr erfüllen muss und damit allgemeiner gültig ist. Der zweite Beitrag hat zum Ziel, mit Optimierungsmethoden die Qualität numerischer Modelle zu verbessern. An Hand zweier theoretischer Beispiele, aber auch der praktische Anwendung in Bezug auf die Sicherheit eines nuklearen Endlagers werden die Einsatzmöglichkeiten zur Modellkalibrierung durch Parameteridentifikation dargelegt. In dem dritten Beitrag geht es um die realistische Materialmodellierung von zylindrischen Lagern aus Polymeren. Es zeigt sich, dass die viskoelastischen Eigenschaften stark gedämpfte Systeme durch die Verwendung eines Differenzialoperators mit fraktionaler Ordnung besser erfasst werden, als bei Verwendung von nur ganzzahligen Ordnungen. Mit Blick auf Robustheit und Effizienz der Lösungen werden im vierten Beitrag gekoppelte Strömungs-Strukturprobleme behandelt. Dazu müssen sowohl die Modellierung der Einzelfelder und deren Kopplung als auch die Behandlung des Gesamtproblems beachtet werden.

Die getroffene Auswahl der Fachbeiträge zeigt exemplarisch die vielen Möglichkeiten der numerischen Simulation. Bei aller Begeisterung über die erreichten Fortschritte sollte jedoch immer bewusst bleiben, dass es sich hierbei um die Analyse von Modellen handelt, die die Realität nur bis zu einem gewissen Grad abbilden kann.

Mit freundlichen Grüßen

Hon.-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.ansys-germany.com



www.3ds.com/simulia



www.esi-group.com



www.intes.de



www.mscsoftware.com



www.puz.de



www.simpack.com

NAFEMS ist eine not-for-profit 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), D
- R. L. Dreisbach (The Boeing Company), USA
- D. Ellis, Idac Ltd., UK
- G. Miccoli, Imamoter, I
- M. Moatamedi (University of Narvik, N)
- 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
- M. Wiedemann, DLR, D
- J. Wood, Strathclyde University, UK

Die technischen Bereiche bei NAFEMS werden durch spezialisierte Arbeitsgruppen (Working Groups) koordiniert.

Analysis Management	CAD CAE Integration	Composites
Computational Fluid Dynamics	Computational Structural Mechanics	Dynamics & Testing
Education & Training	Geotechnics	High Performance Computing
Multi-body Dynamics	Multiphysics	Stochastics
Simulation Data Management	Vendor Advisory Board	Technical Liaison Group
Systems Modelling and Simulation	Seismic	Optimisation

Um die Aktivitäten von NAFEMS in den verschiedenen geografischen Regionen zu vertreten, neutral zu leiten und die nationalen Belange innerhalb der NAFEMS zu vertreten, wurden sogenannte regionale Steering Committees (Lenkungsausschüsse) gebildet.

Die Mitglieder des NAFEMS Steering Committees für Deutschland, Österreich und Schweiz sind:

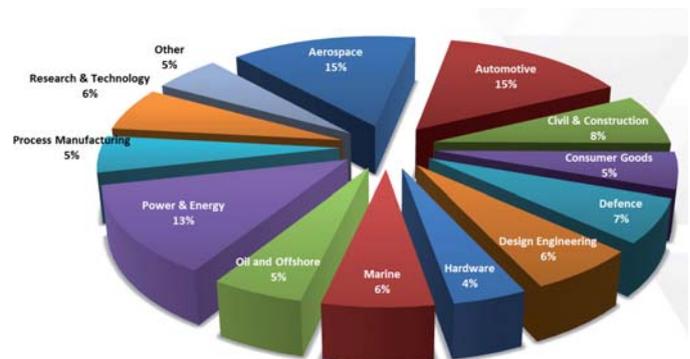
- Dr.-Ing. W. Dirschmid (CAE Consulting), Chair
- Dr.-Ing. A. Gill (Ansys Germany GmbH)
- Dr.-Ing. R. Helfrich (Intes GmbH)
- Dr.-Ing. M. Hoffmann (Altair Engineering GmbH)
- Dr.-Ing. C. Hühne (DLR)
- Dr.-Ing. G. Müller (Cadfem International GmbH)
- Dipl.-Ing. W. Moretti (Schindler Elevator Ltd)
- Dipl.-Ing. F. A. Muggli (Consultant)
- Dipl.-Ing. E. Niederauer (Siemens PLM Software)
- Dipl.-Ing. F. Peeters (Dassault Systèmes BV)
- Dipl.-Ing. A. Pfaff (PDTec AG)
- Dr. A. Svobodnik (Konzept-X)
- Prof. Dr.-Ing. M. Zehn (TU Berlin/Femcos mbH)

Mitglied bei NAFEMS?

NAFEMS hat weltweit über **1.200 Mitgliedsunternehmen und -Institutionen**. Mitglieder erhalten unter anderem:

- Freie Seminarplätze
- Literatur und „Benchmark“ (FEM-Magazin)
- Ermäßigungen für Trainingskurse, Kongresse und Literatur
- Kostenlose Stellenanzeigen auf caejobsite.com
- Zugriff auf passwortgeschützten Webbereich mit Kontaktmöglichkeiten und Informationen
- Kontakt zu über 1.200 Organisationen weltweit

NEU!



Werden auch Sie Mitglied !
www.nafems.org/involved



Impressum

Editor-in-Chief

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

Redaktioneller Beirat

Dr. Alfred Svobodnik
Konzept-X
Prof. Dr. Manfred Zehn
TU Berlin / Femcos mbH

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 01.01.2014

Verteilung / Bezug

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

Copyright © 2014, Werbos GbR.

Nachdruck – auch auszugsweise -, Vervielfältigung oder sonstige Verwertung ist nur mit schriftlicher Genehmigung unter ausdrücklicher Quellenangabe gestattet. Gekennzeichnete Artikel stellen die Meinung des Autors, nicht unbedingt die Meinung der Redaktion 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 veröffentlichte Manuskripte bleibt. Eine Haftung für die Richtigkeit der Veröffentlichungen kann trotz Prüfung durch die Redaktion vom Herausgeber nicht übernommen werden.

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

ISSN 2311-522X

Vorwort des Editor-in-Chief..... 2

Sponsoren 3

Über NAFEMS..... 4

Inhalt / Impressum 5

NEU: NAFEMS CAEjobsite.com 6

NAFEMS Events

Schulungen, Seminare, Konferenzen, e-Learning, Trainer 7

Trainingskurse

Einführung in die praktische Anwendung der FEM 8

Introduction to CFD Analysis: Theory & Applications 9

Verifikation und Validierung (V&V) 10

Simulation und Analyse von Composites 12

Seminare

Simulation von Composites – Eine geschlossene Prozesskette? 13

Best Practices im Bereich thermische Analyse und Wärmeübergang 16

Verification and Validation of Models and Analyses 18

NAFEMS European Conference

Multiphysics Simulation 20

NAFEMS World Congress / Int. SPDM Conference 2015

Call for Papers 25

Professional Simulation Engineer PSE 30

Literatur

e-library / Bestellvorgang 36

The NAFEMS Composites Survey 37

Neuigkeiten 38

Veranstaltungskalender..... 56

Fachbeiträge

Getriebedynamik

Dynamische Modellierung von Planetenradsätzen unter Berücksichtigung der Reibung 58

M. Herchenhan(Fachhochschule Kaiserslautern)

Systemidentifikation

Kalibrierung von Messdaten und Simulationen als eine Optimierungsaufgabe mit Signalen..... 71

S. Kunath, R. Niemeier, R. Schlegel, J. Will ((Dynardo GmbH)

Materialmodellierung

Numerische Modellierung von Polymerlagern in fraktional-differentieller Formulierung 82

R. Herlein, S. Herold (Fraunhofer LBF)

Fluid-Struktur-Kopplung

Robuste und effiziente Simulation komplexer Problemstellungen der Fluid-Struktur-Interaktion 89

V. Gravemeier (AdCo EngineeringGW GmbH);
W. A. Wall (Technische Universität München)

Werbeanzeigen

Cadferm 39

NAFEMS Mitgliedschaft im Detail..... 24

Rückmeldeformular 100

NEU!

Der internationale Stellenmarkt für CAE-Ingenieure.
 – NAFEMS Mitgliedsunternehmen schalten kostenlos!

Ein neuer Service von



CAEJobsite.com

The NAFEMS online jobsite for CAE Engineers

CAEJobsite.com

focuses on engineers working in numerical simulation methods and related fields (FEA, CFD, MBS, VR, etc.).

Recruiters

can place their adverts and reach out to thousands of CAE engineers across the globe, from experts to the newly-qualified.

Jobhunters

can easily find new opportunities by using our simple browse & search systems.

NAFEMS member companies

can promote their vacancies free of charge, as part of their membership package.



Schulungen

Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications Wiesbaden, D – Inhalte und Infos auf Seite 9 www.nafems.org/events/nafems/2014/cfd-course4	25. - 26. Nov. 2014
Verification & Validation of Models and Analyses (V&V) Wiesbaden, D – Inhalte und Infos auf Seite 10 www.nafems.org/events/nafems/2014/vandv2	03. - 04. Dez. 2014
Einführung in die praktische Anwendung der FEM Wiesbaden, D – Inhalte und Infos auf Seite 8 www.nafems.org/events/nafems/2015/dach-fea2b	26. - 28. Jan. 2015
Simulation und Analyse von Composites Wiesbaden, D – Inhalte und Infos auf Seite 12 www.nafems.org/events/nafems/2015/comp-course1	05. - 06. Mai 2015

Seminare

Simulation von Composites – Eine geschlossene Prozesskette? Wiesbaden, D – Inhalte und Infos auf Seite 13 www.nafems.org/2014-composites	28. - 29. Okt. 2014
Verification and Validation of Models and Analyses Kopenhagen, DK – Inhalte und Infos auf Seite 18 www.nafems.org/nordic-vandv-conference	03. - 04. Nov. 2014
CFD: Best Practices im Bereich thermische Analysen und Wärmeübergang Wiesbaden, D – Inhalte und Infos auf Seite 16 www.nafems.org/2014-cfd	10. - 11. Nov. 2014

NAFEMS World Congress 2015 - Call for Papers

21. - 24. Juni 2015

San Diego, USA, – Inhalte und Infos auf Seiten 15 - 19 - **CALL FOR PAPERS**
www.nafems.org/congress

Konferenzen

NAFEMS European Conference: Multiphysics Simulation Manchester, U.K. – Inhalte und Infos auf Seite 14 www.nafems.org/mp2014	21. - 22. Okt. 2014
---	---------------------

Informationen zu allen NAFEMS Veranstaltungen finden Sie unter www.nafems.org/events

e-Learning Kurse

E-Learning ermöglicht schnelle, höchst effektive und kostengünstige Trainings. Folgende Themen werden regelmäßig angeboten

Fatigue & Fracture Mechanics	Practical CFD	Advanced Dynamic FE Analysis
Non-Linear Analysis	Structural Optimization	Basic FE Analysis
Elements of Turbulence Modeling	Joints and Connections	Fluid Dynamics Review for CFD

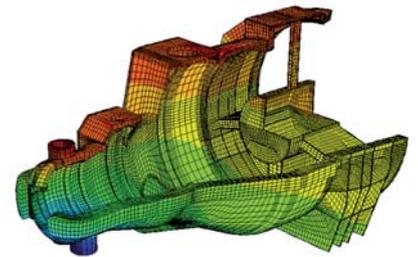
Aktuelle Termine und weitere Infos unter www.nafems.org/e-learning

Werden Sie NAFEMS Trainer

NAFEMS wird das Kursangebot regional und international ausbauen und sucht Ingenieure aus Industrie und Hochschule, die gerne (nebenbei) als Referenten arbeiten möchten. Bei Interesse senden Sie bitte eine e-mail an info@nafems.de.

NAFEMS Trainingskurse FEM

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



26. - 28. Januar 2015 in Wiesbaden / auch als Inhouse-Kurs buchbar

Der Kurs vermittelt praxisorientiert und programmunabhängig die notwendigen Grundlagen für den erfolgreichen und effizienten Einsatz der Finite-Elemente-Methode. Nach Auffrischung von strukturmechanischem 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 hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis der FEM und in der Angewandten Mechanik. Er ist als Dozent für Technische Mechanik und FEM 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 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 an - Rückmeldeformular auf der vorletzten Seite.

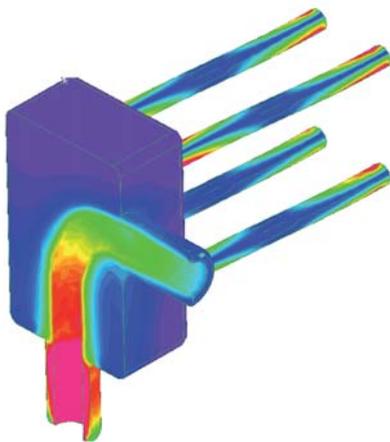
www.nafems.org/events/nafe/2015/dach-fea2b

NAFEMS Trainingskurs CFD

Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications

25. - 26. November 2014 in Wiesbaden / auch als Inhouse-Kurs buchbar

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

Kurssprache

Englisch / Deutsch, falls nur deutschsprachige Teilnehmer.

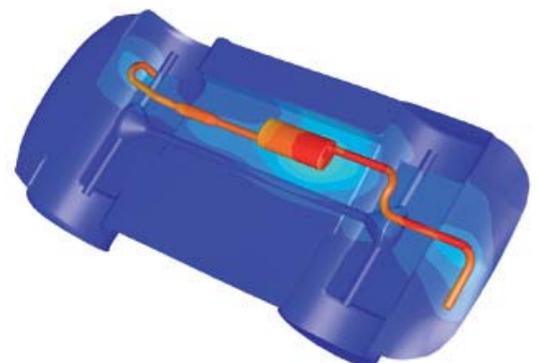
Inhouse-Kurs

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

Referent



Prof. Dr.-Ing. Gangolf Kohnen hat über 25 Jahre Erfahrung mit CAE-Anwendungen mit Schwerpunkten auf dem Gebiet der Strömungsberechnung CFD in Lehre, Forschung und Industrie. Herr Kohnen leitet den Bereich Maschinenbau und Virtual Engineering an der Hochschule Baden-Württemberg Mosbach.



www.nafems.org/events/nafems/2014/cfd-course4

NAFEMS Trainingskurs V&V (englischsprachig)

Verification & Validation of Models and Analyses

3. - 4. Dezember 2014 / auch als Inhouse-Kurs buchbar

Engineering simulation plays an increasing role in industry's search for competitiveness and technology based innovation at every stage of the design, qualification and certification of products. Key decisions and product qualification/certification increasingly rely on virtual tests and digital simulation, creating a major paradigm shift in which the objective of physical tests is progressively moving from a demonstration of compliance to a reference for analysis validation. This trend in industry is shown through adoption of new terms such as 'realistic simulation' and 'virtual testing'. This situation creates new responsibility for the engineer to guarantee the required confidence level.

This new approach requires secured processes for the verification and validation of models and analyses bringing evidence of their predictive capability. In particular, programme managers now require formal evidence on "simulation fit for purpose" on which they can build confidence and take decisions. In addition, the increasing situation for extended enterprise creates new constraints to guarantee safe and robust analysis processes.

At the same time, and due to the economic pressure, V&V activities are frequently seen as an additional cost that can easily be reduced or even fully cut, thus underestimating the induced risks. In addition, V&V is not easy to implement because of the diversity of involved persons: managers, simulation experts, test specialists, software developers and quality controllers, software vendors...

The Course

Participants of this master class will:

- Learn how to implement reporting to bring visibility and confidence to all managers concerned with simulation outcomes.
- Develop their knowledge in V&V in full coherence with the level of expectation due in their industry context and applicable regulations
- Understand the fundamental concepts of V&V, the role and contents of standards, the existing methodologies for the implementation or the improvement of simulation and V&V plans
- Understand specific V&V requirements in the context of realistic simulation and virtual testing
- Understand how to build rational plans for V&V and related demonstrations
- Improve synergy between virtual and physical tests in the context of validation
- Learn how to build business cases allowing for justification of V&V plans
- Understand simulation management and process issues
- Learn how to implement reporting to bring visibility and confidence to all managers concerned with simulation outcomes.

Who Should Attend?

This master class course is designed for:

- Engineers and senior analysts in charge of simulation activities or preparing to take new responsibility in the management of simulation, especially with regard to V&V responsibility
- Managers in charge of engineering simulation teams and willing to improve their knowledge in V&V and in the relevant processes
- Program managers who need to make critical decisions based on engineering simulation results and that wish to increase their understanding and visibility of the required V&V activities

It is recommended that participants have a few years of experience in engineering simulation for the design and development of industrial products.

Program

Introduction

- Industrial context and stakes
- Simulation in the product lifecycle
- Industrial implementation of simulation

Validation, Qualification & Certification of Industrial Products

- Fundamentals on product validation, qualification and certification
- The analysis-test pyramid

- Virtual testing and realistic simulation
- Introduction to new technologies and TRL
- Regulations and certification in aeronautics
- Situation of the nuclear industry

V&V and Simulation Management

- Scope and complexity of the management of simulation
- Simulation management activities: software capability management / V&V / skills management / quality management / SPDM / CAD / CAE.....

Realistic Simulation

- Existing technology and new enhancements available to industry: HPC, cloud, open source, multi-scale, multi-physics....
- Connection with CAD/PLM
- Benefits and threats of realistic visualization
- Impact on V&V plans

V&V Fundamentals and Standards

- Fundamentals
- Verification
- Validation and uncertainty quantification
- Predictive maturity
- V&V process and responsibilities
- Standards
- Short history of standardization in V&V
- Main standards: ASME, AIAA, NASA...
- Other initiatives

Verification

- Verification of software codes
- Verification of algorithms
- Quality assurance for software: methodologies for SW development, regression tests...
- Verification of analyses
- Validation and Test/Simulation Synergy
- Validation process and constraints

- Physical and virtual testing collaboration
- Objectives and typology of physical tests
- Prerequisites for successful validation tests
- Predictive maturity
- Some industrial examples (aerospace, nuclear...)

Uncertainty Quantification

- Typology : random, epistemic uncertainties
- Selective methodologies for uncertainty quantification: Monte Carlo, Latin hypercube, response surfaces, polynomial chaos, "Lack of knowledge" theory (theory of misconceptions?), theory of evidence.....
- Sensitivity analysis, robustness (key parameters identification...)

V&V Implementation Strategies

- Setting-up V&V plans
- Implementation issues and obstacles
- Industrial justification (V&V business case)
- Costs, benefits and risk management
- Organization and skills

Course Language

Englisch

Tutors



Jean-Francois Imbert

Mr. Imbert has 40 years' experience in Structural Engineering, CAE/numerical simulation, mostly in the aeronautical and aerospace sectors where he has exercised both operational, expert and management responsibilities. Throughout his career, Jean-Francois ensured the development and implementation of innovative numerical simulation capabilities in industrial contexts, mostly in Structure Analysis. In his successive responsibilities, he accumulated a unique and broad experience in simulation management and the multiple features of V&V, including validation tests and analysis /test synergy. Furthermore he has a long practice of engineering education both in academic institutions and professional seminars..



Philippe Pasquet

With almost forty years of extensive experience in engineering simulation, Philippe Pasquet has covered the full range of technical responsibility in this domain, both with research institutes and various consulting firms and software houses: development of software, development of methods, advanced studies, team management, scientific and technical management etc. Powered by his passion for pedagogy and simulation technology, he has presented at several conferences and talks at high level towards efficient use and good practices of simulation in the industry, motivating students and engineers for those fascinating engineering simulation jobs..

www.nafems.org/events/nafems/2014/vandv2

NAFEMS Trainingskurs

Simulation und Analyse von Composites

5. - 6. Mai 2015 in Wiesbaden / auch als Inhouse-Kurs buchbar

Faserverbundwerkstoffe haben sich inzwischen in verschiedensten Industriebereichen etabliert. Durch verschiedenste Faserarchitekturen und Harzsysteme sind Verbundwerkstoffe für unterschiedlichste Anwendungsfälle und Einsatzbereiche konfektionierbar. Der Konstrukteur und Berechnungsingenieur wird daher mit einer Vielfalt unterschiedlichster Werkstoffe konfrontiert, deren Festigkeitsanalyse vergleichsweise komplex ist. Ganz wesentlich für das Tragverhalten von Faserverbundwerkstoffen ist das Delaminations- und Schädigungsverhalten. Die Ablösung der Einzelschichten voneinander ist für gewöhnlich der entscheidende Versagensfall.

Das Ziel dieses Kurses ist die Einführung in die Schädigungsmechanik für Faserverbundwerkstoffe und die Modellierung der Delaminationen. Dem in der Praxis arbeitenden Ingenieur werden die Grundlagen der Schädigungsmechanik, die Möglichkeiten der Delaminationsanalyse und die typischen Verfahren zur Bestimmung relevanter Materialeigenschaften vermittelt.

Training

Der Kurs vermittelt die Inhalte über die Schädigungsmechanik und Delaminationsmodellierung von Faserverbundwerkstoffen bei statischen Belastungen. Dazu werden die Grundlagen der Schichtentheorie, der Mischungstheorie und der Festigkeitstheorie für Faserverbunde dargestellt. Anhand von Beispielen

aus der industriellen Praxis wird die Schädigungsmechanik eingeführt und die typischen Modelle zur Delaminationsanalyse vorgestellt.

Neben den theoretischen Grundlagen werden Tipps und Hinweise für die Anwendung der Modellierungsansätze in der FE-Analyse vorgestellt.

In dem Kurs soll auch die Möglichkeit bestehen, Anwendungsfälle der Teilnehmer aus der industriellen Praxis zu berücksichtigen.

Wer sollte teilnehmen

Berechnungsingenieure, Konstrukteure und Mitarbeiter, die als Simulationsingenieure arbeiten. Der Kurs vermittelt die wesentlichen Inhalte, um die Tragfähigkeit von Faserverbundstrukturen simulieren zu können.

Inhalte

- Klassische Laminattheorie und Laminattheorien höherer Ordnung
- Mischungstheorien und Mikro-mechanik
- Festigkeitskriterien und Materialdegradationsmodelle
- Einführung in die Schädigungsmechanik
- Schädigungsmodelle für Verbundwerkstoffe
- Delaminationsmodellierungen

Referent



Dr.-Ing. Daniel Hartung (Premium Aero-tec GmbH) hat langjährige Erfahrung in der Anwendung und Entwicklung von Materialmodellen,

Analysemethoden und Finite Elemente Modellierungen für Faserverbundwerkstoffe. Während seiner Tätigkeit für das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) hat er sich intensiv in die Modellierung und Analyse der Faserverbundwerkstoffe eingearbeitet und neuartige Analysemethoden entwickelt. Zusätzlich hat sich Hr. Hartung während dieser Zeit umfassend mit der Prüfung und Kennwertermittlungen von Faserverbundwerkstoffen befasst. Zurzeit arbeitet Hr. Hartung in der Industrie und entwickelt unter anderem Berechnungsmodelle und Analysemethoden für Verbundwerkstoffe im Flugzeugbau. Aus der Leitung und Mitarbeit unterschiedlicher Industrie- und Forschungsprojekte kennt Herr Hartung die Herausforderungen bei der Anwendung verschiedenster Modelle sowie die wissenschaftlichen Herausforderungen bei der Modellentwicklung.

Kurssprache

Deutsch

Inhouse-Kurs

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

www.nafems.org/events/nafems/2015/comp-course1

NAFEMS Seminar

Simulation von Composites – Eine geschlossene Prozesskette?

Mit BMW-Werksführung:

CFK-Bauteilfertigung, Kunststoffaußenhautfertigung, Karosseriebau und Montage des BMW i3/i8

28. - 29. Oktober 2014 in Leipzig

In faserverstärkten Kunststoffen werden durch die geschickte Kombination verschiedener Materialien hervorragende Leichtbaueigenschaften erzielt. Anerkannt und vielseitig genutzt werden die hohen gewichtsbezogenen Festigkeiten und Steifigkeiten von Strukturen aus Glas- oder Kohlenstofffasern, eingebettet in eine Kunstharzmatrix. Aber auch Naturfasern und Matrixmaterialien aus nachwachsenden Rohstoffen haben ein zunehmendes Anwendungsspektrum.

Numerische Simulation ist der Schlüssel für eine optimale Composite-Struktur; erst durch sie können die Bauteileigenschaften für vielfältige Belastungssituationen entwickelt und damit aufwändige Testreihen und hohe Ausschussraten vermieden werden. Das beginnt bereits bei der Auswahl der beteiligten Materialien und der Konzeption für deren Zusammenwirken. Die Auslegung und Optimierung bietet aufgrund der richtungsabhängigen Eigenschaften erhöhte Möglichkeiten wie auch eine stark erhöhte Anzahl von Design-Parametern. Auch die Herstellungsprozesse wie zum Beispiel die Drapierung eines trockenen Fasermaterials und die Harzinjektion können durch Simulation optimiert werden. Schrumpfung und Spannungen aus dem Aushärtprozess können zu unerwünschten Verformungen führen, die vorab berechnet und in der Formgebung kompensiert werden müssen. Schließlich zeigen fertige Strukturen aus Verbundwerkstoffen spezielle Eigenschaften, Verhaltensweisen und Schädigungsmechanismen, die besondere Modelle und Analysetechniken erfordern. Die Methoden der Einzelaspekte sind in

effizienten virtuellen Prozessketten zu implementieren, so dass die Einzelergebnisse zwischen den einzelnen Schritten ausgetauscht werden und eine gesamtheitliche Auslegungskette entsteht. Nur durch eine geschlossene Prozesskette lassen sich Faserverbundstrukturen mit minimalem Ausschuss und maximaler Kosteneffizienz realisieren.

Im Herbst 2007 hat NAFEMS ein erfolgreiches Seminar zum Thema 'Simulation von Verbunden – Material und Strukturen' veranstaltet. Die stürmische Entwicklung war im Frühjahr 2011 auf dem Seminar 'Fortschritte in der Simulation von Composites' zu beobachten. Das galt nicht nur für die Verbundwerkstoffe selber, sondern auch für die Fertigung und die Werkzeuge zur Simulation. Nun, 3 Jahre später, sind Produkte mit einem sehr hohen Anteil an faserverstärkten Kunststoffen in der Serie angekommen oder stehen kurz vor der Serieneinführung. Welche Werkzeuge stehen uns für eine effiziente Vorhersage zur Verfügung und welche fehlen noch?

Das Seminar soll beleuchten, ob die virtuelle Prozesskette vollständig ist und für welche Einzelaspekte effiziente Methoden zur Verfügung stehen oder bisher nur unzureichend mittels Simulation vorhergesagt werden können.

Anwendern wird damit eine umfassende Übersicht über die vorhandenen Möglichkeiten gegeben, aber auch die Entwickler erhalten Anregungen, wo noch Lücken sind und wie diese vielleicht geschlossen werden können.

Wir freuen uns auf Ihre Teilnahme.

Dr.-Ing. Christian Hühne (DLR e.V.), Mitglied des NAFEMS Steering Committees für DACH und Dr.-Ing. Ferdinand Dirschmid (BMW Group)

Veranstaltungsort

Radisson Blu Hotel Leipzig
Augustusplatz 5-6,
D-04109 Leipzig
www.radisson-leipzig.com

Hotelzimmer

Bitte buchen Sie Ihr Hotelzimmer selbst mit dem Stichwort „NAFEMS“ unter Tel. 0341/2146877 oder verwenden Sie das Hotelzimmerreservierungsformular unter www.nafems.org/2014-comp. Die Kosten für Übernachtung sind nicht im Tagungspreis enthalten.

Hard- und Softwareausstellung

Bitte fordern Sie Ausstellungs- und Sponsorinformationen an.

Tagungssprache

Deutsch (in Ausnahmen in englischer Sprache)

Teilnahmegebühren

Nicht-Mitglieder: Euro 590,-
NAFEMS-Mitglieder: frei*

* NAFEMS Mitglieder erhalten sechs „seminar credits“ pro Jahr. Für dieses Seminar werden drei credits je Teilnehmer benötigt. Falls bereits verwendet, können NAFEMS Mitglieder zu einem reduzierten Preis teilnehmen: Euro 430,- / Person. Alle Preise zzgl. ges. MwSt.

Konferenzwebsite

www.nafems.org/2014-composites

Vortragsprogramm -->>>

Vortragsprogramm, Dienstag, 28. Oktober

08:30 Anmeldung und Ausstellungseröffnung

Session 1 - Begrüßung / Keynotes

- 09:30 Begrüßung und NAFEMS Einführung
C. Hühne (DLR e.V., NAFEMS DACH Steering Committee); F. Dirschmid (BMW Group); T. Morris (NAFEMS)
- 09:45 Keynote-Vortrag: Virtual Testing of Composite Structures at Airbus
W. Wohlers (Airbus)
- 10:20 Keynote-Vortrag: Virtuelle Auslegung CFK: Methodenbefähigung und -validierung
M. Nossek (BMW AG)
- 10:55 Kaffeepause

Session 2 - Produktentwicklung / Gold-Sponsor

- 11:35 CAE Process Chain for the Layout of Long-Fiber Reinforced Plastic Components
T. Schütz, F. van de Loo, F. Küster (Adam Opel AG)
- 12:00 Ganzheitliche simulationsgestützte Produktentwicklung – Wunsch oder Wirklichkeit?
T. Burkart (P+Z Engineering GmbH)
- 12:25 Der virtuelle Produktentwicklungsprozess eines Leichtbauteils aus faserverstärktem Kunststoff und die dazugehörige Materialdatengenerierung
M. Thor (TCKT Transfercenter für Kunststofftechnik GmbH)
- 12:50 Sponsorenvortrag: Simulation und Optimierung von Verbundwerkstoffen bei Wölfel Beratende Ingenieure
- 13:00 Mittagspause

Session 3 A – Prozesskette

- 14:00 Geschlossene Prozesskette zur Auslegung und Optimierung eines Flügelkastens
A. Seidel (Wölfel Beratende Ingenieure GmbH + Co. KG)
- 14:25 BMW i – Beitrag virtueller Prozessketten zur Entwicklung von strukturellen Faserverbundteilen in der automobilen Serienanwendung
M. Dix, S. Beck, D. Becherer (BMW AG)
- 14:50 Addressing Automotive Engineering Challenges in Composite Development by Simulation
M. Hack, L. Farkas, C. Liefoghe, M. Bruyneel (Siemens PLM Software)
- 15:15 Entwicklungsstand und Anwendungsbeispiele einer virtuellen Prozesskette für RTM-Bauteile
L. Kärger, D. Magagnato, S. Galkin (Karlsruher Institut für Technologie); F. Fritz (ITV Denkendorf); A. Schön (Universität Stuttgart); A. Oeckerath, K. Wolf (Fraunhofer SCAI); F. Henning (Fraunhofer ICT))
- 15:40 Kaffeepause

Session 3 B - Schädigungsanalyse

- Current Challenges in Cohesive-Zone Techniques under Variable Mixed-Mode Fracture to Simulate Delamination and Debonding Phenomena in Composites
J. Heubischl, M. Krey, J. Kabisch (Kämmerer GmbH Engineering); C. Hühne (DLR e.V.)
- Strength Prediction of Wavy Composites Considering Matrix Dominated Effects
A. Altmann, R. Taubert, U. Mandel, S. Igerz, R. Hinterhoelzl, K. Drechsler (TU München)
- Simulation of Progressive Intralaminar Fracture in Fiber-Reinforced Composites Based on the Smeared Crack Approach
S. Hubrich, C. Heinrich, M. Schürg (Sogeti High Tech GmbH)
- Charakterisierung und Modellvalidierung von Laminatversagen und partieller Schädigung in industriellen Anwendungen
F. Köster, D. Moncayo (Daimler AG); Prof. F. Henning (Karlsruher Institut für Technologie (KIT))

Session 4 A – Optimierung

- 16:10 Simultane Optimierung der Geometrie und des Laminataufbaus
T. Hirche (Ansys Switzerland GmbH)
- 16:35 Optimized Design of Composite Structures Using CAE Process Chain
M. Chatiri (Cadferm GmbH)
- 17:00 Durch Berücksichtigung von Fertigungsaufwänden und numerischer Mehrskalenhomogenisierung zur ganzheitlichen Strukturoptimierung von Flechtstrukturen
M. Schatz, H. Baier (TU München)
- 17:25 A Holistic Simulation Driven Composite Design Process
M. Bulla, F. Ehrhart (Altair Engineering GmbH)

Session 4 B – Kurzfaserverstärkte Kunststoffe

- Entwicklungsschritte mit Spritzguss Simulation – vom Design zum fertigen Kunststoffprodukt
H. Ruhland (Ricone GmbH)
- Möglichkeiten und Grenzen der integrativen Simulation von kurz- und langglasfaserverstärkten Kunststoffen
P. Reithofer, B. Jilka, A. Fertschej (4a engineering GmbH)
- Produktentwicklungsprozess von kurzfaserverstärkten Bauteilen unter Betriebsfestigkeitsaspekten
S. Vervoort (Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH)
- Numerische und Experimentelle Bruch- und Schwingfestigkeitsanalyse von Spritzgegossenen Faserkunststoffverbund-Trägerbauteilen im Fahrzeugbau
S. Bodzei, H. Idelberger (Universität Siegen); B. Romahn (Weberit Werke Dräbing GmbH)

17:50 Kaffeepause

Session 5 A – Crash-Analyse

18:20 From Preliminary Design to Crashworthiness Simulation: Following the Process Chain of Reinforced Plastics with Finite Element Analysis

C. Liebold, A. Haufe, T. Klöppel, S. Hartmann (DYNAmore GmbH)

18:45 Virtuelle Materialvalidierung am Beispiel eines Organoblechs

A. Gregor (EDAG Engineering AG)

19:10 Numerische Simulation der Energieabsorption von Faserverbundwerkstoffen unter axialer Belastung

C. Reuter, S. Pöhler (Universität Paderborn)

19:35 Imbiß und Getränke in der Ausstellung

gesponsort von



Session 5 B – Prozesssimulation I

Effiziente Drapiersimulation von Verstärkungstextilien für Composites

T. Gereke (TU Dresden)

Virtuelle Bewertung von Drapiereinflüssen auf die Steifigkeit und Festigkeit von schichtbasierten Faserverbundstrukturen

J. Fuhr, N. Feindler, P. Middendorf (Universität Stuttgart)

Virtual Process Chain for Simulation of Heat Affected Zones During Laser Cutting of Carbon Fibre Reinforced Plastics

M. Canisius, D. Herzog, M. Schmidt-Lehr, M. Oberlander, S. Brötje, P. Ploog, C. Emmelmann (TU Hamburg-Hamburg)

Vortragsprogramm, Mittwoch, 29. Oktober

Session 6 A – Prozesssimulation II

08:15 Manufacturing Process Simulation of Fiber Reinforced Composites – Industrial Software Tools and State of the Art in Research

B. Kaiser, F. Masseria, A. Berger (ESI GmbH); D. Hühn (TH Mittelhessen)

08:40 Process-Induced Distortions in Composite Manufacturing – A Straightforward Pheno-Numerical Prediction Approach

E. Kappel, D. Stefaniak, C. Hühne (DLR e.V.)

09:05 Virtual Process Chain Combined with Online Process Monitoring for First Time Right Manufacturing of Composite Structures

C. Brauner, A. Miene, Axel Herrmann (Faserinstitut Bremen e.V.); M. Bruyneel, Frederic Pascon (Samtech s.a., A Siemens Company)

09:30 Kaffeepause

Session 6 B – Multiskalen-Analyse

Material Engineering of Reinforced Composites

S. Calmels (e-Xstream Engineering)

Simulation des Einflusses mikrostruktureller Inhomogenität auf das mechanische Verhalten unidirektional mit Kohlenstofffasern verstärkter Thermoplaste

M. Löbbbecke, A. Schuld, M. Bartsch (DLR e.V.)

Simulation von Klebefügungen in Composite-Strukturen mit effizienter virtueller Ermittlung von Kohäsivzonen-Parametern

M. Gall, J. Hohe (Fraunhofer IWM)

Session 7 – Keynotes

10:10 Keynote-Vortrag: Werkstoff- und bauweisengerechte Simulationsstrategien zur numerischen Struktur- und Prozessanalyse im compositeintensiven Leichtbau

M. Gude, H. Jäger (TU Dresden)

10:45 Keynote-Vortrag: Die CFK-Strukturen des BMW i3 und i8

F. Dirschmid (BMW AG)

11:20 Wrap-Up und Schlußworte

C. Hühne (DLR e.V., NAFEMS DACH Steering Committee); F. Dirschmid (BMW Group)

11:30 Mittagspause

BMW Werksbesichtigung

12:30 Abfahrt

13:00 BMW Werksbesichtigung

– erleben Sie die i3/i8-Produktion live!

Im Rahmen des Seminars findet eine 2,5-stündige Werksbesichtigung bei BMW in Leipzig statt: CFK-Bauteilfertigung, die Kunststoffaußenhautfertigung, den Karosseriebau und Montage des BMW i.

15:30 Rückfahrt zum Hotel

16:00 Ende

NAFEMS CFD-Seminar

Best Practices im Bereich thermische Analyse und Wärmeübergang

10. - 11. November 2014 in Wiesbaden

Die Beurteilung von thermischen Vorgängen in Produkten oder Prozessen hat eine große Bedeutung in verschiedenen technischen Anwendungen, die von Energieerzeugung, Energieverteilung, Automobilbau, Gebäudetechnik bis zur Entwicklung von Elektronikkomponenten reichen. Durch die immer größere Computerleistung sowie durch die immer umfangreicheren Softwarepakete gewinnt die Voraussage von thermischen Vorgängen mittels CFD in der industriellen Entwicklung immer mehr an Bedeutung.

Die Mechanismen bei Fragestellungen mit Wärmetransport sind besonders vielfältig und erfordern speziell abgestimmte Simulationsmethoden: Während im thermischen Gebäudemanagement häufig der Wärmetransport durch natürliche Konvektion dominiert, überwiegt in vielen technischen Apparaten oder zu kühlenden Elektronikbauteilen meist der erzwungene konvektive Transport. Bei hohen Temperaturen, wie der Strömung von Metallschmelzen in Gießereianwendungen, ist hingegen Strahlung ein dominanter Transportmechanismus. Aber auch Prozesse mit Phasenübergang, wie die Kühlung von Heißgasen durch verdunstende Sprays in verfahrenstechnischen Anlagen, z. B. bei Quenchprozessen, werden mittlerweile erfolgreich mit CFD berechnet.

Dieses breite Spektrum an physikalischen Mechanismen führt zu einer numerischen Modellvielfalt bei Wärmetransportanwendungen. Abhängig von der Komplexität des technischen Vorgangs ergeben sich daraus einerseits für die Anwender sehr unterschiedliche Erfordernisse an die Abbildungsgüte durch Simulationen. Andererseits erfordert diese Vielfalt aber auch spezielle und detailreiche Kenntnisse des Berechnungsingenieurs in Hinblick auf die Auswahl der zugrundeliegenden Modelle.

Die Güte der Simulationsvorhersagen ist gerade im Bereich der thermischen Anwendung stark abhängig von den eingesetzten numerischen Verfahren. Im Zusammenhang mit der richtigen Auswahl geeigneter CFD-Modelle erweist sich häufig das Zusammenspiel von Rechenetz und Simulationsmethode eine wichtige Rolle.

Das Seminar wird als Forum für Spezialisten und Führungskräfte auf dem Gebiet der Computersimulation von strömungstechnischen und thermischen Vorgängen gestaltet. Eine begleitende Fachausstellung technisch-wissenschaftlicher Anwendungssoftware, Rechnersysteme und Berechnungsdienstleistungen ist vorgesehen.

Wir freuen uns auf Ihre Teilnahme.

NAFEMS DACH Steering
Committee in Zusammenarbeit
mit dem NAFEMS DACH CFD
Advisory Board (CAB)

Veranstaltungsort

Hotel Oranien Wiesbaden
Platter Straße 2
D-65193 Wiesbaden
www.hotel-oranien.de

Hotelzimmer

Bitte buchen Sie Ihr Hotelzimmer selbst mit dem Stichwort „NAFEMS“. Die Kosten für Übernachtung sind nicht im Tagungspreis enthalten.

Hard- und Softwareausstellung

Bitte fordern Sie Ausstellungs- und Sponsorinformationen an.

Tagungssprache

Deutsch (in Ausnahmen in englischer Sprache)

Teilnahmegebühren

Nicht-Mitglieder: 550,- Euro
NAFEMS-Mitglieder: frei*

* NAFEMS Mitglieder erhalten sechs „seminar credits“ pro Jahr. Für dieses Seminar werden drei credits je Teilnehmer benötigt. Falls bereits verwendet, können NAFEMS Mitglieder zu einem reduzierten Preis teilnehmen: 390,- Euro / Person. Alle Preise zzgl. ges. MwSt.

Konferenzwebsite:

www.nafems.org/2014-cfd

Vortragsprogramm -->>>

Vortragsprogramm Dienstag, 11. November

- 13:30 Begrüßung und NAFEMS Vorstellung**
NAFEMS DACH CFD Advisory Board (CAB);
A. Oswald (NAFEMS)
- 13:45 Vorstellung der NAFEMS CFD Aktivitäten**
NAFEMS DACH CFD Advisory Board (CAB)
- 14:00 Keynote-Vortrag: Die Mathematik der optimalen Produkte: Automatisches Design von Strömungssystemen**
M. Bünner (NTB - Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs)
- 14:45 Kaffeepause**
- 15:30 Standardized CFD Simulation of Radiator Components: Tubes and Fins**
R. Stauch, I. Seitz,
S. Geissenhöner, F. Brotz,
W. Kühnel (Mahle Behr GmbH & Co. KG)
- 16:00 Qualität trifft Effizienz – Entwicklung von Best Practice Guidelines für Kühlanwendungen im Fertigungsprozess der Automobilindustrie**
M. Lanfrit
(Ansys Germany GmbH)
- 16:30 Analyse der Radrückraumströmung und des Wärmehaushalts eines Radialverdichters im Grobvakuum unter Wasserdampfatmosphäre**
R. Meier-Staude
(Efficient Energy GmbH)

- 17:00 Effiziente Thermische Simulationen in komplexen Szenarien – Erfahrungen aus der industriellen Praxis**
K. Seidler (CD-adapco)
- 17:30 Imbiß und Getränke in der begleitenden Hard- und Softwareausstellung**

Vortragsprogramm Mittwoch, 12. November

- 08:30 Keynote-Vortrag: Numerical Simulation of Human Thermoregulation in Different Environments using CFD**
J. Turnow
(Universität Rostock)
- 09:15 Simulation des Temperaturfeldes in Radial-Wellendichtungen mittels Multi-Skalen-Ansatz**
S. Feldmeth (Universität Stuttgart)
- 09:45 Kaffeepause**
- 10:30 Vergleich von CHT-Simulationen mit empirischen Methoden und Messungen anhand von Beispielen aus der Elektromotorenentwicklung**
S. Weiß (Siemens AG)
- 11:00 Thermohydraulische Analyse von Hochspannungsdurchführungen in HVDC-Übertragungssystemen für die extremen Bedingungen der Wüste**
A. Dunz, J. Paulus (HAW Würzburg-Schweinfurt)

- 11:30 Coupled Fluid-Solid Heat Transfer Simulation of an Aero Engine Turbine Inters-tage Cavity**
H. Dengg (Rolls-Royce Deutschland Ltd. & Co. KG)
- 12:00 Press Hardening Process Simulation by Integrated Fluid Flow, Thermal and Structural Analysis**
A. Schubert
(Altair Engineering GmbH)
- 12:30 Mittagspause**
- 13:00 Thermische Analysen in Elastomeranwendungen**
M. Achenbach (Ingenieur- und Sachverständigenbüro Achenbach)
- 13:30 1D-Modell für Wärmeübertragung bei Stützrollen im Stahl-Strangguss**
M. Javurek (Universität Graz);
G. Shan (Siemens VAI)
- 14:00 Untersuchung der Wärmetransportmechanismen in Brennelementbehältern mittels CFD-Simulationen**
C. Dinkel, M. Frisch, B. Roith,
F. Rieg (Universität Bayreuth)
- 14:30 Wrap-Up und Schlußworte**
NAFEMS DACH CFD Advisory Board (CAB);
A. Oswald (NAFEMS)
- 15:00 Ende**

NAFEMS NORDIC Seminar

Verification and Validation of Models and Analyses

3. - 4. November 2014 in Kopenhagen, Dänemark

Engineering simulation plays an increasing role in industry's search for competitiveness and technology based innovation at every stage of the design, qualification and certification of products. Key decisions and product qualification/certification increasingly rely on virtual tests and digital simulation, creating a major paradigm shift in which the objective of physical tests is progressively moving to a reference for analysis validation. This situation creates new responsibility for the engineer to guarantee the required confidence level.

This new approach requires secured processes for the verification and validation of models and analyses bringing evidence of their predictive capability. In particular, programme managers now require formal evidence on "simulation fit for purpose" on which they can build confidence and take decisions. In addition, the increasing situation for extended enterprise creates new constraints to guarantee safe and robust analysis processes.

At the same time, and due to the economic pressure, verification and validation activities are frequently seen as an additional cost that can easily be reduced or even fully cut, thus underestimating the induced risks. In addition, verification and

validation is not easy to implement because of the diversity of involved persons: managers, simulation experts, test specialists, software developers and quality controllers, software vendors.

This conference will give a unique opportunity to interact between engineers and scientists from different industry sectors, research institutions and solution providers from different simulation domains to discuss and exchange best practices in verification and validation.

The conference/seminar will be organized by the NAFEMS NORDIC Steering Committee

Veranstaltungsort

Park Inn
by Radisson Copenhagen Airport
Engvej 171
2300 Copenhagen S, Denmark
Tel. +45 32 87 02 02,
www.parkinn.com/hotel-copenhagen

Hotelzimmer

Bitte buchen Sie Ihr Hotelzimmer selbst mit dem Stichwort „NAFEMS“. Die Kosten für Übernachtung sind nicht im Tagungspreis enthalten.

Hard- und Softwareausstellung

Bitte fordern Sie Ausstellungs- und Sponsorinformationen an.

Tagungssprache

Englisch

Teilnahmegebühren

Nicht-Mitglieder:

3,100 DKK / 415 EUR

NAFEMS-Mitglieder:

frei*

* NAFEMS Mitglieder erhalten sechs „seminar credits“ pro Jahr. Für dieses Seminar werden drei credits je Teilnehmer benötigt. Falls bereits verwendet, können NAFEMS Mitglieder zu einem reduzierten Preis teilnehmen: 4,100 DKK / 550 EUR
Alle Preise zzgl. ges. MwSt.

Konferenzwebsite:

www.nafems.org/nordic-vandv-conference

Vortragsprogramm -->>>

**Vortragsprogramm
Montag, 3. November 2014**

- 13:30 Welcome and NAFEMS Introduction**
G. Horrigmoe (Sweco);
T. Morris (NAFEMS)
- 14:00 A General Purpose Framework for Verification, Validation and Model Updating of Finite Element Models for Structural Analysis**
E. Dascotte (Dynamic Design Solutions (DDS) NV)
- 14:30 On the Characterization of ESTL Spiral Orbit Tribometer by Means of Multibody Simulation Tools**
D. Bruno (Politecnico di Torino); M. Toso (European Space Agency (ATG-Europe), ESTEC); E. Troncone (Siemens-LMS Aerospace), M. Buttery (ESR Technology / ESTL)
- 15:00 Validation of a Method to Predict Turbine Rotor Synchronous Responses by Stator Cascade Wake Passage Forcing**
P. Ekedahl
(GKN Aerospace Sweden AB)
- 15.30 Coffee Break**
- 16:15 Validation of Optimized Truck Seat Plate Made of Thermoplastic GF/PP Composite**
K. Kalnins, E. Labans,
E. Skukis, G. Japins
(Riga Technical University);
P. Lefort (Volvo Group Trucks Technology)

- 16:45 Finite Element Method in Car Compatibility Phenomena**
M. Lisiecki
(Warsaw University of Technology)
- 17:15 Challenges for Input Parameter Uncertainty Quantification in Computational Fluid Dynamics (CFD) - Application to External Safety**
P. Shoeibi-Omrani, A. Twerda
(TNO Netherlands Organization for Applied Scientific Research)
- 17:45 Beverages & Snacks in the Exhibition**

**Vortragsprogramm
Dienstag, 4. November 2014**

- 08:45 Keynote Presentation: Virtual Testing and Certification: A Key Challenge for Simulation V&V**
J.-F. Imbert
(SIMconcept Consulting)
- 09:30 Predictive Design Analysis Process Model**
M. Eriksson (Lund University)
- 10:00 Verification of Drop Test Simulations using a Pendulum Setup**
G. Siau
(Philips Innovation Services)

- 10:30 - Coffee Break**
- 10:45 From Accurate to Robust Simulation; The Benefits of V&V**
P. Pasquet (Consultant)
- 11:15 Strain Gauge Design for Compliant Materials**
L. Mikkelsen, J. Gili
(Technical University of Denmark)
- 11:45 FEM Model of Embedded Fibre Bragg Grating Sensor Response: Crack Growing Detection**
G. Pereira, L. Mikkelsen,
M. McGugan (Technical University of Denmark)
- 12:15 Lunch Break**
- 13:00 Discussion Session: Simulation V&V: Industrial Implementation and Future Challenges**
J.-F. Imbert
(SIMconcept Consulting);
P. Pasquet
(Consultant)
- 14:00 - 14:15
Wrap-up and farewell**
G. Horrigmoe (Sweco)

NAFEMS European Conference

Multiphysics Simulation

21. - 22. Oktober 2014 in Manchester, UK

Vortragsprogramm

Dienstag, 21. Oktober 2014

09:00	REGISTRATION
10:00	Welcome Address - Henrik Nordborg, NAFEMS MPWG Klaus Wolf, Fraunhofer SCAI Moji Moatamedi, International Society of Multiphysics Tim Morris, NAFEMS
10:30	PLENARY
KEYNOTE	Multiphysics CAE: A Necessity for Durable and Reliable Vehicle Design - P. Khapane, Jaguar & Land Rover
KEYNOTE	Fluid, Solid and Radiation Modelling in Multiphysics Systems - C. Pain, Imperial College London
KEYNOTE	Low Voltage Circuit Breaker Arc Interruption – A Multiphysics Modeling Challenge - C. Rümpler, Eaton London
	Multiphysics Comes Alive: Capturing the Behavior of a Living Human Heart - K. Dsouza & S. Levine, SIMULIA
14:00	FLUID STRUCTURE INTERACTION 1
	Evaluation of Fluid-Structure Interaction Involving Abaqus and STAR-CCM+ for Industrial Use M. Hodapp & A. Avci, Festo
	Multiphysics Simulation of the Aeroelasticity of Aircraft Wings C. Wolfe, ANSYS
	Coupled Fluid-structure Interaction Simulations for Aero-Elastic Benchmark Cases B. Landvogt, Fraunhofer SCAI
	Large-Scale One-Way Coupled Analysis with Open-Source Parallel FEM Software G. Hashimoto, H. Okuda, T. Tanuma, Y. Fukui, N. Shibukawa & K. Okuno, University of Tokyo
	A Coupled Euler Lagrangian Finite Element Approach to Flexible Pipe Seabed Interaction During Dropped Object Impact Alistair Gill, Prospect Flow Solutions Ltd.
	Multiphysics Solutions in Offshore Engineering J. White, Prospect Flow Solutions Ltd.
	A Computational Method for Interface Problems in Multiphysics Applications V. Gravemeier & W. A. Wall, AdCo Engineering GmbH
17:30	DRINKS RECEPTION

Keynotes ...

PRASHANT KHAPANE

Manager of Durability & Reliability CAE, Jaguar & Land Rover

PROFESSOR CHRISTOPHER PAIN

Research Fellow, Imperial College London

CHRISTIAN RÜMLER

Corporate Research & Technology, Eaton

WOLFGANG GENTZSCH

Founder of Uber Cloud

HEAT TRANSFER 1

Numerical Simulation of Heat Exchanger using Two Stage FSI

K. Ganesan, S. Zakrzewski & T. Stoltzner Rasmussen, FLSmidth Pvt Ltd, Chennai, FLSmidth A/S, Valby

Multi-Material Heat Transfer Analysis of an Engine Cylinder Head

P. Tibaut & A. Poredos, AVL-AST

Conjugate Heat Transfer and Multi-Phase Analysis for Incompressible Flows

F. Del Pin, I. Caldichoury, R.R. Paz & B. Boll, N. Karajan, Livermore Software Technology Corporation (LSTC), DYNAmore GmbH

Simulating Aggregate Drying using Coupled CFD and DEM Methods

A. Anderson, ANSYS

Simulation of Wood Combustion in a Fixed Bed using CFD-DEM Coupling (XDEM)

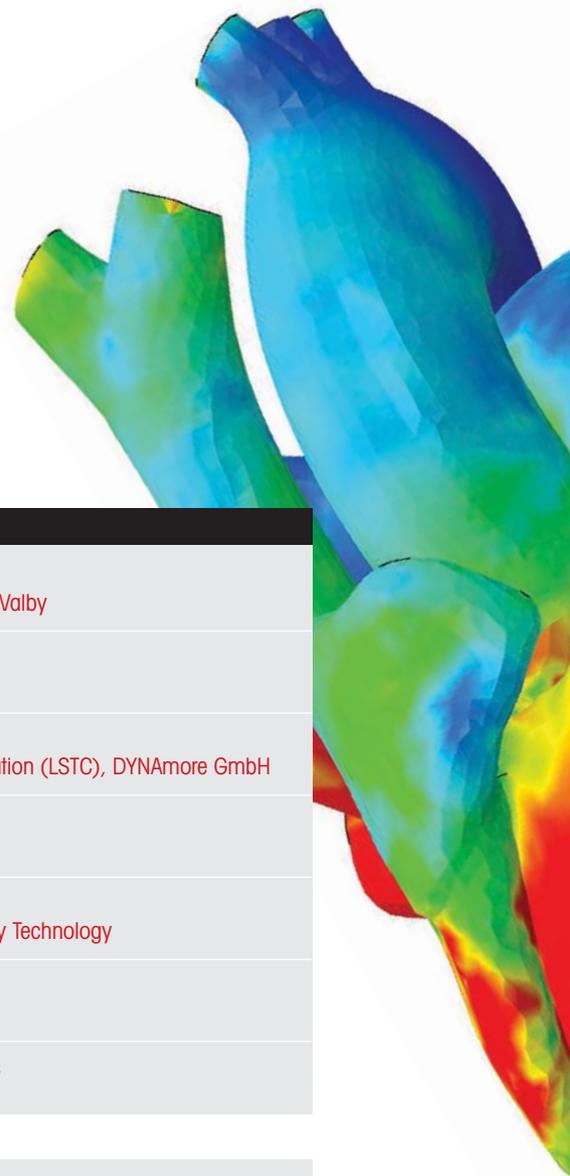
A. Houshang Mahmoudia & B. Peters, University of Luxembourg; M. Markovic & G. Brem, Energy Technology

Simplified Approach to Modelling Sonic Gas Dispersion for Offshore Well Test Operations

N. Patel, G. Howat, S. Roberts, Expro North Sea Ltd.

Swelling of Polymers by Applying Coupled Physio-Chemical Modeling in Finite Element Analysis

M. Achenbach, Polymer Consulting



Vortragsprogramm
Mittwoch, 22. Oktober 2014

08:30	PLENARY
KEYNOTE	Smart Manufacturing: CAE as a Service, On Demand, in the Cloud - W. Gentsch, Uber Cloud
	Two Tier Parallel Computation for Stochastic Thermo-Mechanical Modeling of Nuclear Graphite Reactor Cores L. Margetts, University of Manchester
09:35	FLUID STRUCTURE INTERACTION 2
	Bi-directionally Coupled CFD and Multi-Body Dynamics Solvers Applied to Tanker Truck Vehicle Dynamics J. Quigley, M. Barton & D. Corson, Altair Engineering
	Coupling of Structural and Multibody Mechanics in Switchgear Development C. Simonidis, R. Schmall & B. Schweizer, ABB Corporate Research Center
	Simulation of Vertical Axis Wind Turbines with Moving Blades H. Nordborg, HSR Switzerland
	Piezoelectric-Structural-Fluids Analysis for an Ink-Jet Printer Nozzle M. Tooley, C. Wolfe, ANSYS
	Development of a Micro Gas Turbine with Ceramic Impeller: SCAI Tools for Stress and Vibration Analyses N. Wirth, Fraunhofer SCAI
13:00	ACOUSTICS
	Acoustic Analysis of Fuel Tank Sloshing during Braking D. Marriott, MSC.Software
	Multiphysics Software: Comparing Best-of-Class Approach Against All-in Strategy A. Svobodnik, Konzept-X GmbH
	Multi-Body Dynamics and Acoustic Simulation for Gear Application J. Beuse, T. El-Dsoki, B. Ruschlau & W. Simon, MSC.Software GmbH
	High Performance Computation Codes for Vibroacoustic Simulation in the Automotive Field G. Miccoli, C. Bertolini & K. Vansant, IMAMOTER Institute – National Research Council (C.N.R.)
17:00	OPTIMIZATION
	Optimizing Fatigue Life Using Automated Sequential Coupling in the Loop J. Quigley, Altair Engineering; J. Mentely, HBM - nCode Products
	Improve Pump Diaphragm Reliability Y. Wang, Parker Hannifin Corporation
	Design of Experiments (DOE) Study of the Induction Hardening Process J. Farrar, Wilde Analysis Ltd.
	Simulation of the Material Behaviour of Sheets During the Deep Drawing of Vehicles Bodies O. Boussaid & W. Ghennai, University of Annaba; H. Soltani & F. Z. Boussaid, University of Tizi Ouzou
16:30	CLOSE

Veranstaltungsort

Macdonald Manchester Hotel
London Road
Manchester, M1 2PG
Tel: 0161 272 3200
International: +44 1612 723200
www.macdonaldhotels.co.uk/our-hotels/macdonald-manchester-hotel-spa/

Hotelzimmer

Bitte buchen Sie Ihr Hotelzimmer selbst mit dem Stichwort „NAFEMS“, Referenznummer „NAFE201014“.

Die Kosten für Übernachtung sind nicht im Tagungspreis enthalten.

Hard- und Softwareausstellung

Bitte fordern Sie Ausstellungs- und Sponsorinformationen an.

Tagungssprache

Englisch

Teilnahmegebühren

Nicht-Mitglieder: 575 GBP
NAFEMS-Mitglieder: frei*
* NAFEMS Mitglieder erhalten sechs

„seminar credits“ pro Jahr. Falls bereits verwendet, können NAFEMS Mitglieder zu einem reduzierten Preis teilnehmen: 380 GBP
Alle Preise zzgl. ges. MwSt.

Die Konferenz wird organisiert von der NAFEMS Multiphysics Working Group, der International Society of Multiphysics und dem Fraunhofer Institut SCAI.

Konferenzwebsite:

www.nafems.org/mp2014

ELECTROMAGNETICS

Electromagnetics Structural Coupling Simulation of Electric Motor
 M. Senousy, P. Larsen & P. Ding, ANSYS Inc.

Simulation of a Folded Dielectric Elastomer Actuator
 S. Scamporrì, D. Looman & E. Antonova, ANSYS Inc.

Hysteretic Behaviour of Microbeam Structure in Electro-Elastic Analysis
 Y. Qian, ANSYS

Noise Prediction for Electric Motors by Coupling Electromagnetic and Vibroacoustic Simulation Tools
 G. Kumar, LMS, A Siemens Business

HEAT TRANSFER 2

Innovative Developments in the Simulation of Ultraviolet Disinfection Systems
 S. Leefe, Wilde Analysis Ltd

Multiphysics simulations of Irradiation Damage Collision Cascades
 C.P. Race, University of Manchester; D.R. Mason, Culham Centre for Fusion Energy; A.P. Sutton, Imperial College London

Simulating Coupled Neutron-Fluid-Heat Transfer for the Study of Unintended Operating Scenarios in Pressure Water Reactors using an Immersed Body Modelling Technique
 A.G. Buchan, S. Jewer, C.C. Pain, D. G. Cacuci & M. Moatamedi, Imperial College London

COUPLED ANALYSES

A Novel Co-Simulation Algorithm for Handling Field-Signal Interaction
 A. Kürschbasche, S. Sicklinger, V. Belsky & K.-U. Bletzinger, SIMULIA

Fluid-Structure Interaction with Controls for Wind Turbine Simulation using a Novel Co-Simulation Approach
 S. Sicklinger, A. Kürschbasche, V. Belsky, R. Wüchner & K.-U. Bletzinger, SIMULIA

A Comprehensive Integration Methodology Based on Multiphysics Cosimulation. Case study: Electro-Thermal Simulation of a Drilling System in a Harsh Environment
 M. Garay, M. Bareille, E. Lopez Hidalgo & J. Leboi, Altran Sud Oest

Fast, Exact Fully Coupled ODE Systems in Time Integration Schemes
 J. Betran, ALSTOM Wind



Membership to suit you

NAFEMS offers several membership options to suit all of those within the engineering analysis community:

Site membership

A full range of benefits for larger corporations based at one location

NAFEMS site membership provides multiple benefits to your analysis team, including:

- A publication library including your chosen NAFEMS textbooks, reports, how-to guides and benchmarks
- Copies of all new publications as and when they are produced
- Places at a choice of seminars, held regularly and internationally each year
- Benchmark magazine subscription
- Heavily discounted seminars, training courses, e-learning courses and conferences
- Access to members area of the NAFEMS website which gives access to technical papers, seminar proceedings and more
- Networking opportunities with more than 1000 member companies
- Unrivalled exposure of your company within the engineering analysis arena

Corporate membership

Tailored membership for large companies with multiple locations

The very nature of analysis and simulation is constantly changing as companies expand globally to meet the needs of an exponentially growing user base. Multinational corporations are at the forefront of analysis technology, and require much more from NAFEMS than standard benefits for one location.

In response to this, NAFEMS has developed a corporate membership model, aimed specifically at large multinational companies who need to share the benefits of membership over many physical locations.

Corporate Membership is tailored specifically to meet the needs of your company. This allows you to create your own NAFEMS membership which gives your company the benefits you need.

Small company membership

Cost-effective membership for small to medium sized enterprises

NAFEMS recognises that being a small company has its own unique set of circumstances. This is why we can offer a cost-effective option for smaller companies with a limited budget.

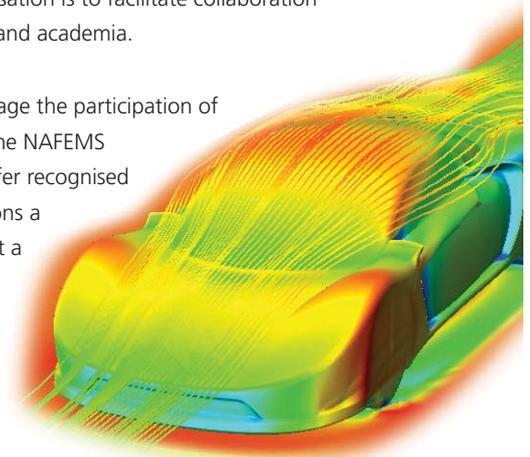
Small Company Membership is tailored to the specific needs of small to medium sized enterprises, and can also be appropriate in areas without a NAFEMS Regional Group.

Academic membership

Offering the benefits of site membership to recognised academic institutions

NAFEMS has always worked extremely closely with the academic arena since its formation and one of the key roles of the organisation is to facilitate collaboration between industry and academia.

In order to encourage the participation of academia within the NAFEMS community, we offer recognised academic institutions a site membership at a reduced rate.



www.nafems.org/involved



NWFC  NAFEMS
NAFEMSWORLDCONGRESS 2015

21-24 JUNE | SAN DIEGO | CALIFORNIA | USA

A WORLD OF ENGINEERING SIMULATION

incorporating **spdm** INTERNATIONAL CONFERENCE
 Simulation Process & Data Management



call for papers
nafems.org/congress



ACHTUNG:
**Der Abgabetermin von Abstracts für den
 NAFEMS World Congress 2015 als auch für die
 2. Internationale SPDM Conference ist der
17. November 2014!**

Weitere Informationen zu den Konferenzen finden Sie auf den folgenden Seiten.
 Wir freuen uns auf Ihre Vortrageinreichung!

Ihr NAFEMS Team.

Engineering analysis, modeling and simulation never stands still. The pace of change in software, hardware, techniques and best practice has been staggering in the past ten years alone, and the community driving that change continues to grow and develop to encompass every part of the product development process.

How do we, as a community, keep up with this growth? How do we ensure that our knowledge, processes, tools and corporate culture are best placed to take advantage of the continued evolution in simulation technology?

There is a new world of simulation out there, and its home is at the NAFEMS World Congress 2015. NAFEMS is the only independent, international organization dedicated exclusively to everyone involved in engineering analysis, simulation, modeling, and we want you to be a part of it.

The 2015 World Congress will take place from June 21st-24th 2015 in San Diego, California, and will focus entirely on simulation and its impact on industry and beyond. NAFEMS is the independent voice of the CAE community, representing over 1100 member organizations worldwide including prominent software vendors, global manufacturing industry and leading academic institutions.

With over 600 attendees at the last event in 2013, the 2015 Congress promises to be the premier international forum for everyone involved in the industry. With dedicated tracks on all aspects of simulation, free masterclasses, workshops and training courses, an outstanding social program and an excellent lineup of keynote and invited speakers, this is one event you cannot afford to miss.



Congress Themes

The Congress will cover a wide range of topics, addressing every aspect of engineering simulation. Papers related to SPDM will automatically be considered for the SPDM Conference.

Structural Analysis

- Linear and Nonlinear Analysis
- Joints, Connections & Welding
- Contact
- Durability, Fatigue & Fracture
- Thermal Structural Analysis

Computational Fluid Dynamics

- Turbulence
- Conjugate Heat Transfer
- Multiphase and Phase Change
- Acoustics
- Mesh Solutions & Mesh Adaption

Dynamics & Testing

- Crash Simulation
- Seismic
- Linear Dynamics
- Non-linear Dynamics
- Combining Physical & Virtual Testing
- Impact
- Droptest

Multi-body Simulation

- MBS, FE, and the Co-simulation of Both

Analysis Management

- Quality Assurance
- Measures of Agreement
- Automation of Analysis
- Virtual Testing in a Regulatory Environment

Business Issues

- The Business Case for Simulation
- The World Market for Simulation
- Strategies for Determining Investment in Simulation
- Return on investment (ROI)

Simulation Data Management

- SDM Requirements
- SDM Strategies
- Scope of SDM
- Experience of SDM Systems
- Simulation Process Management
- Data Standards

CAD CAE Integration

- CAE Interoperability
- Simulation Driven Design
- Meshing
- Integration of Analysis into the Design Process
- The Semantic Web
- CAD Representation of Manufacturing Features

Materials

- Materials Characterisation
- Plastics
- Elastomers/Polymers
- Parameter Identification
- Material Data
- Nanomaterials

Composites

- Layer Optimisation
- Draping
- Composite Manufacture and Assembly
- Simulating As-Built and In-Service Conditions
- Multi-scale, Multi-fidelity Modeling
- Damage and Failure Criteria

Life Sciences

- Biomedical
- Biomechanics
- Medical Devices
- Medicine

Geotechnical & Foundation Engineering

- Constitutive Models for Civil Engineering
- Input Parameters for Geotechnical Models
- Using FEA with Eurocode 7
- Soil-Structure Interaction

Confidence in Results

- Verification & Validation
- Benchmarks & Test Cases
- Lessons Learnt from Round Robins
- High Confidence FEA and CFD
- Uncertainty Quantification

All industry sectors are invited to submit papers.

Further information about the World Congress and SPDM conference and how to submit your paper can be found online.

Call for Papers

Be part of it
Share your experiences
Promote your organization's activities

The NAFEMS World Congress offers an audience like no other. These are the people who work at the sharp-end of engineering analysis and simulation, their managers and executive teams. Attendees from around the globe will take part in the event, from every industry involved in engineering simulation and analysis and SPDM - making it the best platform to showcase how simulation is used in your organization.

NAFEMS invites you and your company to get involved in the World Congress by submitting a paper for presentation in San Diego. Make sure you are a part of the event by submitting your abstract today. Papers focusing on SPDM will be included in the SPDM conference, and all attendees and presenters at each conference will have access to both conferences simultaneously.

The Congress will cover a wide range of topics, addressing every aspect of engineering simulation in a full 3-day program. NAFEMS invites papers from any area in simulation including, but not limited to, the areas listed opposite.

In the first instance, abstracts of 300-600 words should be submitted for consideration by 17th November 2014. Abstracts must be clearly marked with presentation title, author's name, organization, address, phone numbers and email address, indicating the industry area and technical topic your abstract relates to.

Visit nafems.org/congress for full details. Abstract submission deadline 17th November 2014

OneRegistration TwoConferences

The World Congress will also host the 2nd International Conference on Simulation Process and Data Management. After an astounding response to the first event in Salzburg, Austria in 2013, this ground-breaking event will bring together industrial users, technology experts, academics and software vendors alike, allowing all those with an interest to take part in the only truly independent, international forum dedicated to SPDM. Attendees, speakers and exhibitors have free access to both events under one registration.

Congress Registration Fees

Authors (members & non members) \$1250 US

Standard Delegates

NAFEMS Members \$1250 us
Non-Members \$1550 us



nafems.org/congress

Engineering simulation in a full 3-day program. We invite papers from any area in simulation including, but not limited to, the following areas:



Multiphysics

- Coupled Simulations
- Fluid-Structure Interaction
- Structure-acoustics
- Vibro-acoustics
- Thermo-mechanical
- Multi-physics, Multi-scale, Multi-fidelity
- Benchmarking and Validation of Multiphysics

Electrical

- Electromechanical
- Electromagnetical
- Electrochemical
- EMV
- Electronics
- Electronics Cooling
- e-Mobility

Systems Modeling & Simulation

- Systems Simulation
- Systems Engineering
- Requirements Management
- Model-Based Systems Engineering (MBSE)

Methods

- Discrete Element Method (DEM)
- Meshfree Methods (EFG, SPH, ...)
- New Methods
- Pre- and Postprocessing

Emerging Issues

- Current Industrial Applications
- Future Industrial Needs
- Business Benefits of CAE

Computing

- High Performance Computing
- Open Source Codes
- Cloud Computing
- Software as a Service (SaaS)
- Solver Technology
- Visualization
- Virtual Reality

Optimisation

- Topology, Shape, Sizing
- Structural
- Fluid
- Multidisciplinary/Multiphysics/Multiobjective
- Algorithms
- Design/Process Integration

Manufacturing Processes

- Molding
- Forming
- Casting
- Forging

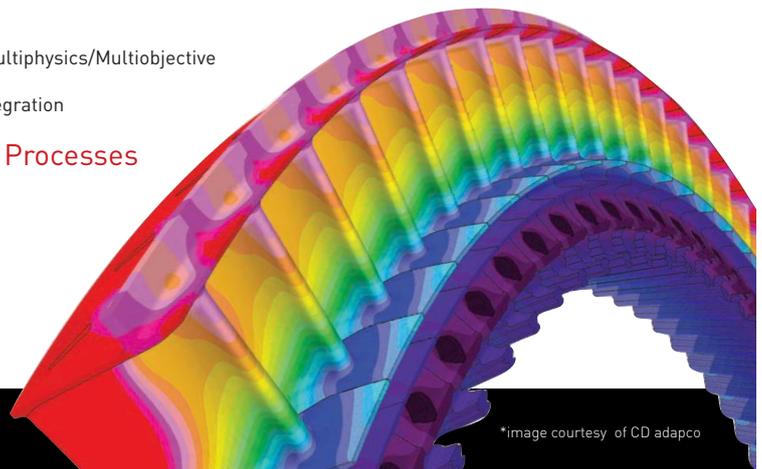
Stochastics

- Sensitivity Analysis
- Taguchi Methods
- Variational Studies
- Robust Design

Education & Training

- Qualifying the Analysts
- Meshing
- Element Selection
- Methods Development
- Modeling Techniques
- Simulation Skills Management
- Results Interpretation
- Using FEA and CFD for Code Compliance

nafems.org/congress



*image courtesy of CD adapco

venue

Manchester Grand Hyatt, San Diego

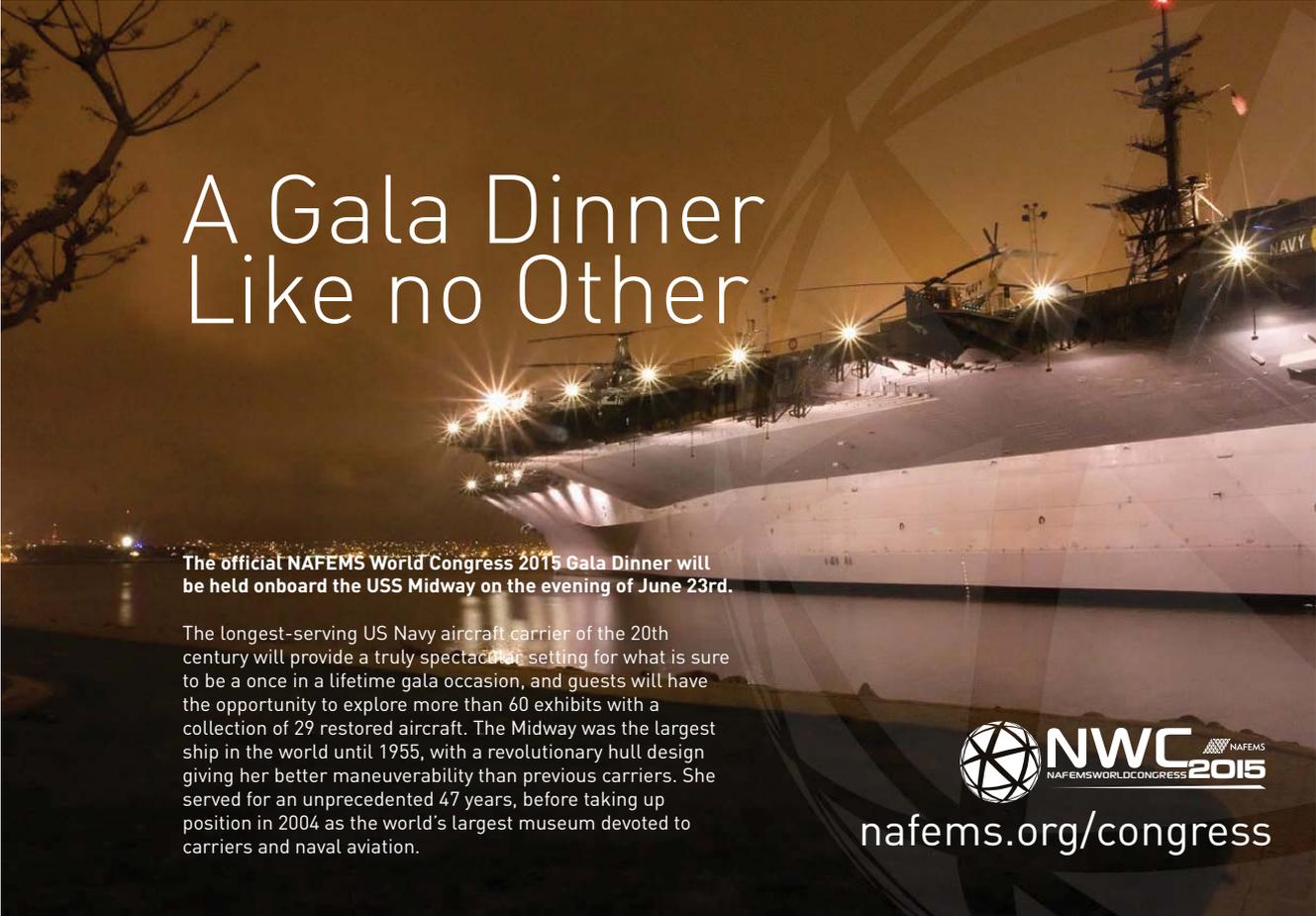
1 Market Place, San Diego, California, USA, 92101
manchestergrand.hyatt.com



Experience San Diego hotel living on a grand scale at the Manchester Grand Hyatt San Diego. The best of San Diego is right outside your door. Wake to the sun sparkling off San Diego Bay, indulge in breakfast on the boardwalk, then head out to Seaport Village or enjoy a coastal cruise, a walk through the Gaslamp Quarter or a day at San Diego Zoo, SeaWorld or Balboa Park.

And when it's time to get down to business at the NAFEMS World Congress, no hotel does it better than Manchester Grand Hyatt. This award-winning luxury hotel in San Diego was recently named one of the "Best Meeting & Conference Hotels in the U.S." by Groups International, and has garnered over 36 awards for excellence.

A Gala Dinner Like no Other



The official NAFEMS World Congress 2015 Gala Dinner will be held onboard the USS Midway on the evening of June 23rd.

The longest-serving US Navy aircraft carrier of the 20th century will provide a truly spectacular setting for what is sure to be a once in a lifetime gala occasion, and guests will have the opportunity to explore more than 60 exhibits with a collection of 29 restored aircraft. The Midway was the largest ship in the world until 1955, with a revolutionary hull design giving her better maneuverability than previous carriers. She served for an unprecedented 47 years, before taking up position in 2004 as the world's largest museum devoted to carriers and naval aviation.



nafems.org/congress

Sponsorship & Exhibition a unique opportunity

The World Congress presents a unique opportunity, as delegates are primarily high-level decision makers working in industry across the globe. The exhibition area will be a central point at the Congress, ensuring that there is a consistent level of "traffic" at all times – refreshments, announcements, events and competitions will focus on this area, giving you the chance to meet as many of our delegates as possible.

Align yourself with the NAFEMS Brand

As the only International Association for the Engineering Analysis Community, NAFEMS is widely held to be the leading independent source of information and training for engineering analysts and designers of all levels. Sponsors and exhibitors will have the chance to promote their attendance prior to the event, through the various packages outlined here. Being seen to be participating in the NAFEMS World Congress gives the analysis world a positive impression of your company's commitment to best practice, standards and continued professional development.

Benefits

So what are the benefits of sponsoring and exhibiting at the Congress?

- Promote your company to a large but highly focused group of individuals who have a pre-qualified interest in your product
- Establish important contacts within the industry
- Keep an eye on the activities of your direct competition
- Increase your company's visibility and standing in the analysis community
- Showcase your latest product releases and service offerings
- Discover exactly what your target market needs, and what trends are emerging across the industry

For more information or to secure your sponsorship package, visit nafems.org/congress



Roger Oswald - NAFEMS Ltd

Springwood • Booths Park • Chelford Road • Knutsford • Cheshire • WA16 8QZ • United Kingdom

t +44 (0) 1355 225688 e nwc15@nafems.org www.nafems.org/congress





PSE

Professional Simulation Engineer



A New Standard for Simulation Engineers

Certification

Professional Simulation Engineer



The official launch of the Professional Simulation Engineer Competencies took place at the NAFEMS World Congress 2013. Providing a new standard for simulation engineers, the newly defined competencies incorporate thousands of individual competency statements across twenty-six technical areas and are multi-level in nature to assist simulation engineers at every stage of their career.

To complement the launch of PSE Competencies, NAFEMS announced the introduction of the PSE Competency Tracker, an online system to track and measure competency, and PSE Certification providing independent assessment and verification of competency.

About the PSE Competency Tracker

The PSE Competency Tracker is an online system for tracking and measuring PSE Competencies.

Browsing PSE Competencies

- Access and browse the detailed list of PSE Competencies, sorted by level of competency.

Educational Resources

- Links to educational resources are provided within the PSE Competency Tracker to assist individuals in achieving the competencies. Managers may also wish to use the list of educational resources to improve training and staff development.

More than 400 suggested educational resources are listed including books, articles, codes of practice, etc., that are useful to develop the competencies described in the Tracker.

Measuring & Tracking Competency

Using the online PSE Competency Tracker individuals can plan and monitor their development as a simulation engineer, tracking their competencies as they are achieved. Companies can do the same for their staff, creating a database of the combined simulation skills of their workforce.

The PSE Competency Tracker can be accessed by NAFEMS members at

www.nafems.org/pse/competencytracker.

About PSE Certification

PSE Certification is based on the simple concept that the 'Professional Simulation Engineer' certificate is achieved by an independent assessment of PSE Competencies by NAFEMS. The Certification requires the accumulation of competency in workplace experience in the specification, planning, execution and interpretation of numerical analysis applied to design, simulation or product verification, and adequate performance in executing these functions to a high standard. It also requires competency of an appropriate level of underpinning theoretical knowledge and sufficient product knowledge to enable the analyst to understand the context, purpose and value of his/her analysis work.

A multi-level certification scheme, PSE Certification targets the experienced analyst as well as newcomers to simulation. The experienced simulation engineer is required to present documented and attested evidence of academic and workplace competency to become certified. An appropriately qualified newcomer to simulation is expected to follow a structured training programme under the guidance of a suitably qualified Industrial Mentor.

Apply online for PSE Certification at www.nafems.org/pse.

More Information on page on the following pages.

NAFEMS recently launched Professional Simulation Engineer (PSE) Competencies, creating a new standard for the analysis and simulation industry.

PSE (Professional Simulation Engineer) Competencies define the competencies that a good analysis and simulation engineer should possess. They have been peer-reviewed over several years by NAFEMS technical working groups and external experts to create a new standard of competency for analysis and simulation.

Encompassing twenty-six technical areas, there are more than 1400 individual competency statements to:

- enable a clear assessment of an individual's competency level
- carefully encompass important aspects of each technical area
- aid personal development

PSE Competencies are for simulation engineers at every level – from those new to the field to those with several years of experience and can be achieved through on-the-job learning as well as training courses and formal post-graduate courses.

PSE Modules include:

- Core Finite Element Analysis
- Mechanics, Elasticity and Strength of Materials
- Materials for Analysis and Simulation
- Fatigue
- Flaw Assessment and Fracture Mechanics
- Nonlinear Geometric Effects and Contact
- Beams, Membranes, Plates and Shells
- Dynamics and Vibration
- Optimisation
- Plasticity
- Core Computational Fluid Dynamics
- Thermo-Mechanical Behaviour
- Management General
- Verification and Validation
- PLM Integration and CAD-CAE Collaboration
- Simulation Process & Data Management
- Buckling and Instability
- Multi-physics Analysis
- Composite Materials and Structures
- Fundamentals of Flow, Porous Media, Heat Transfer
- Creep and Time-Dependency
- Multi-Scale Analysis
- Probabilistic Analysis
- Noise, Acoustics and Vibro-Acoustics
- Electromagnetics
- Multi-body Dynamics



PSE Competencies are for simulation engineers at every level – from those new to the field to those with several years of experience. Specific to engineering analysis and simulation, PSE Competencies are not specific to any particular software package – creating a benchmark of competency for all simulation engineers.

PSE Competencies can be browsed, tracked and managed using the PSE Competency Tracker.

Independent recognition of PSE competencies can be achieved with PSE Certification.



The PSE Competency Tracker is an online system for tracking and measuring Professional Simulation Engineer competencies. The PSE Competency Tracker allows users to browse the PSE Competencies online and amend their competency record throughout their career.

Companies can use the PSE Competency Tracker to track and manage the competencies of their individual staff and pooled workforce.

There are three main functions of the PSE Competency Tracker:

Access PSE Competencies

Access and browse the detailed list of PSE Competencies, sorted by level of competency.

Browse Educational Resources

Links to educational resources are provided within the PSE Competency Tracker to assist individuals in achieving the competencies. Managers may also wish to use the list of educational resources to improve training and staff development.

More than 400 suggested educational resources are listed including books, articles, codes of practice, etc., that are useful to develop the competencies described in the Tracker. For each resource the corresponding list of competencies is provided.

Measure & Track Competency

A key feature of the PSE Competency Tracker is the ability to easily track and manage the PSE competencies of individuals and pooled workforces.

The PSE Competency Tracker web based system allows the skills that are developed by individuals to be tracked and logged. This can then be used:

- by individuals to plan and monitor their career development as a simulation engineer
- by companies to do the same for their staff and to keep a database of the combined simulation skills of their workforce

Key Features

For Individual Analysis & Simulation Engineers...

- Access and browse the detailed list of competencies, sorted by level of competency
- Identify relevant educational resources
- Measure current competency and generate a detailed personal report identifying areas for development
- Track progress throughout career*
- Export a PDF report to support your PSE Certification application

For Team Managers...

- Identify staff possessing specific competencies
- Identify gaps in competency and training requirements
- Assemble an ideal project team with what-if analysis*

For Technical Leaders & Human Resource Managers...

- Define competency profiles for specific job roles*
- Define competency objectives*
- Track staff progress
- Identify training and recruitment needs
- Assist with workforce and succession planning

Benefits

For Individuals....

- Identify competencies relevant to your work
- Clearly evaluate personal competency level
- Identify relevant educational resources
- Identify relevant codes of practice
- Plan and achieve PSE Certification
- Reach your professional objectives

For Companies....

- Identify competencies which are relevant to your organisation
- Demonstrate a commitment to excellence internally and to external partners
- Maintain a high level of motivation of technical staff
- Identify and retain key technical resources
- Improved staff development
- Improved recruitment and succession planning
- Increased quality, efficiency and reduced risk



PSE (Professional Simulation Engineer) Certification allows engineers and analysts to gain recognition for the accumulation of PSE Competencies.

Independently assessed by NAFEMS, the international association of the engineering analysis, modelling and simulation community, the certification enables individuals to gain recognition for their level of competency and experience as well as enabling industry to identify suitable and qualified personnel.

The Certification incorporates an extensive range of competencies across various analysis types. It is multi-level, supporting the philosophy of lifelong learning and continuous professional development. PSE Certification is suitable for both experienced engineers/analysts and those in the early stages of their professional career.

Providing a standard of competency for the international simulation community, successful applicants receive recognition as a Professional Simulation Engineer (PSE) at Entry, Standard or Advanced Level. As competencies are developed, PSEs will advance to the next level.

PSE Certification Standard

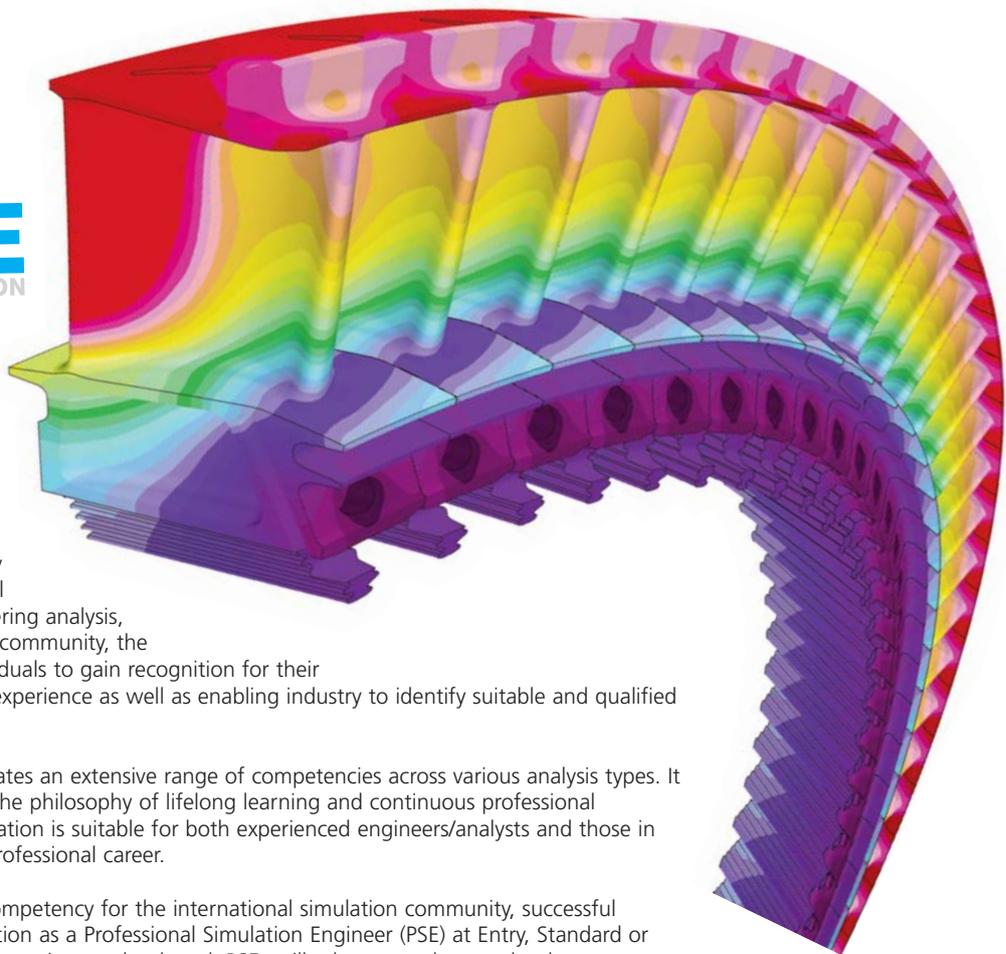
PSE Certification is based on the simple concept that the 'Professional Simulation Engineer' certificate is achieved by an independent assessment of workplace competency.

The Certification requires the accumulation of competency in workplace experience in the specification, planning, execution and interpretation of numerical analysis applied to design, simulation or product verification, and adequate performance in executing these functions to a high standard. It also requires competency of an appropriate level of underpinning theoretical knowledge and sufficient product knowledge to enable the analyst to understand the context, purpose and value of his/her analysis work.

PSE Certification targets both the experienced analyst and the newcomer to simulation. The experienced simulation engineer is required to present documented and attested evidence of academic and workplace competency to become certified. An appropriately qualified newcomer to simulation is expected to follow a structured training programme under the guidance of a suitably qualified Industrial Mentor.

PSE Certification has been designed to:

- Recognise and record achievement by award of a formal certification following an independent assessment of workplace competency
- Assist companies in demonstrating the competency of staff to external organisations
- Promote best practice in engineering analysis
- Increase the pool of competent engineering analysts, thereby enhancing the competitiveness of industry
- Provide an international standard of competency for the international simulation community



Certification Levels

Applicants can gain certification in any number of technical areas.

For each technical area, competency can be claimed at one of the following levels:

Entry Level

- Employs available software tools in an effective manner.
- Able to work in a supervised capacity when provided with clear guidelines.
- Doesn't take on general tasks without supervision.
- Typically applies to trainees and/or technician level staff working under the supervision of a person(s) with appropriate competence who will sign off the results.

Standard Level

- Has sufficient knowledge and comprehension of theory to employ available software tools in a safe and effective manner.
- Able to work in an independent manner without supervision.
- Conducts appropriate checks on results.
- Plans analysis strategies and validation studies.
- Is aware of their own limitations when faced with new or novel problems.
- Observes professional practices.

Advanced Level

- Can take on a range of complex, novel tasks without supervision.
- Able to use skills and expertise to mentor others.
- Provides effective advice and guidance.
- Acknowledged as an expert.

Benefits

Professional Simulation Engineer Certification records, verifies and independently assesses an analysis and simulation engineer's skills and competency. This makes the qualification extremely beneficial for both individuals and companies.

Benefits for Individuals...

For individuals some of the benefits of PSE certification include:

- Achievement of distinctive and internationally recognised qualification
- A clear path for career and skill progression
- Increased value to current and future employers
- Enhanced analytical skills
- Increased confidence
- Improved self-motivation

Benefits for Companies...

There are also a number of benefits for companies whose analysts are certified PSEs (Professional Simulation Engineers). These benefits include:

- A clear way to demonstrate the company's commitment to quality standards
- A formal record of employee competency and training satisfying the requirements of ISO 9001
- Easier recruitment of high calibre staff
- Reduced risks when employing consultants and subcontractors whose staff are Professional Simulation Engineers (PSEs)
- Increased employee motivation
- Creating and maintaining competitive edge

who should apply?

PSE certification is designed for individuals who fit one or more of the following the criteria:

- Designers and engineers who carry out simulation to investigate product performance.
- Simulation engineers and engineering analysts.
- Engineers who are design signatories.
- Engineers who approve numerical analysis.

The certification is appropriate for analysts/simulation engineers at any point in their career. As the qualification is multi-level, it is suitable for experienced analysts and those who are newcomers to analysis.



e library

Corporate Subscription



NAFEMS reference library at the click of a button

Subscribe to NAFEMS Corporate e-library and have instant access to over 140 of our acclaimed publications.

The NAFEMS Corporate e-library allows subscribed members to download copies of over 140 acclaimed NAFEMS publications; including the newest releases. Updated regularly, the e-library provides any of the available NAFEMS publications to be downloaded instantly as a PDF – ensuring that the information you need is available when you need it.

By subscribing, companies can create their own NAFEMS reference library - worth over \$19,500. More than 140 publications can be downloaded at any time, by any site covered by the subscription agreement. Conveniently accessed

via the NAFEMS website, there is no limit to how often publications can be downloaded, making subscription a solution for the entire team.

The easy to navigate system ensures it is virtually effortless to find the publication you require and once chosen, your publication is only a download away. There is no easier way for your company to benefit from the wealth of information that NAFEMS has published over the last 30 years.

Find out about subscription today

Contact elibrary@nafems.org
or **+44(0) 1355 225 688**
to discuss your requirements.

www.nafems.org/publications/e-library/

NAFEMS Publikationen auch über NAFEMS GmbH bestellen

NAFEMS bietet für die Literaturbestellung die bequeme Möglichkeit über den Internet-Shop. Leider führt dies in manchen Unternehmen zu Schwierigkeiten, da eine Bestellung im Ausland umfangreichere Freigabeprozesse erfordert. Sollten Sie Probleme damit haben oder sollte es schlichtweg einfacher für Sie sein, können Sie gerne Ihre NAFEMS Literaturbestellung über die NAFEMS GmbH in Deutschland abwickeln. Senden Sie uns einfach Ihre Bestellung mit Nennung entsprechenden Literaturnummern zu. Nach Erhalt der Bestellung senden wir Ihnen eine Rechnung zu. Nach Zahlungseingang wird die Literatur umgehend aus dem Zentrallager in UK an Sie versendet.

Wir hoffen, Ihnen damit den Bestellvorgang zu erleichtern.

Eine Übersicht über alle Publikationen finden Sie unter www.nafems.org/publications

NEU!

NAFEMS
Composites Survey



The NAFEMS Composites Survey

An important part of NAFEMS' mission is listening to the needs of the community and paying close attention to emerging interests. The working groups, consisting of more than 300 NAFEMS members, identify areas of interest and refer them to the analysis community. The identified educational materials are developed to ensure that NAFEMS' vision evolves in line with the needs of the members and the wider simulation community.

The NAFEMS Composites Working Group (CWG) was formed in the Fall of 2010, following strong demand from within the NAFEMS membership for an increased level of activities related to the application of numerical methods to the analysis and assessment of composite materials. Prior to this date, NAFEMS had already developed a number of publications and hosted several events which were of direct relevance to composites. Since 2011, the newly formed working group has been acting as the focal point for NAFEMS activities related to composite materials. Currently, the group includes several of the leading practitioners in the field of composites in finite element (FE) analysis.

Composite materials are made from two or more constituent materials with significantly different physical or chemical properties that remain separate and distinct within the finished structure. These composite materials come in many shapes, sizes and formats. They behave differently and fail in many different ways. The mission of the NAFEMS CWG is to create awareness and education for the simulation of composites by gathering independent information and providing independent analysis of composites simulation capabilities and needs. The mission includes education, communication, promotion of standards, and identification of simulation requirements that will have general benefit. The vision of the NAFEMS CWG is to create a cross-industry consortium in an end-user driven, vendor-neutral, arena for discussing, sharing, and evolving engineering techniques and practices in the simulation of composite materials.

Contents

1. Introduction to the NAFEMS Composites Working Group
 2. Introduction to the Survey
 3. Demographics
 4. Current Use of Composites
 5. Manufacturing of Composites
 6. Capabilities in Need of Improvement
 7. Current Practice for the Analysis of Composite Structures
 8. Future Trends
 9. Most Important Issues
 10. Summary and Conclusions
 11. Resulting Strategic Plan
- References

Members Price
£35 | \$57 | €45

Non-Members Price
£200 | \$321 | €254

Order Ref: R0112

www.nafems.org/publications/browse_buy/browse_by_topic/reviews/r0112/

ALTAIR ENGINEERING

Prodrive nutzt AcuSolve

Altair gab bekannt, dass die britische Motorsport und Engineering Gruppe Prodrive AcuSolve für ihre Simulationen im CFD-Bereich einsetzt. AcuSolve ist ein führender, universell einsetzbarer CFD Strömungs-Solver, der sich durch hohe Genauigkeit, Geschwindigkeit und Robustheit auszeichnet. Anwender können mit AcuSolve schnell und ohne langwierige Iterationsschleifen zu qualitativ hochwertigen Ergebnissen kommen. AcuSolve ist außerdem nahtlos an die Struktur-Solver der HyperWorks Suite angebunden. Die Software ist Teil der Altair CAE HyperWorks Suite, die es Unternehmen ermöglicht, effektiv und kosteneffizient, bessere, marktführende Produkte zu entwickeln.

Prodrive wollte die Strömung im Kühlwassermantel von Aston Martin Rennmotoren analysieren und verbessern und benötigte verlässliche Ergebnisse in relativ kurzer Zeit. Es war eine Herausforderung, verschiedene Iterationen eines Modells mit komplexer Geometrie in kurzer Zeit von eher unerfahrenen Anwendern lösen und bearbeiten zu lassen. Die Ingenieure haben sich für AcuSolve entschieden und damit eine reproduzierbare und einfach anzuwendende Methode sowie einen Prozess erstellt.

Mit dem Prozess konnte sichergestellt werden, dass jeder Schritt reibungslos von statten ging. So konnten Aufgaben des Pre- und Post-processings in kürzester Zeit bearbeitet werden. Der automatisierte Prozess ermöglichte eine einfache und nutzerfreundliche Analyse einer neuen Geometrie. AcuSolves bewährte Genauigkeit half Prodrive dabei, Zeit und teure Labortests einzusparen und ermöglichte ein Verständnis des Designs, das ohne CFD Werkzeuge nicht möglich gewesen wäre.

Altair HyperWorks 13.0

Altair hat das neue Release von HyperWorks, der umfassendsten Version der Computer-Aided Engineering (CAE) Softwareplattform, bekannt gegeben. HyperWorks gilt als weltweiter Standard im Bereich Produktentwicklung und ermöglicht es seinen Anwendern, langlebigere und effizientere Produkte zu entwickeln.

HyperWorks 13.0 steigert die Produktivität in der technischen Entwicklung in vier ausgeprägten Bereichen:

- Optimierung der Leistungsfähigkeit. Ein breites Spektrum an Solvern und multiphysikalischen Lösungen ermöglicht es den Ingenieuren, die Leistungsfähigkeit ihrer Produkte schnell vorherzusagen und zu optimieren.
- Leichtbau. Zugeschnittene Simulations- und Optimierungswerkzeuge helfen, Gewicht zu reduzieren und gleichzeitig, durch den Einsatz effektiver Geometrien, neuer Materialien und moderner Fertigungsmethoden, die Entwicklungsziele zu erreichen.
- Verkürzung der Entwicklungszeiten. Die Kombination aus Prozessautomatisierung, effizienten Modellierungsalgorithmen und Visualisierungsmöglichkeiten hilft den Simulationsdurchsatz drastisch zu erhöhen und schneller zur Marktreife zu gelangen.
- Zugriff auf neue Technologien. Die Zugänglichkeit der Simulation für Anwendungen aus dem Bereich Design und Optimierung wurde auf neue Anwendergruppen erweitert, darunter auch der offene Zugriff auf spezialisierte Softwarewerkzeuge von Mitgliedern der Altair Partner Alliance (APA) und HPC, Cloud basierende Produkte.

Materialise tritt der Altair Partner Alliance bei

Altair gab bekannt, dass der führende Softwareanbieter für additive Fertigungslösungen Materialise der Altair Partner Alliance beigetreten ist und die Software 3-matic STL nun den HyperWorks Nutzern zur Verfügung steht. Mit 3-matic STL können die Nutzer CAD Daten aus der Topologieoptimierung aufbereiten

und sie für den 3D Druck bereinigen. Die Anwendung dieser Software vereinfacht vor Allem die Nutzung von Topologieoptimierung im Design Prozess. Die Software arbeitet auf STL Ebene und ermöglicht die einfache und effiziente Bearbeitung von Entwürfen, die neu Vernetzung, die Erstellung von 3D Strukturen und vieles mehr.

EM Software & Systems – S.A. (EMSS) - Kauf abgeschlossen

Altair hat in diesem Monat EM Software & Systems – S.A. (Pty) Ltd und seine internationalen Vertriebsbüros in den USA, Deutschland und China zu 100 Prozent übernommen. Durch diese Übernahme wird die HyperWorks Suite um den Solver FEKO erweitert und damit das Altair Angebot an Simulationswerkzeugen vor allem für die Luft- und Raumfahrt-, die Automobil- und die Marineindustrie gestärkt. Des Weiteren wird durch diese Ergänzung Altair auch allgemein in seinem Bestreben unterstützt, seinen Kunden ein umfassendes Angebot erstklassiger Lösungen zu bieten. Darüber hinaus wird das bei EMSS vorhandene Wissen auf dem Gebiet der Elektromagnetik es der Consulting Sparte Altair ProductDesign auch in diesem Bereich ermöglichen, mehr Verantwortung bei Kundenprojekten, in denen dieses spezielle Know-how gefragt ist, zu übernehmen.

www.altair.de

ANSYS

Ansys ermöglicht virtuelles Prototyping von Systemen

Ansys evolutioniert die modellbasierte Entwicklung durch Kombination von Modelica Bibliotheken und Modellen mit VHDL-AMS, Embedded-Software und detaillierter 3D-Multiphysics-Funktionalität.

Ansys und Modelon haben eine Vereinbarung geschlossen, die das Potenzial hat, die Produktentwicklung grundlegend zu verbessern. So sollen Fehler bei der Integration in einem späten Stadium verhindert,

die Produktentwicklungs-kosten gesenkt und die Markteinführungszeit verkürzt werden. Die Kombination aus den führenden Behavioral-Modellierungstools und -Lösungen von Modelon, die auf der Open-Standard-Modellierungssprache Modelica basieren, mit der System-simulationsplattform, der breit gefächerten 3D-Multiphysics-Funktionalität und der Embedded-Software von Ansys, ermöglicht den Anwendern, Produktdesigns ausgehend vom Komplettsystem bis in die Details hinunter zu untersuchen. Dieser multidisziplinäre, integrierte Ansatz wird Unternehmen dabei helfen, bessere Designs schneller zu realisieren, die Abhängigkeit vom kostspieligen Prototyping zu reduzieren und Systemintegrationsfehler praktisch auszuschließen.

Das modellbasierte Design konzentriert sich traditionell auf eine einzige System-Modellierungssprache. Jetzt hat Ansys diese Definition jedoch auf die Entwicklung von Elektronik, Mechanik und Embedded-Software erweitert. Ansys wird Modelica, einen von breiten Kreisen akzeptierten, offenen Standard für die Behavioral-Modellierung von Mechanik-, Thermo- und Thermofluid-Systemen, mit der vorhandenen VHDL-AMS-Modellierungstechnologie auf IEEE-Basis für elektrische Systeme und seiner Scade-Technologie für Embedded-Software koppeln.

„Die Vereinbarung mit Modelon beseitigt die noch verbleibenden Hürden für ein vollständig virtuelles System-Prototyping“, betont Walid Abu-Hadba, Chief Product Officer bei Ansys. „Die Ansys-Anwender werden vollständig untersuchen können, wie sich ihr Produkt verhalten wird – nicht auf der Bauteilebene, sondern als komplettes System. Dieser Quantensprung wird sich für die Kunden in Zukunft enorm auszahlen, da sie noch innovativere Produkte schneller als je zuvor realisieren können.“

Grundlage des technischen Durchbruchs ist eine Vereinbarung mit Modelon, die den Kunden von Ansys Zugang zum Modelica-Compiler von



Grafik: dpa/Agentur für Foto: iStock - Fotolia

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


Technische Hochschule
Ingolstadt



esocaet
european school of
computer aided engineering
technology

Modelon und zu den erstklassigen Modelica-Lösungen in der Ansys Simplorer-Produktlinie gewährt. Die Modelica-Sprache und die Modelica-basierten Bibliotheken werden in verschiedenen Branchen zur Entwicklung und Optimierung der Performance von Multi-Domain-Systemen eingesetzt. Gängige Anwendungen sind z. B. aktive Sicherheit, Motorsteuerung, Wärmemanagement, Leistungsübertragung und Environment Control. Zusätzlich erhalten die Kunden von Ansys Zugang zu der führenden Functional Mock-up Interface (FMI)-Technologie von Modelon. FMI wird von Industrieunternehmen verbreitet eingesetzt, um Simulationsmodelle mit ihren Lieferanten auszutauschen und sie zu virtuellen Systemprototypen zu kombinieren, bevor physische Prototypen verfügbar sind.

Neben der Bereitstellung einer mehrsprachigen Systemsimulationsumgebung kann Ansys Simplorer auch Behavioral-Modelle ersetzen, wie sie oft im Konzeptdesign mit detaillierten 3D-Multiphysics-Ergebnissen eingesetzt werden, um eine Makro-Ansicht der System-Performance zu erhalten. Die Engineering-Teams können ihre Produktdesigns in allen Stadien des System-Engineering virtuell verifizieren und optimieren – vom Konzept- und Systemdesign bis hin zum Detail-Engineering und zur kompletten Systemverifizierung.

„Die Engineering-Welt führt Modelica als Standardlösung für die System-Modellierung und -analyse in Automotive-, Luftfahrt- und Energieanwendungen ein“, erklärt Hubertus Tummescheit, CEO von Modelon, Inc. „Diese Partnerschaft gibt den Simplorer-Anwendern Zugang zu anwendungsspezifischen Modellbibliotheken, zu Toolkits, die FMI in mehreren Third-Party-Produkten ermöglichen, und zu Know-how in verschiedenen industriellen Anwendungen.“

Modelon ist eine weltweit tätige Technologiefirma für Lösungen für das modellbasierte System- und Steuerungsdesign. Sie verschafft ihren Kunden einen Wettbewerbs-

vorteil, indem sie ein einheitliches Bild der Interaktion und Performance der Subsysteme ab einem frühen Zeitpunkt im Designzyklus bis zum optimalen Systembetrieb erzeugt. Die offenen und flexiblen Tools und Modellbibliotheken für Simulation und Optimierung beschleunigen die virtuelle Produkterzeugung und ermöglichen den Kunden, sich auf die Kerngeschäftsziele zu konzentrieren. Mit einer auf offenen Standards basierenden Plattform kann Modelon seine Technologie rasch in Verbindung mit jeder CAE-Tool-Kette integrieren, anpassen und einsetzen.

Neue Marketingleiterin bei Ansys Germany

Ansys hat Frau Regina Hoffmann als neue Marketingleiterin für Deutschland und Österreich vorgestellt. „Wir freuen uns, dass mit Frau Hoffmann eine ausgewiesene Marketingexpertin mit großer Erfahrung im Softwarebereich unser Team verstärkt“, erklärt Dr.-Ing. Georg Scheuerer, Geschäftsführer der Ansys Germany. „Frau Hoffmann wird neue Ideen und Impulse in unser Unternehmen einbringen, mit denen wir unsere führende Marktposition nicht nur halten, sondern noch weiter ausbauen werden.“

www.ansys-germany.com

ASC(S)

BMBF-Förderung für Verbundprojekt eEgO

- siehe auch DYNAMore - Das Bundesministerium für Bildung und Forschung hat beschlossen, das Forschungsprojekt eEgO - Effiziente Ersatzmodell gestützte Optimierung für die Craschauslegung im Fahrzeugentwicklungsprozess - im Rahmen der Förderinitiative KMU-innovativ zu fördern. Bei dem Projekt unter der Koordination und fachlichen Beteiligung des asc(s) e.V. handelt es sich um ein Verbundprojekt mit den weiteren Verbundpartnern intelligent solutions GmbH, Scale GmbH, GNS mbH, der Bergischen Universität Wuppertal sowie der

Technischen Universität München. Ziel des Projektes ist die Erforschung und Entwicklung neuer Softwareanwendungen zur Reduzierung der Antwortzeiten bei der Strukturoptimierung von crashrelevanten Bauteilen.

Durch die Verwendung von physikalischen und mathematischen Ersatzmodellen sollen die bislang weder wirtschaftlichen noch praktikablen Antwortzeiten in der Strukturoptimierung reduziert werden und der Einsatz im Fahrzeugentwicklungsprozess ermöglicht werden. Hierzu werden im Projektvorhaben eEgO neue Verfahren, Methoden und Softwaretools entwickelt, um geeignete Ersatzmodelle (teil-)automatisiert ableiten und Sie in einer neuen Optimierungsumgebung anwenden zu können. Ziel ist eine deutliche Effizienzsteigerung der Strukturoptimierung. Das Projekt mit einer Laufzeit von 3 Jahren hat am 1. September 2014 begonnen. Als Berater und Inputgeber beteiligen sich die assoziierten Partner Adam Opel AG, AUDI AG, Benteler Automobiltechnik GmbH, BMW AG, Dassault Systèmes / SFE GmbH, Daimler AG, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Robert Bosch GmbH und Volkswagen Osnabrück GmbH.

Brick-FAS II - auf dem Weg zum hoch automatisierten Fahren

Mit dem Projektvorhaben Brick-FAS II realisiert das asc(s) ein weiteres Projekt in einer langfristig angelegten Strategie im Projektcluster 4: Fahrzeug IKT. Bereits im Projektvorhaben Brick-FAS I unter der finanziellen Beteiligung der Mitgliedsfirmen Daimler, Opel und Porsche wurde die Relevanz kultureller Unterschiede für die virtuelle Auslegung und Absicherung von Fahrerassistenzsystemen näher untersucht. Hierzu wurden u.a. die länderspezifischen Gegebenheiten bzgl. Infrastruktur, Verkehrsaufkommen und Fahrgewohnheiten in den Ländern Brasilien, Russland, Indien, China und Korea herausgearbeitet und mit den europäischen Verhältnissen verglichen. Im Projektvorhaben Brick-FAS II erfolgt nun eine Umgebungsmodellierung

mittels OpenDrive für typische Infrastrukturgegebenheiten in China. Für eine realitätsgetreue Modellierung wurden Bild- und Videoaufnahmen durch das asc(s) in Shanghai vor Ort erstellt. In Zusammenarbeit mit dem Höchstleistungsrechenzentrum Stuttgart - HLRS werden nun bis Ende des Jahres landestypische Straßenverläufe mittels OpenDrive für die Verwendung im Fahrsimulator erstellt. Das Projektvorhaben wird durch die Mitgliedsfirmen Daimler, Opel und Porsche finanziert. Weitere Projektvorhaben sind bereits in Planung.

www.asc-s.de

AUTODESK

Autodesk übernimmt NEi Software

Mit Autodesk Nastran 2015 und Autodesk Nastran In-CAD 2015 erweitert Autodesk sein Portfolio an Simulationssoftware. Autodesk hat NEi Software und die NEi Nastran Software im Mai übernommen, um seinem wachsenden Angebot von Simulationssoftware zusätzliche Strukturanalysefähigkeiten hinzuzufügen. Autodesk Nastran bietet einen anerkannten FE-Solver für lineare und nichtlineare Spannungsberechnung, dynamische Analyse, Wärmeübertragung in Strukturen und Komponenten. Autodesk Nastran In-CAD 2015 ist ein CAD-integriertes, allgemein, anwendbares FEM-Werkzeug, das den Autodesk Nastran Solver nutzt. Das neue Nastran In-CAD bietet einen großen Umfang von Analyse-Möglichkeiten von Berechnungsaufgaben innerhalb eines CAD-integrierten Workflows.

www.autodesk.com

BETA CAE

Neue Versionen verfügbar

Beta CAE gab die Veröffentlichung der Releases ANSA & μ ETA v15.1.2 sowie Spdrn v1.0.4 sowie die Updates der CT Lizenzschlüssel für

den „CAD data to ANSA“-Übersetzer bekannt.

www.beta-cae.gr

CADFEM

CAE-Masterstudium startet in den 10. Jahrgang

Dass der Masterstudiengang damit eine Vorreiterrolle bezüglich der Aus- und Weiterbildung im Bereich der numerischen Simulation und praktischen Anwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM) einnimmt, bezeugt nicht zuletzt eine Pressemitteilung des Wissenschaftsrates, dem wichtigsten wissenschaftspolitischen Beratungsgremium in Deutschland, die Mitte Juli 2014 veröffentlicht wurde. Darin heißt es unter anderem: „Der Hochtechnologiestandort Deutschland“, so der Vorsitzende des Wissenschaftsrates, Professor Manfred Prenzel, „ist darauf angewiesen, gezielt Menschen mit simulationswissenschaftlicher Kompetenz auszubilden und Forschung mit und über Simulation in ihrer ganzen Spannweite zu fördern“. Der Wissenschaftsrat ist der Ansicht, dass simulationsbasierte Technik heute ein selbstverständlicher Bestandteil unseres Alltags ist und sich wissenschaftliche Herausforderungen ohne komplexe rechnergestützte Simulationen nicht bearbeiten lassen. Gleichzeitig haben sich aber nach Meinung des Wissenschaftsrates im Bereich der Simulation die Strukturen in Lehre und Forschung in Deutschland nicht adäquat mit entwickelt. Folglich sieht er den Ausbau eines differenzierten Studienangebots für dringend erforderlich.

Einen Beitrag dazu leistet das Masterstudium von Cadfem esocaet. Auch der 10. Jahrgang des berufsbegleitenden Masterstudiums „Applied Computational Mechanics“, bei dem in diesem Jahr wieder 15 Studierende starten, ist auf den Anwendungsbereich CAE (Computer Aided Engineering) fokussiert, wird aber zusätzlich durch Managementthemen ergänzt. Während des international ausgerichteten

englischsprachigen Masterstudiums vermitteln Dozenten von verschiedenen Universitäten und Unternehmen ihr Wissen an die Studierenden aus unterschiedlichen Branchen. Berufstätigkeit und Studium können gleichzeitig berücksichtigt werden, um die Karriere zu fördern. Die thematischen Inhalte des Studiengangs sind praxisorientiert und an die Anforderungen der Industrie angepasst.

Eine wichtige Voraussetzung für die Weiterbildung zum Master sind die praktischen Erfahrungen der Ingenieure, mit denen das Lehrangebot umfassender nutzbar ist, als von Studierenden, die noch keine praktischen Erfahrungen gesammelt haben. Schon während des Studiums transferieren die Studienteilnehmer das Wissen über neueste Simulationstechnologien direkt in ihre Unternehmen und setzen es dort erfolgreich ein.

Das zweijährige Studium in einer kleinen homogenen Gruppe mit max. 20 Studenten pro Studienjahr ermöglicht ein intensives Lernen. Gegenüber einem Fernstudium bietet die häufige Präsenz – und damit der direkte Kontakt zu Mitstudierenden und Dozenten – viele Gelegenheiten zu tiefergehenden Diskussionen auch außerhalb der offiziellen Lehrveranstaltungen.

Die Bachelor oder Diplom-Ingenieure mit Berufserfahrungen im Simulationsbereich absolvieren in rund zwei Jahren das Masterstudium „Applied Computational Mechanics“ und arbeiten gleichzeitig an ihrer Karriere als hochqualifizierte Simulationsspezialisten im Unternehmen. Auch für internationale Positionen als Projektmanager sowie Konstruktions- oder Entwicklungsleiter sind die Absolventen des esocaet-Masterstudiengangs bestens ausgebildet. Weitere Informationen unter <http://www.esocaet.com/masterstudium>

www.cadfem.de

CD-ADAPCO

Simulations-Tools für Lithium-Ionen-Batterien erhältlich

CD-adapco hat den erfolgreichen Abschluss seines Entwicklungsprojekts für die Automobilbranche und Hersteller von Lithium-Ionen-Batterien bekanntgegeben. Es ermöglicht einen schnelleren Designzyklus und die beschleunigte Entwicklung fortschrittlicher Energieversorgungssysteme für Fahrzeuge mit Elektroantrieb. Das Programm lief seit August 2011 und wurde vom Vehicle Technologies Office des U.S. Department of Energy (DOE) der Vereinigten Staaten finanziell unterstützt und vom National Renewable Energy Laboratory (NREL) des DOE verwaltet. Das Projekt gehört zur Wettbewerbsinitiative „Computer Aided Engineering of Electric Drive Batteries“ (Caebat), welches das DOE 2010 ausgerufen hat. Die ursprüngliche Projektvergabe wurde am 7. Juli 2011 verkündet, und dem Projektteam gehörten CD-adapco, Battery Design Inc, Johnson Controls Inc und A123 an.

Die im Rahmen dieses Programms entwickelten Methoden sind jetzt in CD-adapcos Vorzeigeprodukt Star-CCM+ sowie im applikations-spezifischen Tool „Battery Design Studio“ erhältlich. Diese Lösungen bieten eine nahtlose Integration zwischen Elektrochemikern und Thermik-Ingenieuren beim Batteriedesignprozess. Die Verknüpfung von Fluss-, Thermik- und Elektrochemielösungen in eine einzige Umgebung ermöglicht eine hochpräzise Lösung. Die Modelle umspannen zudem mehrere Computerdomänen, von Systemmodellen bis hin zu hochauflösenden komplexen 3D-Modellen. Die Abbildung unten zeigt ein Beispiel der für ein 12-Zellen-Modul hergestellten Thermik- und Elektrochemielösungen.

Brian Sisk, Director of Controls & Modelling bei Johnson Control, sagte: „Unsere Partnerschaft beim DOE-Projekt Caebat war sehr erfolgreich. Durch Caebat haben wir noch nie dagewesene Möglichkeiten bei der Modellierung der Leistung und

Sicherheit von Lithium-Ionen-Batterien. Mithilfe dieser Technologien konnten wie innovative Batteriesysteme entwerfen und neue Kraftstoff sparende Fahrzeugtechnologien entwickeln.“

Ahmad Pesaran, Energy Storage Group Manager im Transportation and Hydrogen Systems Center des NREL, fügte hinzu: „Der kontinuierliche Fortschritt bei der Entwicklung und Verknüpfung physikbasierter Batteriemodelle ermöglicht Entwicklern und Designern ein besseres Verständnis darüber, wie sich Batterien im Inneren von Fahrzeugen mit Elektroantrieb verhalten. Sie können so neue Designs in einer virtuellen Umgebung ausprobieren. Im Vergleich zum herkömmlichen Build-and-Break-Designzyklus sind weniger Prototypen und Tests erforderlich. Wir erwarten, dass die Erkenntnisse aus diesem Projekt Wissenschaftler und Ingenieure in die Lage versetzen die Leistung, Kosten und Lebensdauer fortschrittlicher Lithium-Ionen-Batterien vor dem Hintergrund der „EV Everywhere Grand Challenge“ des DOE weiter zu optimieren.“

Weitere Informationen zur Caebat-Initiative finden Sie unter: www.nrel.gov/vehiclesandfuels/energystorage/caebat.html

Kooperationsvereinbarung mit JSOL

CD-adapco hat seine Zusammenarbeit mit JSOL, dem Urheber des JMAG elektromagnetischen Codes bekanntgegeben, um gemeinsame Co-Simulationsmethoden im Bereich gekoppelter thermischer sowie elektromagnetischer Simulationen zu entwickeln.

Jean-Claude Ercolanelli, Senior Vice President Product Management bei CD-adapco erklärt dies wie folgt, „Erst der Einsatz von branchenführenden Simulationswerkzeugen für die Durchführung von Co-Simulationen bei thermischen sowie elektromagnetischen Phänomenen, erlaubt den Benutzern wirklich eine Optimierung ihrer Produktdesigns.“

Desweiteren fügt er hinzu, „Diese Kooperationsvereinbarung baut auf die bereits existierende Geschäftsbeziehung sowie die Methoden des Datentransfers auf, welche schon seit geraumer Zeit zwischen unserem Hauptprodukt Star-CCM+ und dem JMAG Code von JSOL besteht.“

„Wir freuen uns über die Partnerschaft mit CD-adapco und die Einführung der Co-Simulations-Methoden zwischen den beiden branchenführenden Technologien,“ meint Takashi Yamada, Ph.D, Manager der Electromagnetic Engineering Group bei JSOL. „Wir hoffen, dass wir gemeinsam reibungslose und zuverlässige multiphysikalische sowie multidisziplinäre Simulationen mit Star-CCM+ und JMAG zur Verfügung zustellen können, damit unsere gemeinsamen Kunden davon profitieren können.“

Der Grundstein der Partnerschaft wurde bereits 2013 gelegt, als ein Prozess zur Datenübertragung zwischen den Simulationscodes beider Firmen eingeführt wurde, um Verteilungen elektromagnetischer Verluste sowie Temperaturverteilungen in Bauteilen auszutauschen.

Die Kooperationsvereinbarung baut auf diesen bereits bestehenden Prozess auf, um hierbei eine noch engere Kopplung zu erhalten. Da die Leistungsfähigkeit der meisten Bauteile von elektromagnetischen Geräten temperaturabhängig ist, sind Co-Simulationen solcher Prozesse erforderlich, um die letzten 5% eines optimalen Designs rauszuholen/zu ermitteln. Die erste Version wird 2015 erwartet - erste Beispielfälle werden bereits untersucht.

Kunden erleben Produktivitätsgewinne mit Star-CCM+ v9.04

CD-adapco gab die Veröffentlichung von Star-CCM+ v9.04 bekannt, der zweiten Veröffentlichung des führenden Simulationstools im Jahr 2014. Die Kunden werden insgesamt eine Verringerung der Zeit bis zur Bereitstellung der Lösung und bedeutende Produktivitätsgewinne durch die Nutzung der Workflow-Verbesserungen erleben.

nung, des Parallel Meshing und der Optimierungsfunktionen von Star-CCM+ v9.04 verzeichnen können. Da neue physikalische Modelle hinzugefügt wurden, wird es den Benutzern ermöglicht, zunehmend realistischere CAE-Simulationen durchzuführen, die die Bedingungen in Echtzeit repräsentieren, unter denen ihre Produkte laufen.

„Auch bei Star-CCM+ v9.04 haben wir neue Modellierungsfunktionen, eine verbesserte und genauere realistische Darstellung sowie einen verbesserten Durchsatz ihrer Anwendungsergebnisse“, erklärte Senior VP des Produktmanagements, Jean-Claude Ercolanelli. „Bei der Entwicklung der Veröffentlichungen Star-CCM+ v9 lag der Fokus weiterhin darauf, große und komplexe Modelle einfacher, schneller und in kürzerer Zeit zu simulieren.“

Neue Funktionen wie das „Concurrent Per-Part Meshing“ erlauben es den Benutzern, das „Wrapping“ und „Meshing“ von komplexen, mehrteiligen Anordnungen auf mehrere parallele Prozessoren aufzuteilen; der Adjoint Solver Expression ermöglicht es den Benutzern, individuelle Kostenfunktionen auf repräsentativere Weise darzustellen; CAD-Robustheitsstudien ermöglichen den Benutzern, potenzielle Geometriefehler zu erkennen, die den Designprozess stören, sowie Optimierungsstudien; das DFBI (Dynamic Fluid Body Interaction) Contact Coupling ermöglicht es den Benutzern, den Kontakt und die Kollisionen zwischen sich bewegenden Körpern und Grenzen zu modellieren; neue Ebenen an realistischer Darstellung wurden der Volumendarstellungsfunktion hinzugefügt, um die Ergebnisse aussagekräftiger zu analysieren; ein neuer Field Function Editor wird deren Definition und Erstellung robuster

gestalten. Die neuen Funktionen und die Reichweite ihrer Vorteile werden im vollen Umfang im Unternehmensblog (www.cd-adapco.com/blog) dargestellt.

Partnerschaft im HPC

CD-adapco hat seine Zusammenarbeit mit dem High Performance Computing Center Stuttgart (HLRS) und Sicos BW GmbH bekanntgegeben. Ziele dieser Kooperation sind neben Benchmark-Projekten auch die beste Leistung und Skalierbarkeit von Star-CCM+ auf Petascale Computing Systems sicherzustellen. Star-CCM+ Berechnungen werden anfangs auf der 1.045 PetaFlop (113,000 cores) CRAY XE6 Maschine Hermit (www.hlrs.de/systems/platforms/cray-xe6-hermit/) durchgeführt und danach zukünftig auf dem 7 Petaflop Cray XC30 Hornet System, das noch in 2014 mit eingeführt werden soll.

„Wir bemerken einen jährlichen Anstieg an Rechenleistung, der unseren Kunden zur Verfügung steht“, sagt CD-adapco Senior VP Product Management, Jean-Claude Ercolanelli. „Ziel dieses Projektes ist es, die Herausforderungen im Bereich Berechnung und Simulation auf den Clustern von morgen besser zu verstehen und sicherzustellen, dass Star-CCM+ auch zukünftig gerüstet ist, optimal auf die Bedürfnisse unserer Kunden einzugehen.“

„Die Durchführung von CFD-Berechnungen auf Petascale Systemen weist eine Anzahl interessanter Schwierigkeiten auf“, fügt Uwe Küster, Numerical Methods & Libraries von HLRS zu. „Nur die Simulationen rechnen zu lassen, ist nur die halbe Miete. Deshalb werden auch Aspekte wie Datenmanagement, Gittergenerierung und Visualisierung der Ergebnisse untersucht werden.“

Wir sind daran interessiert, inwiefern Cluster, sprich solche wie Hermit, eingesetzt werden können, um tatsächliche ingenieurtechnische Probleme zu lösen.“

www.cd-adapco.com

DASSAULT SIMULIA

Dassault übernimmt Simpack

Dassault Systèmes übernimmt den Technologieführer im Bereich Mehrkörpersimulation Simpack. Damit erweitert Dassault sein Simulia Portfolio an realistischen Multiphysik-Simulationstechnologien um Mehrkörper-Mechatroniksysteme, von der virtuellen Konzeptvalidierung bis hin zum Echtzeiterlebnis.

Rückblick: Deutsche Simulia-Konferenz

Es herrschte allgemeiner Konsens bei den Teilnehmern: Dresden war eine Reise wert, nicht nur wegen des beeindruckenden Stadtbildes, sondern vor allem wegen der Deutschen Simulia-Konferenz, die am 25. und 26. September im Congress Center Dresden stattfand. Die rund 135 Teilnehmer erlebten ein dichtgepacktes Vortragsprogramm. Neben Keynote Vorträgen von den Firmen adidas, Airbus und Federal Mogul warteten rund 30 weitere Kundenvorträge aus Industrie und Forschung auf die Teilnehmer. Dabei fiel auf, wie verbreitet mittlerweile Optimierungswerkzeuge Einzug in die Berechnungsabteilungen erhalten haben. Vorträge von Mitarbeitern von Simulia zu Produktneuheiten rundeten die Vorträge ab. Premiere auf einer Simulia-Konferenz feierte die jüngste Simulia Neuerwerbung Simpack. Neben einem Überblicksvortrag über das Produktportfolio von Simpack konnten die Teilnehmer



CAEJobsite.com
The NAFEMS online jobsite for CAE Engineers



NAFEMS Member?
Advertise for FREE!

an einen Fahrsimulator Simpack-Technologie hautnah und live erleben. Die Pausen (mit schönem Blick auf die Elbe) nutzten die Teilnehmer zu einem Besuch der begleitenden Ausstellung und zu Fachgesprächen mit anderen Anwendern und mit Mitarbeitern von Simulia. Die Fachgespräche fanden ihre Fortsetzung auf der Abendveranstaltung im neuen Fußballstadion von Dynamo Dresden. Wobei jedoch davon auszugehen ist, dass in einem derartigen Umfeld und im Lande des Fußballweltmeisters Fachgespräche nicht nur über Strukturmechanik geführt wurden.

Extended Token Lizenzierung für akademische Kunden

Flexible Lizenzierung nun auch für akademische Kunden verfügbar – die neuen Extended Token, mit denen Sie flexibel auf das Simulia-Portfolio zugreifen können:

- Abaqus (lineare und nichtlineare Finite-Elemente Analysen)
- fe-safe (Lebensdauerberechnung)
- Isight (Prozessautomatisierung und Parameteroptimierung)
- Tosca (Form- und Topologieoptimierung)

Dieses erweiterte Token Konzept haben wir nun auch in unsere Angebote für die akademische Welt übernommen. Sowohl die Forschungslizenzen als auch die speziell für die studentische Ausbildung entwickelten Lehrlizenzen können nun in der Extended Token Variante lizenziert werden. Als zusätzliches Bonbon wurde in den Lehrlizenzen das Knotenlimit für die Modellgröße stark erhöht.

Details zu unserem akademischen Angebot finden Sie auch auf unseren Internetseiten unter: www.3ds.com/products-services/simulia/academics/

www.3ds.com

DYNAMORE

BMBF-Förderung für Verbundprojekt eEgO

- siehe auch ASC(S) - Das Bundesministerium für Bildung und Forschung hat beschlossen, das Forschungsprojekt eEgO - Effiziente Ersatzmodell gestützte Optimierung für die Craschauslegung im Fahrzeugentwicklungsprozess - im Rahmen der Förderinitiative KMU-innovativ zu fördern. Bei dem Projekt unter der Koordination und fachlichen Beteiligung des asc(s) e.V. handelt es sich um ein Verbundprojekt mit den weiteren Verbundpartnern divi intelligent solutions GmbH, Scale GmbH, GNS mbH, der Bergischen Universität Wuppertal sowie der Technischen Universität München. Ziel des Projektes ist die Erforschung und Entwicklung neuer Softwareanwendungen zur Reduzierung der Antwortzeiten bei der Strukturoptimierung von crash-relevanten Bauteilen.

Durch die Verwendung von physikalischen und mathematischen Ersatzmodellen sollen die bislang weder wirtschaftlichen noch praktikablen Antwortzeiten in der Strukturoptimierung reduziert werden und der Einsatz im Fahrzeugentwicklungsprozess ermöglicht werden. Hierzu werden im Projektvorhaben eEgO neue Verfahren, Methoden und Softwaretools entwickelt, um geeignete Ersatzmodelle (teil-)automatisiert ableiten und Sie in einer neuen Optimierungsumgebung anwenden zu können. Ziel ist eine deutliche Effizienzsteigerung der Strukturoptimierung. Das Projekt mit einer Laufzeit von 3 Jahren hat am 1. September 2014 begonnen. Als Berater und Inputgeber beteiligen sich die assoziierten Partner Adam Opel AG, AUDI AG, Benteler Automobiltechnik GmbH, BMW AG, Dassault Systèmes / SFE GmbH, Daimler AG, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Robert Bosch GmbH und Volkswagen Osnabrück GmbH.

www.dynamore.de

ESI

Aerocampus Aquitaine setzt IC.IDO für Virtual Reality ein

Die ESI Group gab bekannt, dass Aerocampus Aquitaine ESIs Virtual Reality-Lösung IC.IDO einsetzt. Die in Bordeaux, Europas größtem Standort für Luft- und Raumfahrtunternehmen, beheimatete Aerocampus Aquitaine verfügt nun über eine Virtual Reality Powerwall, die mit ESIs Virtual Reality-Lösung IC.IDO betrieben wird. Diese Initiative bietet neue Perspektiven für die Fachausbildung, indem neueste Visualisierungstechnologien eingesetzt werden, um ein immersives Erlebnis und größere Interaktivität zu bieten sowie die teamorientierte Zusammenarbeit zu fördern.

Die 2011 gegründete Aerocampus Aquitaine hat sich das Ziel gesetzt, Europas größter Anbieter von Hochschul- sowie Fachausbildung im Bereich Wartung für Luft- und Raumfahrt zu werden. Die Gesellschaft ist tief im lokalen wirtschaftlichen Umfeld verwurzelt und pflegt partnerschaftliche Beziehungen zu den größten Aero-Unternehmen der Region. 19 Expertenfirmen haben 2012 den Aerocampus-Cluster mit dem Ziel gegründet, dem Bedarf der Luft- und Raumfahrtindustrie nach Fachausbildung für alle Aufgabenstellungen vorausschauend gerecht zu werden – von der Wartung und Reparatur bis hin zur Herstellung von Composites, Schweißanwendungen, der Herstellung moderner Werkstoffe und Beschichtungen sowie fortgeschrittenen Montagetechniken.

Im Rahmen der Paris Air Show 2013 haben Aerocampus Aquitaine, das Ingenieurbüro P3 ingénieurs, Immersion als führender europäischer Anbieter für immersive 3D Technologien, das Bordeaux Luftfahrtwartungsinstitut IMA, das Bordeaux Technowest Technologiezentrum sowie ESI France einen Konsortialvertrag unterschrieben, in dem sie sich dazu verpflichten, den ersten immersiven Virtual Reality-Raum in Frankreich zu bauen, der

ausschließlich Schulungszwecken vorbehalten ist.

Der bei Aeroscampus Aquitaine realisierte Raum ist inzwischen in Betrieb genommen und verfügt über ein komplett ausgestattetes immersives Virtual Reality-System einschließlich Powerwall, polarisierten 3D-Brillen und Joystick. Er wird genutzt, um Studenten und Mechaniker in den spezifischen Wartungsmaßnahmen zu schulen.

Mit IC.IDO können Auszubildende nun in einer hochrealistischen immersiven Umgebung, in der es möglich ist, maßstabsgetreu und in Echtzeit zu interagieren, Wartungsarbeiten unter realistischen Bedingungen trainieren. Sie können je nach Bedarf – zentral oder dezentral – im Team zusammen arbeiten und profitieren dabei von der technischen Möglichkeit, sich auch mit anderen Virtual Reality-Systemen an anderen Standorten zu verbinden. So können zum Beispiel Schüler aus Toulouse sich virtuell mit ihren Mitschülern im neuen Aeroscampus Virtual Reality-Raum verbinden.

Durch die Nutzung von virtuellen Prototypen, anstatt traditionell verwendeter physischer Modelle, kann der Aeroscampus-Cluster gewährleisten, dass Geräte und Ausrüstungen stets auf dem neuesten Stand sind und kleinste Veränderungen an Flugzeugteilen oder Wartungsprozessen umgehend berücksichtigt werden.

„Virtual Reality ist eine fantastische Technologie, welche die denkbar interaktivste Schulerfahrung bietet. Durch diese neue Technologie macht Lernen nicht nur Spaß, sondern IC.IDO ermöglicht außerdem Versuche mit physikalischem Verhalten wie in der Praxis durchzuführen und Wartungsprozesse unter realen Bedingungen zu erproben, ohne teure Flugzeugteile bereitstellen zu müssen. Virtual Reality ist ideal, um mit den aktuellsten Schulungsdaten Schritt zu halten, da man schnell auf die häufigen Veränderungen an Teilen in der Luft- und Raufahrt reagieren kann.“ kommen-

tiert Jérôme Verschave, Managing Director, Aeroscampus Aquitaine.

Expliseat setzt ESIs Virtual Seat Solution ein, um den weltweit leichtesten Flugzeugsitz zu entwickeln

Die ESI Group gab bekannt, dass Expliseat die Zertifizierung für ihren revolutionären Titan-Flugzeugsitz erhalten hat, der mit Hilfe von ESIs Virtual Seat Solution entwickelt wurde. Die französische Firma Expliseat verfügt damit über den leichtesten Sitz, der jemals von der European Aviation Safety Agency (EASA) zertifiziert wurde. Der Titan-Sitz wurde dank eines hoch innovativen Entwicklungs- und Herstellungsprozesses in Rekordzeit entwickelt. Expliseat setzte ESIs Virtual Seat Solution ein, um Sitzprototypen komplett virtuell zu entwickeln und zu testen. Dabei konnten mühelos umfangreiche Iterationen zur Produktoptimierung durchgeführt werden, ohne zahlreiche (und kostspielige) reale Prototypen bauen zu müssen. „Virtual Prototyping ermöglicht es mittelständischen Unternehmen, bei minimalem Kapitaleinsatz die vorindustrielle Phase ihrer Produkte zu verkürzen,“ erklärt Fouad El-Khaldi, Industry Strategy & Innovation General Manager, ESI Group.

Virtual Seat Solution ist eine speziell für die Entwicklung, Herstellung und Optimierung von Sitzen entwickelte Softwarelösung. Sie berücksichtigt das physikalische Verhalten von Materialien und ermöglicht die virtuelle Vorab-Zertifizierung eines Sitzes, bevor der echte Sitz final getestet wird.

Dank Virtual Seat Solution konnte Expliseat neue patentierte Technologien entwickeln und testen, um Stöße und Erschütterungen, die Passagiere während des Fluges spüren, zu reduzieren und so den Komfort zu verbessern. „Virtual Prototyping ist ein bewährter industrieller Ansatz, um den Herstellungsprozess und die Eigenschaften eines innovativen Produktes vorab zu zertifizieren, wie bspw. unseren Titan-Sitz. Unsere Erfahrung, mit ESIs Virtual Seat Solution, bestätigt die Effizienz dieser Lösung,

Innovationen zu beschleunigen. Virtual Seat Solution half uns, die gewöhnlich für die Entwicklung innovativer Produkte benötigte Entwicklungszeit drastisch zu reduzieren und den Wert unseres Unternehmens in Rekordzeit zu steigern!“ erklärt Vincent Tejedor, CTO von Expliseat.

Der neue, für den Airbus 320 und die Boeing 737 verfügbare Titan-Sitz von Expliseat erfüllt die zahlreichen Anforderungen an einen Sitz der Economy-Class: geringes Gewicht, klares und elegantes Design, exzellente Ergonomie sowie einfache Personalisierung, Sicherheit und Lebensdauer.

www.esi-group.com

GRANTA DESIGN

Automobil-Konsortium AutoMatIC

Granta Design hat im Vorfeld des ersten Treffens am 23. Oktober bei PSA Peugeot Citroën in Paris, die Gründungsmitglieder des neuen Automotive Material Intelligence Consortium (AutoMatIC) bekannt gegeben. Am ersten internationalen, gemeinschaftlichen Projekt des Konsortiums werden die Unternehmen General Motors, Jaguar Land Rover, KSPG AG und PSA teilnehmen. Das Konsortium widmet sich den Materialherausforderungen im Zusammenhang mit Leichtbau, Emissionsreduzierung und Zuliefererisiken sowie der Integration von Werkstoffinformationen in Design-, Simulations- und PLM-Strategien. Die erste Dreijahresphase wird weitere Hersteller und Zulieferer aus dem Automobil- und Nutzfahrzeugbereich zusammenbringen. Gemeinsam werden die Mitglieder die besten Methoden für die Nutzung von Werkstoffinformationen entwickeln. Die Schwerpunkte der Arbeiten liegen auf der Steigerung der Entwicklungsproduktivität, der Kostensenkung, der Verbesserung der Produkteigenschaften, der Senkung der Risiken im Zusammenhang mit Materialbeschaffung und gesetzli-

chen Vorgaben bei verbotenen Substanzen sowie auf der Maximierung der Rentabilität der Investitionen in Simulation und PLM. Das Projekt steht allen, an der Anwendung von Materialinformationstechnologie, interessierten Unternehmen aus den betreffenden Industrien offen. Weitere Informationen und die Möglichkeit zur Kontaktaufnahme finden Sie unter www.grantadesign.com/automatic/.

Material Data Management Consortium (MDMC) - Phase IV

Granta Design gab den Start der vierten Phase des Material Data Management Consortium (MDMC) bekannt. In dieser Phase konzentrieren sich die Mitglieder unter dem Titel "Managing data for maximum impact in material and product research and development" auf den Einfluss des Datenmanagements auf die Bereiche Material- und Produktentwicklung sowie Forschung. Die Bekanntmachung fand im Anschluss an das Augusttreffen des Konsortiums statt, das diesmal bei der United Technologies Corp. Niederlassung Pratt & Whitney, in East Hartford, CT stattfand. Darüber hinaus heißt das Konsortium GKN Aerospace als neuestes Mitglied willkommen.

www.grantadesign.com

HBM NCODE

PSA Peugeot Citroën setzt nCode ein

Personenkraftwagen sind im täglichen Einsatz hohen Kräften und rauen Betriebsbedingungen ausgesetzt. Alle Fahrzeugkomponenten und Teilsysteme müssen selbst auf schlechtesten Straßen und unter schwierigsten Bedingungen sicher und zuverlässig unterwegs sein. So stehen Automobilbauer tagtäglich vor der Herausforderung, Autos zu konstruieren, die über ihren gesamten Produktlebenszyklus allen denkbaren Einsatzfällen gerecht werden. Dies erfordert große Anstrengungen, wenn die Lebensdauer von Fahrzeugsystemen und -komponenten

vorhergesagt und geprüft werden soll, um Qualität zu verbessern, Ausfälle zu vermeiden und Garantiekosten zu senken. PSA Peugeot Citroën unterstützt diese Untersuchungen mit der im Rahmen seiner Entwicklungsprozesse zur Lebensdaueranalyse eingesetzten Software nCode DesignLife von HBM. PSA Peugeot Citroën ist ein weltweit führender Automobilhersteller mit den bekannten Marken Peugeot und Citroën. Mit Betriebsstätten in 150 Ländern steigert das Unternehmen aktiv seinen Absatz auf neuen, schnell wachsenden Märkten.

PSA Peugeot Citroën zeigt ein klares Bekenntnis zu Innovation auf den Gebieten Sicherheit und Umweltschutz, um Autos entwickeln und bauen zu können, die den hohen Anforderungen der Kunden von Peugeot und Citroën weltweit gerecht werden. Im Bereich "Calcul et Ingénierie Numérique" (CINM), in dem numerische Engineering-Werkzeuge eingesetzt werden, widmen sich mehrere Teams der Entwicklung von Methoden und der Berechnung und Validierung von Ergebnissen für Antriebsstrang und Aufhängung. In diesem Zusammenhang nutzen die PSA-Ingenieure auch nCode DesignLife für die Durchführung von Lebensdaueranalysen. Dank dieser Simulationen können die Teams die Lebensdauer auf Basis von Finite-Elemente-Analysen abschätzen, um Fragen wie "Wie lange wird es halten?" oder "Wird es den Test bestehen?" bereits zu beantworten, bevor der erste Prototyp gebaut ist.

Neue Materialien in der nCode Premium-Materialdatenbank

Das Materialprüflabor „Advanced Materials Characterization & Test Facility (AMCT Facility)“ von HBM-nCode hat 8 neue Materialien zur Premium-Materialdatenbank hinzugefügt, die mit nCode 10 vorgestellt wurde. Die neuen Materialien umfassen: AA 5251-H22 Aluminium Alloy Longl, AA 5251-H22 Aluminium Alloy Trans, AISI 4145H Mod Steel, BS EN10025 Grade S355J2_12mm_Longl, BS EN10025 Grade S355J2_12mm_Trans, MgAl6Mn Magnesium Alloy,

SAE 8620H - As-rolled, Ti6Al4V – bar

www.ncode.com

IBM

DESY und IBM entwickeln Big-Data-Lösung für die Forschung

DESY und IBM haben eine Kooperation zur Entwicklung einer hochperformanten Big-Data-Speicherlösung für die Forschung geschlossen. DESY setzt dazu ein IBM Speichersystem ein, das große Datenmengen extrem schnell handhaben kann. Zu Spitzenzeiten sollen bis zu 20 Gigabyte pro Sekunde verarbeitet werden - das entspricht dem Inhalt von rund fünf einfachen DVDs. Die Daten entstehen an DESYs Forschungslichtquelle PETRA III. Ihr hochbrillantes Röntgenlicht liefert Wissenschaftlern einzigartige Einblicke in den Nanokosmos - von neuartigen Halbleitern über Katalysatormaterialien bis hin zu lebenden Zellen. Petra III ist ein 2,3 Kilometer langer Ringbeschleuniger, der elektrisch geladene Teilchen nahezu mit Lichtgeschwindigkeit durch spezielle magnetische Slalomstrecken schickt, um auf diese Weise intensive Röntgenstrahlung zu erzeugen.

Mehr als 2000 Forscher pro Jahr erkunden mit diesem Licht atomgenau die innere Struktur ihrer Proben, wobei enorme Datenmengen entstehen. „Ein typischer Detektor liefert heute einen Datenstrom von etwa fünf Gigabit pro Sekunde“, erläutert der Leiter der DESY-IT, Dr. Volker Gülzow. Das entspricht knapp einer CD-ROM pro Sekunde. „An Petra III steht aber nicht nur ein Detektor, sondern es gibt 14 Messstationen, die zurzeit auf 24 erweitert werden. Alle diese Daten müssen zuverlässig gespeichert und verarbeitet werden.“

Um diese Herausforderung zu meistern, entwickeln DESY und IBM Research eine Lösung auf Basis des IBM-Systems Software-Defined-Storage mit dem Codenamen Elas-

tic Storage (1). Diese nach oben skalierbare Lösung soll die bis zu 20 Gigabyte Daten, die pro Sekunde an den Petra-III-Messstationen erzeugt werden, speichern und für die Analyse vorhalten. So sollen Forscher schnelleren Zugang zu ihren Messdaten bekommen. DESY kann auf diese Weise Analysis-as-a-Service und Cloud-Dienste für die Nutzer seiner Anlagen aus aller Welt anbieten.

Die Skalierbarkeit des Systems soll auch bei künftigen Herausforderungen bei der Verarbeitung von Forschungsdaten helfen. Mit dem europäischen Röntgenlaser European XFEL bauen DESY und internationale Partner derzeit eine Forschungslichtquelle, die noch sehr viel mehr Daten produzieren wird als Petra III. „Wir erwarten vom European XFEL etwa 100 Petabyte pro Jahr, also 100 Millionen Gigabyte“, erläutert Gülzow. Das ist vergleichbar mit dem Datenvolumen des weltgrößten Teilchenbeschleunigers LHC (Large Hadron Collider) am europäischen Teilchenforschungszentrum CERN bei Genf.

www.ibm.com
www.desy.de

INSTAL

Instal-News erschienen

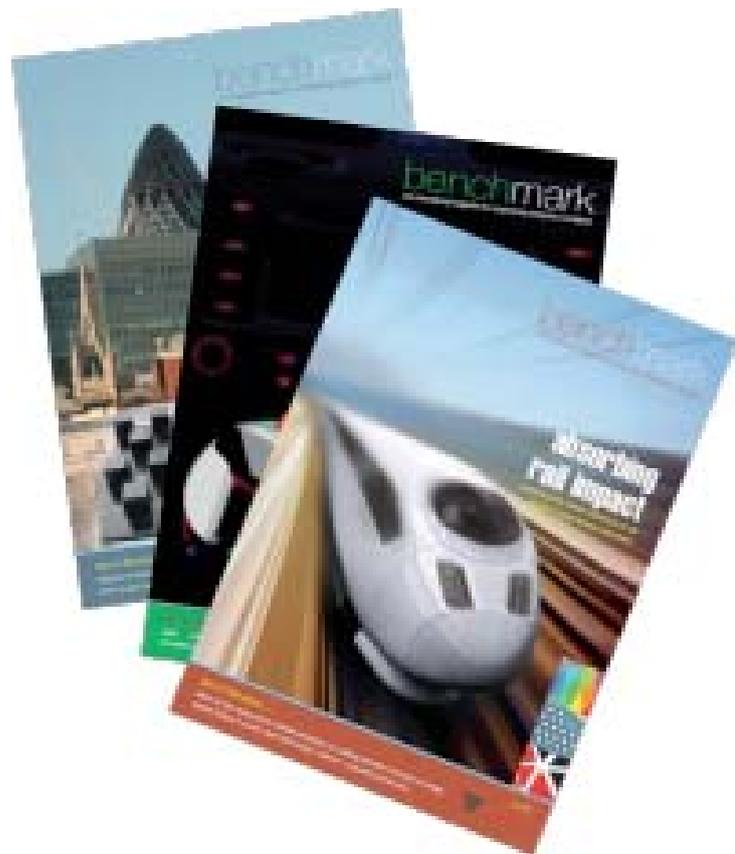
Die Ausgabe 10/2014 des Instal Newsletters ist vor kurzem erschienen.

www.instal-online.de

MSC SOFTWARE

Neue CAE-Software MSC Apex revolutioniert den Berechnungsprozess

MSC Software hat mit MSC Apex die neue Computer Aided Engineering (CAE)-Plattform der nächsten Generation vorgestellt. MSC Apex ist das weltweit erste auf Computational Parts basierende CAE-System und wird als Plattform für ein breites physikalisches Spektrum und viele



‚benchmark‘, the industry respected magazine, is the only truly independent publication geared towards the analysis and simulation community.

Published quarterly by NAFEMS, benchmark includes submissions and news from all areas of engineering simulation throughout the globe.

Respected industry-wide as the only truly independent publication focusing specifically on analysis and simulation, benchmark has been published since 1987, and has a controlled circulation of NAFEMS members and subscribers. Articles span all areas of simulation from FEA to CFD, encompassing all industries from aerospace to bio-medical engineering.

NAFEMS Members can access an archive of published articles here. Details of how to submit articles and advertise in the magazine are also available at www.nafems.org/publications/benchmark/

Subscribe now!

zukünftige Anwendungen von MSC dienen. MSC Apex wird die Arbeitsweise von Ingenieuren ändern, da sich die Zeit für CAE-Modellierung und aufwendige Entwicklungsprozesse von Tagen auf wenige Stunden reduziert. Die Plattform liefert in der ersten Version innovative Technologien zur Geometriaufbereitung und Vernetzung.

„Die Arbeitsmuster, die vor mehr als 30 Jahren für die Simulation entwickelt wurden, haben sich nicht weiterentwickelt. Sie können nicht mit den heutigen Herausforderungen der Industrie Schritt halten“, kommentiert Dominic Gallelo, President & CEO von MSC. „Wir haben den Prozess überarbeitet und viele Möglichkeiten gefunden, wie Ingenieure und Berechnungsexperten die Produktivität verbessern können. Unser Team hat einen neuen Weg gefunden, wie Geometriemodellierung, Gleichungslösung und Aufbereitung der Ergebnisse interagieren können. Preprozessing, Solver und Postprozessing werden neu zueinander in Beziehung gebracht. Der Weg geht weg von einem seriellen Prozess hin zu einem interaktiven Prozess. Das alles basiert auf einer neuen Ansicht auf Komponenten und Baugruppen.“

MSC Apex ist eine neu programmierte, vollständig integrierte und generative Simulationsumgebung:

- Paradigmenwechsel weg vom klassischen Ansatz „Pre-Solve-Post“ mit isolierten Insellösungen.
- Durchgängiger Simulationsprozess mit voller Assoziativität zwischen Geometrie- und Simulationsdaten.
- Berücksichtigung des generativen Verhaltens, um die Konsistenz der Modelle und Daten zu garantieren. Das bedeutet, ändert der Anwender ein Geometriefeature, ändert sich das gesamte Modell inklusive Netz, aufgebracht Lasten und Analyse-daten entsprechend mit.

MSC Apex bietet Funktionen zur direkten CAE-spezifischen Modellierung und Vernetzung:

- Der Prozess vom CAD-Modell zum fertigen Netz wird um einen Faktor von bis zu 50 beschleunigt.

- Die Geometrie von CAD-Modellen muss für die Simulation aufbereitet werden. Die Bereinigung der Geometrie und Validierung des Netzes sind oft mühsam, fehleranfällig und dauern sehr lange. MSC Apex bietet für diesen aufwendigen Prozess ein komplettes Set an Werkzeugen, die die Vernetzung und Geometriaufbereitung schnell und einfach machen.

MSC Apex verfügt über integrierte Solver-Methoden:

- Integrierte Solver-Methoden erlauben es Anwendern, Teile und Subsystem-Modelle interaktiv zu validieren. Daraus ergeben sich bei der Modellerstellung bis zu 10-fache Produktivitätsgewinne.
- Das traditionelle Verfahren zur Validierung eines Finite-Elemente (FE)-Modells ist iterativ und zeitaufwendig. Häufig müssen Rechnungen von vorn gestartet und Fehlermeldungen interpretiert werden. Dank des generativen Verhaltens von MSC Apex können sich Anwender von diesem alten „Pre-Solve-Post“-Paradigma befreien. Modelle werden schrittweise validiert und viele zeitraubende Iterationen entfallen.

MSC Apex ist das weltweit erste auf „Computational Parts“ basierende CAE-System:

- Computational Parts sind mathematische Modelle, die das Verhalten eines Bauteils unabhängig von den anderen Teilen in einer Baugruppe darstellen. Anwender müssen daher mit der Validierung einzelner Teile nicht mehr bis zur Validierungsphase der gesamten Baugruppe warten. In der gleichen Zeit können sehr viel mehr Konzept- und Variantenstudien durchgeführt werden.
- Computational Parts können beliebig ausgetauscht und zusammengesetzt werden. Dabei können individuelle Sicherheitsstufen definiert werden, die geistiges Eigentum schützen. Das garantiert eine reibungslose Zusammenarbeit nicht nur in einem Team, sondern entlang der gesamten Lieferkette.

MSC Apex ist kompatibel mit Patran und MSC Nastran:

- MSC Apex unterstützt den In-

dustriestandard .bdf, um Daten zu importieren und zu exportieren. Das macht die Migration und Integration der Software in bestehende Prozessketten mit Patran und MSC Nastran sehr einfach.

- Zukünftige Versionen werden weitere Produkte unterstützen.

MSC Apex bietet eine einzigartige, benutzerfreundliche Arbeitsumgebung, die auch von Nicht-CAE-Experten in nur einem Tag gelernt werden kann. Die intuitiv gestaltete Oberfläche enthält viele Tutorials, Schritt-für-Schritt-Anleitungen und eine Mausführung, die es Anwendern einfach machen, schnell produktiv mit der Software zu arbeiten.

Mehr Informationen und Testversionen über die neue Software:

www.mscape.com.

Adams 2014 vereint Mehrkörperdynamik und nichtlineare FEA

MSC Software gab die Veröffentlichung der neuen Version Adams 2014 bekannt. Adams ist eine Mehrkörpersimulation (MKS)-Lösung für die Analyse mechanischer Systeme und Komponenten. Die neue Version integriert MKS und Finite-Elemente-Analysen (FEA) mit der Einführung einer neuen, nativen nichtlinearen Bauteil-Modellierung und durch die Möglichkeit der Co-Simulation zwischen Adams und der nichtlinearen FEA-Lösung Marc. Zudem wurden die Lösungen für den Maschinenbau und die Automobilindustrie erweitert. Mit Adams/Machinery ist es jetzt auch möglich, kurvengesteuerte Systeme wie Nocken-, Kurvenscheiben- und Schleppebelantriebe zu berechnen. Adams/Car wurde um die Analysen von verschiedenen Überschlagsszenarien bereichert.

Neue Version Marc 2014 für nichtlineare Simulationen

MSC Software hat die neue Version Marc 2014 bekannt gegeben. Marc ist eine Lösung für die implizite nichtlineare Finite Elemente Analyse (FEA). Zusammen mit dem Pre- und Postprozessor Mentat eignet sich Marc für fortgeschrittene nichtlineare Strukturanalysen, Kontakt, komplexe Materialmodelle

und multiphysikalische Analysen. Zu den wichtigsten Neuerungen zählen Funktionen für die genaue Vorhersage von Rissausbreitung, ein verbesserter nichtlinearer Kontakt, ein Kavität-Modell für die Beschreibung inkompressibler Flüssigkeiten sowie die vereinfachte Modellierung bei elektromagnetischen Problemstellungen.

www.mscsoftware.com

NVIDIA

Nvidia stärkt PR- und Social-Media-Bereich

Christian Beer hat am 1. September 2014 die Position des PR-Managers für die Regionen Deutschland, Österreich und Schweiz (DACH) bei Nvidia übernommen. Beer kommt von ProSiebenSat.1 Games, dem drittgrößten Publisher für Free-to-Play Games in Europa. Dort leitete er das internationale PR-Team. Zuvor verantwortete der PR-Fachmann über sechseinhalb Jahre die Öffentlichkeitsarbeit von Blizzard Entertainment (ActivisionBlizzard) im deutschsprachigen Raum sowie Osteuropa. „Nvidia ist mit seinen einzigartigen Gaming-Technologien ein Treiber der Branche. Es ist fantastisch, mit welcher Hingabe dieses Unternehmen seit Jahren Innovationen vorantreibt – und das weit über den Gaming-Sektor hinaus etwa in den Bereichen High-Performance Computing, Machine Learning und Automotive“, sagt Beer. Die bisherige PR-Managerin, Susanna Tatár, verantwortet ab 1. September die Koordination der Social-Media-Aktivitäten von Nvidia in Europa, dem Mittleren Osten, Afrika und Indien (EMEA). Dies trägt der stetig steigenden Relevanz von Social Media und der dementsprechend breiter aufgestellten Kommunikationsstrategie des Unternehmens Rechnung. Tatár zeichnete in den vergangenen vier Jahren als PR-Managerin für die Regionen DACH sowie Ungarn verantwortlich und baute parallel den Social-Media-Bereich des Visual-Computing-Spezialisten in Emeai mit auf.

VMware, Nvidia und Google

Auf der VMworld 2014 haben VMware, Nvidia und Google eine Zusammenarbeit angekündigt, um auf Google-Chromebooks leistungsstarke virtuelle Desktops und Workstation-ähnliche Grafik zu verwirklichen. Eine Technologie-Vorschau zeigt die nächste Generation von ultraschnellem VMware Blast und der Nvidia-GRID-vGPU-Technologie, die zusammen den anspruchsvollsten Kundenbedürfnissen gerecht werden. Der gemeinsame Ansatz erweitert die Hardware-Möglichkeiten bei virtuellen High-Performance-Desktops und lässt Kunden die Freiheit bei der Wahl ihrer Systeme, ohne dass sie Kompromisse eingehen müssen. „Wir überwinden traditionelle Grenzen bei virtuellen Desktops und bieten eine neue Ökonomie für die Bereitstellung von grafikintensiven Applikationen durch die Leistungsfähigkeit der Cloud“, sagt Sanjay Poonen, Executive Vice President und General Manager, End-User Computing bei VMware. „Einrichtungen aller Industrien und mit jeglichen Anforderungen können bald eine mobile Cloud-Lösung von drei erprobten Marktführern nutzen, die eine völlig neue Arbeitsweise ermöglicht.“ Die gemeinsame Lösung optimiert messbar die Leistung virtueller Grafikanwendungen. Nvidia GRID ist die fortschrittlichste Technologie, wenn es um das Aufteilen von GPU-Beschleunigung zwischen mehreren virtuellen Desktops geht. In Verbindung mit VMware Horizon im Rechenzentrum optimiert die Lösung die Grafik- und CPU-Nutzung, so dass mehr Desktops und Applikationen auf einem einzelnen Server installiert werden können.

Die VMware-Blast-Performance-Technologie im Rechenzentrum und in den Firmwares der Chromebooks wird ein großartiges Nutzererlebnis durch grafikintensive Applikationen mit hoher Qualität und einer bis 50 Prozent längeren Akkulaufzeit bieten dank der exklusiven Nvidia-Tegra-Dekodierungstechnologien. Anwendungen mit hohen Grafikanforderungen wie Adobe Illustrator CC, Autodesk AutoCAD und Produktivitäts-Appli-

kationen wie Microsoft Office laufen komplett flüssig. Chromebooks mit Nvidia Tegra K1, wie das Acer Chromebook 13, sind unter den Geräten, die von der zukünftigen Technologie profitieren. „Diese Partnerschaft wird Kunden die komplette Leistung, Stabilität und Kompatibilität von Nvidia-beschleunigter Grafik gepaart mit der Flexibilität, Mobilität und Sicherheit einer virtuellen Umgebung bieten“, sagt Jeff Brown, Vice President und General Manager, Professional Solutions Business bei Nvidia.

„Chromebooks wurden designt, um einen neuen Ansatz bei Problemen zu bieten, die viele traditionelle Computer haben“, sagt Caesar Sengupta, Vice President of Product Management bei Google. „Wir freuen uns über die Bedeutung dieser Partnerschaft für unsere Kunden und was sie ihnen ermöglicht. Stellen Sie sich Hersteller vor, die komplexe 3D-Modelle erschaffen und diese mit Ingenieuren rund um den Globus teilen. Oder Physiker, die medizinische Bilder mit der Allgemeinheit teilen können und nicht mehr an High-End-Workstations gebunden sind.“ Interessierte Kunden, die VMware-Produkte mit Nvidia GRID vGPU kennenlernen möchten, können sich ab sofort unter www.nvidia.com/grid-vmware-vgpu für das „Early Access“-Programm registrieren, das für ausgewählte Nvidia- und VMware-Kunden im vierten Quartal 2014 bereit steht.

www.nvidia.com

INTES

Neue Permas Version 15

Für die FEM-Berechnungssoftware Permas und den zugehörigen Pre- und Postprozessor VisPER wurden von Intes nach zweijähriger Entwicklungsarbeit die neuen Programmversionen Permas V15 und VisPER V4 freigegeben und an die Kunden ausgeliefert.

Unter den zahlreichen Erweiterungen und Verbesserungen sind vor

allein die folgenden Ergebnisse herauszustreichen:

Bei der Berechnung des Bremsenquietschens wurde das erste Mal das Sampling als neue Funktion eingesetzt. Mehr als 7000 Varianten konnten in etwa 5 Stunden berechnet werden, um die Ursache für das mögliche Quietschen einiger Schwingungsmoden zu verstehen. Sampling ist ganz allgemein ein neues wesentliches Hilfsmittel, um das mechanische Verhalten eines Designs mit vielen verschiedenen Parametern zu untersuchen.

Die umfangreiche Reihe von Optimierungsmethoden in Permas wurde jetzt durch die nicht-parametrische Freiform-Optimierung erweitert. Damit können für komplexe Freiform-Geometrien Spannungen durch Homogenisierung minimiert werden oder das Gewicht unter Spannungsobergrenzen reduziert werden.

Die nichtlineare statische Analyse von Verbrennungsmotoren kann sehr zeitaufwändig sein. Wenn nicht alle möglichen nichtlinearen Effekte in einer Analyse berücksichtigt werden müssen, ergeben sich vielversprechende Potentiale zur Reduzierung der Rechenzeit. Dies wurde nun für Motormodelle mit Kontakt, nichtlinearer Zylinderkopfdichtung und temperaturabhängigem Material bei mehreren Temperaturwechseln realisiert. Ein großes Motormodell mit etwa 56 Millionen Freiheitsgraden zeigte damit einen Beschleunigungsfaktor von 10 verglichen mit der vorhergehenden Permas-Version, wobei auch die neueste Computer-Technologie mit Nvidia Tesla Graphikkarten eingesetzt wurde.

Seit den frühen Tagen der Topologie-Optimierung wird damit das große Versprechen verbunden, dass es eines Tages gelingt, mit diesem Verfahren direkt ein produzierfähiges Bauteil zu erreichen. Permas hat nun einen großen Schritt in Richtung auf diese Ziel getan. Durch die Verbindung einer voll auskonvergierten Lösung der Topologie-Optimierung

mit einem exzellenten Glätten der Oberfläche erreicht man ein Ergebnis, das unter den vorgegebenen Bedingungen einem fertigen Produkt sehr nahe kommt.

Bei der Kontaktanalyse sehr flexibler Teile kann nun auch Selbstkontakt berücksichtigt werden, wobei eine Bauteiloberfläche aufgrund nichtlinearer Verformungen mit sich selbst in Kontakt gerät, ohne dass man vorhersagen könnte, wo der Kontakt genau auftritt.

Die Teilstrukturtechnik ist eine Basistechnologie in Permas, die häufig zur Beherrschung komplexer Baugruppen vor allem bei dynamischen Analysen eingesetzt wird. VisPER verfügt nun über einen Assistenten, der die Anwender in einfacher und graphisch unterstützter Weise durch die erforderlichen Schritte beim Aufbau solcher Teilstrukturmodelle führt.

Insgesamt haben alle Funktionalitäten in Permas und VisPER, von der linearen und nichtlinearen Statik über NVH und Akustik bis hin zur Optimierung, von den Entwicklungen profitiert und bieten den Anwendern höhere Leistung bei erweiterter Funktionalität.

www.intes.de

ISKO ENGINEERS

ISKO und Simufact schließen Vertriebspartnerschaft

- siehe auch Simufact
ISKO engineers AG, Anbieter für CAE-Lösungen, und simufact engineering gmbh, Hersteller von Software zur Auslegung und Optimierung von Fertigungsprozessen mit Hilfe der Prozesssimulation, haben eine Vertriebspartnerschaft geschlossen.

Ab sofort unterstützt ISKO engineers den Partner Simufact beim Vertrieb der Softwareprodukte Simufact.forming und Simufact.welding in Deutschland, Österreich und der Schweiz (D/A/CH). Damit erweitert ISKO sein Softwareport-

folio von wirtschaftlichen Simulationen für die Industrie. Als Engineering-Dienstleister besitzt ISKO bereits fundierte Expertise mit Simulationsanwendungen und bringt diese in den Lösungsvertrieb ein.

„Wir sehen eine steigende Nachfrage für Simulationssoftware insbesondere in export-orientierten Ländern, die nach höchsten Qualitätsmaßstäben für den Weltmarkt produzieren. Und unser Heimatmarkt, die D/A/CH-Region, gehört zweifelsfrei dazu“, sagt Michael Wohlmuth, Geschäftsführer von Simufact. „Ich bin davon überzeugt, dass die Partnerschaft mit ISKO die Verbreitung unserer Produkte im deutschsprachigen Raum weiter beschleunigen wird.“

ISKO hat sich für die leistungsfähigen Produkte von Simufact entschieden, da diese ihr Produktportfolio optimal ergänzen und den Kunden neues Potenzial für höhere Prozesssicherheit, ein Mehr an Produktqualität sowie kürzere Time-to-market-Zyklen bieten. Die Simulationsexperten von ISKO haben sich in der Industrie vor allem in den Bereichen Nichtlineare Dynamik, Festigkeit und Akustik ein nachhaltiges Renommee erarbeitet und werden diese Erfahrungen und Marktkenntnisse in den Vertrieb und die Betreuung der Softwareprodukte Simufact.welding und Simufact.forming einbringen.

Ioannis Nitsopoulos, Leiter Business Development bei ISKO, erläutert: „Als Engineering-Dienstleister haben wir eine hervorragende Expertise in der Anwendung der CAE-Lösungen von Simufact. Von diesem Know-how profitieren nun unsere Software-Kunden durch kompetente Beratung in allen Fragestellungen der CAE-Implementierung und Anwendung.“ „Mit ISKO haben wir einen äußerst professionellen Partner gefunden, der vor seinem technischen Background unsere Produkte fachlich fundiert vertreten wird und auch die begleitenden Services mit hoher Qualität erbringen wird“, sagt Michael Wohlmuth.

www.isko-engineers.de

P+Z ENGINEERING

Spezieller Solver kombiniert Wärmeleitung und Strömung zur Simulation von thermischen Effekten und Fahrgastkomfort

Für die moderne Unternehmenswelt werden reale Versuche zunehmend unrentabel – zumal inzwischen Simulationen möglich sind, die den erreichbaren Erkenntnisgewinn aus praktischen Tests oft übersteigen. Ein Beispiel dafür ist der Solver Theseus-FE der P+Z Engineering GmbH zur exakten Berechnung von Klimatisierungs- und Thermomanagementfragen.

Da sich unter anderem Luft- und Bauteiltemperatur gegenseitig beeinflussen, betrachtet Theseus-FE Strahlungs-, Strömungs- und Wärmeleitungsprozesse an einem Bauteil als gekoppeltes System. Der Solver umfasst dazu verschiedenste Arten von thermischen Übertragungsvorgängen, mit denen die Hitzeentwicklung eines Motors ebenso untersucht werden kann wie die klimatischen Verhältnisse in einem Fahrzeug. Um die physikalischen Effekte von Wärmeleitung und Strömung, die sich mathematisch nur schlecht verbinden lassen, in Korrelation zu bringen, arbeitet die Software mit zwei unterschiedlichen Gleichungssystemen, die, während sie gelöst werden, miteinander kommunizieren.

Das Programm beinhaltet daneben verschiedene Tools, so etwa ein komplexes Menschenmodell, das von der Atmung bis hin zum Schwitzen reagiert lebensecht. Die notwendigen Basisdaten für die Modelle stammen entweder aus der unternehmenseigenen Datenbank oder direkt aus Messungen. Die Ergebnisse werden vom Programm

nicht nur für die Betrachtung der thermischen Verhältnisse übersichtlich aufbereitet, sondern können auch in Standardformaten ausgegeben und von anderen Systemen übernommen werden.

www.puz.de

PART ENGINEERING

S-Life Version 2.2.18 verfügbar

Die neue Version 2.2.18 von S-Life steht ab sofort zur Verfügung. S-Life ermöglicht die einfache Durchführung eines statischen Festigkeitsnachweises und eines Ermüdungsfestigkeitsnachweises für metallische Bauteile nach FKM-Richtlinie auf Basis von FEM-Ergebnissen. Als Ergebnis werden die Auslastungsgrade auf der Bauteiloberfläche als Konturplot dargestellt. Dies bringt einen erheblichen Mehrwert für Ihre FEM-Berechnung durch eine einfache und verlässliche Auswertung gemäß dem Stand der Technik. Neben Verbesserungen hinsichtlich der Geschwindigkeit haben wir in der neuen Version mit einer Schnittstelle zu NASTRAN (MSC und NX) das Spektrum der zukünftigen Anwender deutlich vergrößert.

www.part-gmbh.de

PDTEC

PDTEC und SSC-Services vereinbaren Zusammenarbeit

Die beiden mittelständischen IT-Unternehmen PDTEC AG aus Karlsruhe und SSC-Services GmbH aus Böblingen haben eine Zusammenarbeit vereinbart und bieten eine gemeinsame, cloud-basierte Lösung für den

effektiven Datenaustausch zwischen Automobilherstellern, Lieferanten und Engineering Dienstleistern an.

CAD Portal von PDTEC und SWANcloud von SSC ergänzen sich hervorragend zu einer durchgehenden Prozesskette, die mit einem automatisierten und effizienten Datenaustausch zu erheblichen Einsparungen führen kann und gleichzeitig durch den sicheren Ablauf wesentliche Qualitätsverbesserungen beim PDM und CAD-Datenaustausch mit sich bringt.

In der neuen, cloud-basierten Lösung können Kunden sehr einfach und schnell einen Datenaustauschprozess zwischen OEM und Dienstleister oder Zulieferer aufsetzen, da bereits wesentliche Komponenten vorkonfiguriert vorhanden sind. Die Anbindung an die OEM-spezifischen PDM-Systeme wie z.B. Smaragd, KVS, Prisma, oder TeamCenter werden von PDTECs CAD Portal standardmäßig unterstützt. SWAN sorgt für den schnellen und sicheren Datentransfer zwischen den Entwicklungspartnern. Die Entwicklungsprojekte werden so ohne großen Konfigurationsaufwand in der Cloud verwaltet und der Kunde kann sich auf die wesentlichen Inhalte - seine Entwicklungsleistung - konzentrieren.

„Viele Automobilzulieferer möchten den Datenaustausch und die damit verbundenen Aufwendungen und Supportleistungen am liebsten auslagern und an Spezialisten übergeben, die sich damit tagtäglich beschäftigen“ sagt Albrecht Pfaff, Vertriebsvorstand bei PDTEC. „Unser CAD Portal hat sich bereits bei mehreren großen Installationen bewährt und zeigt enorme Einsparungspotentiale im Datenaustausch



CAEJobsite.com
The NAFEMS online jobsite for CAE Engineers



NAFEMS Member?
Advertise for FREE!

mit internationalen OEMs auf. Wir beherrschen die Herausforderungen von großen Datenmengen, täglichen Updates und strukturierter Datenablage bei Einhaltung strikter Sicherheitsvorgaben durch die Auftraggeber. Diesen Service schnell und unkompliziert in Anspruch nehmen zu können ist ein wesentlicher Wettbewerbsvorteil, den unsere Kunden schätzen“, so Pfaff.

„Immer kürzere Entwicklungszyklen und stärkere internationale Vernetzung geben dem schnellen und zuverlässigen Datenaustausch ein rapide steigendes Gewicht in der Produktentstehung. Freikonfigurierbare Verarbeitungsschritte wie CAD Datenkonvertierung, Qualitätsprüfungen oder automatisierte Weiterverarbeitung innerhalb von SWAN garantieren schon heute die prozesskonforme, schnelle Bereitstellung der Daten. Die Integration von CAD Portal in die erfolgreiche SWANcloud Plattform ist der konsequente Schritt hin zu einem vollständig automatisierten, prozesssicheren Datenmanagement im komplexen Entwicklungskontext. Unsere Cloud-Lösung gibt zusätzlich die Flexibilität, die heute gefordert ist und ermöglicht unseren Kunden die Konzentration auf ihr Kerngeschäft.“ sagt Ralf Luithardt, Mitglied der Geschäftsleitung der SSC-Services.

www.pdtec.de

SIEMENS PLM SOFTWARE

NX 10: Flexibleres Konstruieren und bis zu dreimal höhere Produktivität

Die aktuelle Version der Software NX von Siemens, NX 10, bietet mit neuen Funktionen mehr Flexibilität bei der Produktentwicklung und sorgt für eine bis zu dreimal höhere Produktivität. Neue Tools, wie die Lösung für Konzeptentwicklung in 2D, machen es einfacher und schneller, Konstruktionen zu erstellen. Mit vielen Neuerungen in der Applikation NX Realize Shape, einer voll integrierten Umgebung

für Subdivision-Modellierung, ist es für Konstrukteure noch leichter, einzigartige Formdefinitionen zu erzeugen. Der neue, optionale Touch-Modus in der Benutzeroberfläche bietet erweiterten Zugriff auf alle Konstruktionsfunktionen von NX. Die enge Einbettung der Active Workspace-Umgebung, die neue Teamcenter-Lösung für das Product Lifecycle Management (PLM) von Siemens, verkürzt wesentlich die Zeit bei der Informationssuche. NX 10 enthält darüber hinaus zahlreiche weitere Verbesserungen über die gesamte Computer Aided Design, Manufacturing und Engineering (CAD/CAM/CAE)-Lösung hinweg.

„NX 10 ist ein weiterer Schritt zur Verbesserung der robusten Funktionalität und der anwenderfreundlichen Eigenschaften, die unsere Kunden dabei unterstützen, die ständig komplexer werdenden Produktkonstruktionen im Griff zu behalten“, sagt Jim Rusk, Senior Vice President Product Engineering Software bei Siemens PLM Software. „Die neuen und erweiterten Funktionen vereinfachen und beschleunigen die frühe Entwurfsphase, einen der wichtigsten Abschnitte in der Konstruktion. Die optimierte Benutzeroberfläche mit Touch-Modus und die enge Integration des Active Workspace machen NX 10 so vielseitig wie nie zuvor. Der Zugriff auf Produktdaten ist jederzeit und von überall aus möglich. Dieser einfachere Zugang verhilft unseren Kunden zu fundierten Entscheidungen, die zu besseren Produkten führen.“

Aufgrund der immer komplexeren Produkte ist 3D-Modellierung weltweit die bevorzugte Methode bei der Produktkonstruktion. In einigen Bereichen allerdings, wie beispielsweise im Maschinenbau oder bei komplexer Elektronik, ist es einfacher und schneller, die ersten Konstruktionskonzepte in 2D zu erstellen. Die neue Lösung für die Konzeptentwicklung in 2D ermöglicht es Konstrukteuren, Konzepte in 2D zu überprüfen. So gelingt es bis zu dreimal schneller, neue Konstruktionen zu erzeugen. Ist die Konstruktion komplett, lässt sie sich

unkompliziert in 3D umwandeln, um das Modell fertigzustellen.

Erweiterungen der Applikation NX Realize Shape bieten Konstrukteuren noch mehr Kontrolle über die Geometriemodellierung. Dadurch sind Produkte mit extrem anspruchsvollen Formgebungen oder komplexen Oberflächen möglich. Grundlage für NX Realize Shape ist die Subdivision-Modellierung. Dabei handelt es sich um einen mathematischen Ansatz, um 3D-Geometrien mit weichen, fließenden Formen zu erzeugen. Die Technologie kommt ursprünglich aus der Entertainment-Branche. Durch die nahtlose Integration in NX beschleunigt das Tool die Produktentwicklung, weil eine Vielzahl an Arbeitsschritten wegfallen, die beim Einsatz verschiedener Werkzeuge für Freiformkonstruktion und Entwicklung nötig wären.

Die neue Benutzeroberfläche mit optionalem Touch-Modus bei NX 10 bietet die Freiheit, NX auf Tablets mit Microsoft Windows Betriebssystem zu nutzen. Dadurch wird es wesentlich einfacher, NX immer dann einzusetzen, wenn es gebraucht wird, und zwar unabhängig vom Standort. Außerdem verbessert sich die Zusammenarbeit, und die Produktivität steigt. Die Kombination aus einfachem Zugang zu NX und einer direkten Einbettung in PLM durch Active Workspace, der innovativen Schnittstelle zur Teamcenter-Software von Siemens, verkürzt die Zeit bei der Suche nach relevanten Informationen, selbst in mehreren externen Datenquellen. Active Workspace kann von jedem Web-Browser eines beliebigen Gerätes von überall her aufgerufen werden.

NX 10 enthält außerdem zahlreiche Erweiterungen im Bereich CAD/CAM/CAE, unter anderem die neue NX-CAE-Multiphysik-Umgebung. Sie erleichtert die Integration von Simulationen wesentlich, indem zwei oder mehr Solver gekoppelt werden und so komplexe Simulationen schneller ablaufen. Die Multiphysik-Umgebung bietet eine konstante Oberfläche für die Durchführung von Simulationen. Dadurch

können Ingenieure unkompliziert zusammenhängende Lösungen auf denselben Netzelementen aufbauen und dabei gängige Elementtypen, Eigenschaften, Randbedingungen und Solver-Funktionen nutzen.

Die neuen branchenspezifischen Funktionen von NX CAM erlauben schnellere Programmierung und führen zu höherer Qualität bei der Teilefertigung. Neue Schnittstrategien mit dynamischer Justierung passen sich der Teilegeometrie an und verbessern so die Bearbeitung von Werkzeug- und Gesenk-Formhälften. Funktionen für die automatisierte Prüfprogrammierung bei NX Coordinate-Measuring Machines (CMM) machen den Einsatz von Product Manufacturing Information (PMI) möglich, Scanning-Pfade für die Prüfung zu erzeugen. Das beschleunigt den Prüfprozess wesentlich im Vergleich zur derzeit verfügbaren Touch-Point-Methode.

NX 10 bietet darüber hinaus neue Funktionen für die Konstruktion von Produktionslinien für die Automobilmontage. Mit der neuen Applikation für die Produktionslinienkonstruktion können Ingenieure Entwürfe von Fertigungsstraßen in NX konstruieren und visualisieren. Mit Teamcenter und der Tecnomatix-Software von Siemens lassen sich die Konstruktionen anschließend verwalten, der Produktionsprozess kann ausgewertet und optimiert werden. NX 10 ist ab Dezember verfügbar. Weitere Informationen zu den neuen Funktionen von NX 10 gibt es unter www.siemens.com/plm/nx10.

LMS Test.Lab Version 14

Siemens PLM Software bringt Version 14 seiner Software LMS Test.Lab auf den Markt. LMS Test.Lab ist eine komplette, integrierte Lösung für die testbasierte Entwicklung der Lebensdauer und des Schall- und Schwingungsverhaltens. Mit der Lösung können Daten in Hochgeschwindigkeit und über mehrere Kanäle erfasst werden. Gleichzeitig bietet die Lösung einen vollständigen Satz an Werkzeugen für Tests, Analyse und Berichterstellung. LMS Test.Lab erhöht mit weitaus effizien-

teren Tests die Produktivität und bietet auch mit weniger Prototypen zuverlässigere Ergebnisse.

Die neueste Version ermöglicht bessere Einblicke in Konstruktionen und detaillierte Problemanalysen. Datenanalysen in Echtzeit beschleunigen den Testablauf und liefern ein aussagekräftiges, aktuelles Bild der Testdaten. Dank der erweiterten Funktionen der neuen Version LMS Test.Lab 14 liegen Daten für Tests in den Bereichen Akustik, Strukturdynamik, rotierende Maschinen und Betriebsfestigkeit sowie für Tests unter verschiedenen Umgebungseinflüssen und die Datenverwaltung schneller, umfassender und detaillierter vor.

www.siemens.com/plm

SILICON GRAPHICS

SGI stellt wieder einen Performance Weltrekord auf

Im Rahmen der Erweiterung ihrer Kapazitäten hat sich die britische Universität für die SGI ICE X mit den jüngsten Intel Xeon E5-2600 v3 Prozessoren entschieden. Mit dem neuen System konnte das Institut Performance, Effizienz und Sicherheit seiner HPC Services erheblich steigern. Vor allem extrem komplexe Simulationen und Analysen lassen sich nun deutlich schneller durchführen. So zum Beispiel bei Sparkle, einer direkt numerischen Simulation (DNS) für Strömungsanalysen inkompressibler Flüssigkeiten. Die Forscher konnten nahezu eine Verdopplung der Performance im Vergleich zum Vorgänger-System erzielen. SGI bietet die neuen Intel Xeon E5-2600 v3 Prozessoren sowohl für die SGI ICE X und SGI InfiniteData Cluster als auch für die SGI Rackable Server an.

Schnellster und leistungsstärkster Supercomputer

Dies wurde bei einem Graph 500-Benchmark-Test an der japanischen Kyushu-Universität eindrucksvoll bestätigt. Die SGI UV erreichte einen Wert von über 130

Gtaps und ist damit das erste Single-Node-SMP-System, das die Marke von 100 Gtaps übersteigt. Zudem hat sich bei diesem Performance-Weltrekord auch gezeigt, dass die SGI UV 2000 gegenüber Systemen mit gleicher Leistungsfähigkeit eine niedrigeren Energieverbrauchswert aufweist. Der Graph 500-Benchmark-Test misst die Leistung von Supercomputern bei der Verarbeitung großer Datenmengen. Durchgeführt wurde er vom Institute of Mathematics for Industry (IMI) und dem Institute of Statistical Mathematics (ISM) an der Kyushu-Universität gemeinsam mit SGI Japan.

www.sgi.com

SIMUFACT ENGINEERING

Simufact lobt Scientific Publication Award aus

Simufact Engineering lobt ab sofort den „Simufact Scientific Publication Award“ aus. Mit diesem Award prämiiert Simufact besonders praxisrelevante wissenschaftliche Veröffentlichungen zu Forschungs- und Entwicklungsprojekten, in denen Simufact-Software eingesetzt wurde.

„Wir verstehen uns als Bindeglied zwischen akademischer Entwicklung und industrieller Anwendung“, sagt Dr. Ralph Bernhard, Director Research & Innovation bei Simufact. „Von besonderer Bedeutung sind daher wissenschaftliche Arbeiten, die sich mit konkreten Problemstellungen beschäftigen und praxisnahe Lösungsansätze aufzeigen – genau solche Arbeiten wollen wir fördern“, so Bernhard. „Strategische und langfristig relevante Themen aus Forschung und Entwicklung setzen wir in der Entwicklung unserer Simulationssoftware für Fertigungsprozesse um. Umgekehrt werden Anforderungen und Erkenntnisse aus der Industrie in die Forschungsarbeit implementiert.“

Der mit 1.000 Euro dotierte Preis wird künftig jährlich bei der Simufact-Anwenderkonferenz Round Table Simulating Manufacturing in

Deutschland verliehen, erstmalig im Mai 2015. Den Erst- und Zweitplatzierten gibt Simufact zudem die Möglichkeit, Ihre Ergebnisse den Teilnehmern des RoundTable vorzustellen. Einsendeschluss für die Bewerbung um den Simufact Scientific Publication Award 2015 ist der 28. Februar 2015.

MSC Software ist neuer Vertriebspartner in Japan

Simufact Engineering und MSC Software (MSC) haben eine Partnerschaft für den Vertrieb von Simufact-Softwarelösungen in Japan geschlossen. MSC ist neben Simufact's langjährigem Partner NTT Data Engineering Systems Corporation (NDES) der zweite Reseller von Simufact-Software in Japan. Simufact arbeitet bereits seit seiner Gründung 1995 intensiv mit MSC zusammen: Von Anfang an setzt Simufact bei der Solvetechnologie, die den Kern der Simulationssoftware ausmacht, auf Solver von MSC.

ISKO und Simufact schließen Vertriebspartnerschaft

- siehe auch ISKO engineers - ISKO engineers AG, Anbieter für CAE-Lösungen, und simufact engineering gmbh, Hersteller von Software zur Auslegung und Optimierung von Fertigungsprozessen mit Hilfe der Prozesssimulation, haben eine Vertriebspartnerschaft geschlossen. Ab sofort unterstützt ISKO engineers den Partner Simufact beim Vertrieb der Softwareprodukte Simufact.forming und Simufact.welding in Deutschland, Österreich und der Schweiz (D/A/CH). Damit erweitert ISKO sein Softwareportfolio von wirtschaftlichen Simulationslösungen für die Industrie. Als Engineering-Dienstleister besitzt ISKO bereits fundierte Expertise mit Simulationsanwendungen und bringt diese in den Lösungsvertrieb ein. „Wir sehen eine steigende Nachfrage für Simulationssoftware insbesondere in export-orientierten Ländern, die nach höchsten Qualitätsmaßstäben für den Weltmarkt produzieren. Und unser Heimatmarkt, die D/A/CH-Region, gehört zweifelsfrei dazu“, sagt Michael

Wohlmuth, Geschäftsführer von Simufact. „Ich bin davon überzeugt, dass die Partnerschaft mit ISKO die Verbreitung unserer Produkte im deutschsprachigen Raum weiter beschleunigen wird.“

ISKO hat sich für die leistungsfähigen Produkte von Simufact entschieden, da diese ihr Produktportfolio optimal ergänzen und den Kunden neues Potenzial für höhere Prozesssicherheit, ein Mehr an Produktqualität sowie kürzere Time-to-market-Zyklen bieten. Die Simulationsexperten von ISKO haben sich in der Industrie vor allem in den Bereichen Nichtlineare Dynamik, Festigkeit und Akustik ein nachhaltiges Renommee erarbeitet und werden diese Erfahrungen und Marktkenntnisse in den Vertrieb und die Betreuung der Softwareprodukte Simufact.welding und Simufact.forming einbringen. Ioannis Nitsopoulos, Leiter Business Development bei ISKO, erläutert: „Als Engineering-Dienstleister haben wir eine hervorragende Expertise in der Anwendung der CAE-Lösungen von Simufact. Von diesem Know-how profitieren nun unsere Software-Kunden durch kompetente Beratung in allen Fragestellungen der CAE-Implementierung und Anwendung.“ „Mit ISKO haben wir einen äußerst professionellen Partner gefunden, der vor seinem technischen Background unsere Produkte fachlich fundiert vertreten wird und auch die begleitenden Services mit hoher Qualität erbringen wird“, sagt Michael Wohlmuth.

www.simufact.de

TECOSIM

Neues Video zu TEC|Bench

Wie genau funktioniert der virtuelle Benchmarkingprozess TEC|Bench? Welche Vorteile bietet er gegenüber dem traditionellen Vergleich zwischen zwei Wettbewerbsprodukten? Und welche Informationen liefert die Methode genau? Diese Fragen beantwortet ein neues dreiminütiges Video des CAE-Spezialisten Tecosim in verständlicher Form. Bei der

Entwicklung neuer oder der Weiterentwicklung bestehender Produkte vergleichen Unternehmen oft ihre Erzeugnisse mit denen von Wettbewerbern. So werden beispielsweise in der Automobilindustrie Fahrzeuge zerlegt, um die Stärken und Schwächen des eigenen oder des Referenz-Fahrzeuges zu ermitteln. Anhand der Ergebnisse können die Ingenieure wichtige Rückschlüsse für die eigene Entwicklung ziehen. Mit TEC|Bench bietet Tecosim einen Prozess für ein virtuelles Benchmarking an und geht damit einen Schritt weiter. In mehreren Schritten werden virtuelle Modelle erstellt, die den Entwicklern in der Automobilindustrie mehr Informationen als der reine „Hardwarevergleich“ liefern. Mit diesen Daten lassen sich zum Beispiel Fragestellungen aus den Bereichen Struktur- und Strömungssimulation untersuchen, die ohne virtuelles Benchmarking nicht analysiert werden können.

www.tecosim.com

TESIS

Fahrdynamiksimulation mit veDYNA Entry

Tesis DYNAware stellt eine Einstiegsversion der bekannten Fahrdynamiksoftware veDYNA gratis als Download zur Verfügung. veDYNA Entry ist eine mit veDYNA Light generierte Version, die für die sofortige Ausführung auf dem PC ohne Simulink-Lizenz geeignet ist. Sie enthält eine generische PKW-Konfiguration mit vereinfachter Parametrierung, übersichtlicher Benutzeroberfläche und fertigen Beispielmanövern. Damit erleichtert das Programm den intuitiven Start in die Fahrdynamiksimulation und ist optimal für den ausbildungsnahen Einsatz geeignet. Aber auch ambitionierte Anwender können mit veDYNA Entry Parameterstudien durchführen, Tendenzen analysieren und schneller als in Echtzeit aussagekräftige Ergebnisse erzielen. Nur wer das PKW-Modell modifizieren will, muss auf eine der kostenpflichtigen Profi-Versionen umsteigen. Im kostenlosen Download ist die Viewer-Funktionalität von

DYNAanimation enthalten, um die 3D-Fahrdynamik zu visualisieren.

Das generische Fahrzeugmodell wird in übersichtlichen GUIs für Chassis, Reifen, Bremsen, Rad- aufhängung, Lenkung und Antrieb durch allgemein verfügbare Parameter konfiguriert. veDYNA Entry enthält Beispieldatensätze für Fahrzeuge aus verschiedenen Klassen. Damit lassen sich per Knopfdruck klassische Fahrmanöver wie der doppelte Spurwechsel, Anfahren am Berg oder auch eine „reale“ Rennstrecke abfahren und fahrdynamische Auswirkungen analysieren. Alle Kenngrößen aus der Simulation können aufgezeichnet und als Plot dargestellt werden. Die Beispielprozeduren dienen als Ausgangsbasis für eigene Auswertungen. Mit DYNAanimation werden die Ergebnisse visualisiert, um die Fahrzeugbewegung zeitgleich zur Simulation oder im Anschluss daran anschaulich als 3D-Echtzeit-Animation zu verfolgen.

Für die Ansteuerung und Auswertungen wird Matlab benötigt. Die vielfältig nutzbare Matlab-Schnittstelle in veDYNA Entry ermöglicht es, eigene Prozeduren für automatisierte Parametervariationen zu schreiben und umfangreiche Variantenstudien durchzuführen.

Die PKW-Konfiguration in veDYNA Entry ist sehr generisch und auch für Front- Heck- oder Allradantrieb geeignet. Wer die Konfiguration um eigene Module erweitern will, kann

nahtlos auf die Varianten veDYNA Light oder Standard upgraden. Diese Programme verwenden Simulink, sind veränderbar und bieten weit mehr Möglichkeiten in der Parametrierung und Detailtiefe. Alle veDYNA-Modelle sind modular aufgebaut und auf Echtzeitanwendungen spezialisiert, um sie in der Steuergeräte-Entwicklung einzusetzen. Das Anwenderspektrum deckt Model-in-the-Loop (MiL), Software-in-the-Loop (SiL) und alle gängigen Hardware-in-the-Loop-Plattformen (HiL) ab. Für komplexere Fragestellungen aus den Bereichen Elektrifizierung, Verbrauchsberechnung, Achskinematik, Fahrerassistenzsystem oder für Nutzfahrzeuge bietet Tesis DYNAware zusätzliche anwendungsspezifische Erweiterungen an.

www.thesis-dynaware.com

Die hier veröffentlichten Texte wurden nicht redaktionell redigiert sondern weitestgehend unverändert von den jeweiligen Firmen übernommen.

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



CAEJobsite.com
The NAFEMS online jobsite for CAE Engineers



NAFEMS Member?
Advertise for FREE!

2014

NAFEMS e-Learning Kurs: Non-Linear Analysis	16.10.	Internet	www.nafems.org/e-learning	NAFEMS
Human Modeling and Simulation in Automotive Engineering	16.-17.10.	München, D	www.carhs.de	Carhs
NAFEMS European Conference: Multiphysics Simulation	21.-22.10.	Manchester, UK	www.nafems.org/mp2014	NAFEMS
NAFEMS e-Learning Kurs: Structural Optimization in FE Analysis	21.10.	Internet	www.nafems.org/e-learning	NAFEMS
Materialica	21.-23.10.	München, D	www.materialica.de	MunichExpo
EuroBlech	21.-25.10.	Frankfurt, D	www.euroblech.com	Mack Brooks
EuroCarBody	21.-23.10.	Bad Nauheim, D	www.automotive-circle.com	Automotive Circle Int.
Matfem Konferenz	21.10.	Hohenkammer, D	www.matfem.de	Matfem
NAFEMS e-Learning Kurs: Fluid Dynamics Review for CFD	22.10.	Internet	www.nafems.org/e-learning	NAFEMS
Von Big Data zu Smart Data: Erkenntnisse für den Mittelstand	22.10.	Karlsruhe, D	www.sicos-bw.de	Sicos BW
NAFEMS Seminar: Simulation von Composites – Eine geschlossene Prozesskette?	28.-29.10.	Wiesbaden, D	www.nafems.org	NAFEMS
Mentor Graphics User Conference	06.11.	München, D	www.mentor.com/U2U	Mentor Graphics
Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage	06.-07.11.	Weimar, D	www.dynardo.de	Dynardo
Time-dependent Methods for the Evaluation of FLC	06.-07.11.	Zürich, CH	www.ivp.ethz.ch/flc14	ETH Zürich
NAFEMS CFD-Seminar: Best Practices bei thermischen Analysen/Wärmeübergang	10.-11.11.	Wiesbaden, D	www.nafems.org	NAFEMS
CAE Herbsttagung der PLM Benutzergruppe	10.-11.11.	Frankfurt, D	www.plm-benutzergruppe.de	PLM Bentuzergruppe
Simulia Austria Regional User Meeting	10.11.-11.11.	Graz, A	www.3ds.com	Dassault Simulia
NAFEMS e-Learning Kurs: Practical CFD	12.11.	Internet	www.nafems.org/e-learning	NAFEMS
Adams/Car User Meeting	13.11.	Frankfurt, D	www.mscsoftware.com	MSC.SoftwareI
NAFEMS e-Learning Kurs: Fatigue & Fracture Mechanics in FE Analysis	17.11.	Internet	www.nafems.org/e-learning	NAFEMS
NAFEMS e-Learning Kurs: Basic Dynamic FE Analysis	18.11.	Internet	www.nafems.org/e-learning	NAFEMS
Simvec	18.-19.11.	Baden-Baden, D	www.simvec.de	VDI
NAFEMS Trainingskurs: Einführung in CFD	25.-26.11.	Wiesbaden, D	www.nafems.org	NAFEMS
Schweizer Maschinenelemente Kolloquium	25.-26.11.	Rapperswil, CH	www.smk2012.ch	Kissoft
Multiphase Flow Conference	25.-27.11.	Dresden, D	www.ansys-germany.com	Ansys Germany
NAFEMS Trainingskurs: Verification & Validation of Models and Analyses (V&V)	03.-04.12.	Wiesbaden, D	www.nafems.org	NAFEMS
NAFEMS e-Learning Kurs: Practical Modelling of Joints and Connections	04.12.	Internet	www.nafems.org/e-learning	NAFEMS
NAFEMS e-Learning Kurs: Elements of Turbulence Modeling	10.12.	Internet	www.nafems.org/e-learning	NAFEMS

2015

NAFEMS Trainingskurs: Einführung in FEM	26.-28.01.	Wiesbaden, D	www.nafems.org	NAFEMS
Granta Anwendertreffen	03.-05.03.	München, D	www.grantadesign.com	Granta Design
Saxsim	31.03.	Chemnitz, D	www.tu-chemnitz.de	TU Chemnitz
International ESAFORM Conference on Material Forming – ESAFORM	15.-17.04.	Graz, A	www.esaform2015.at	TU Graz
NAFEMS Trainingskurs: Simulation und Analyse von Composites	05.-06.05.	Wiesbaden, D	www.nafems.org	NAFEMS
European LS-DYNA Conference	15.-17.06.	Würzburg, D	www.ls-dyna2015	DYNAmore/LSTC

NAFEMS World Congress 2015 - Call for Papers!



Einreichung von Abstracts bis 17. November!

www.nafems.org/congress

Internationale Supercomputing Konferenz	12.-16.07.	Frankfurt, D	www.isc-events.com/isc14	ISC Events
--	------------	--------------	--	------------

Weitere NAFEMS Veranstaltungen: www.nafems.org/events

Dynamische Modellierung von Planetenradsätzen unter Berücksichtigung der Reibung

Prof. Dr. Michael Herchenhan (Fachhochschule Kaiserslautern)¹

In vielen antriebstechnischen Anwendungen spielen Planetenradsätze eine zentrale Rolle. Sie stehen u. a. auch im Fokus der aktuellen Bemühungen um verlustarme Fahrzeugantriebe. In der Literatur wird die Modellierung von Planetenradsätzen unter Berücksichtigung der Reibung bereits diskutiert. Allerdings gelten einige der vorgestellten Modelle lediglich für den stationären Zustand. Andere Modelle berücksichtigen zwar die Systemdynamik, jedoch gelten sie nur unter bestimmten Voraussetzungen. In diesem Beitrag werden vorbereitend einige grundlegende Überlegungen zu verlustbehafteten Planetenradsätzen vorgestellt. Danach wird aufgezeigt, wie diese modelliert werden können, wenn die erwähnten Voraussetzungen nicht erfüllt sind.

Hiermit wird eine zusammen gehörige Beitragsreihe fortgesetzt. Die vorherigen Beiträge [2] und [1] der Reihe sind in den Ausgaben 19 und 28 dieses Magazins veröffentlicht.

1 Einleitung

Planetengetriebe, wie in Abb. 1(b) skizziert, oder komplexere Ausführungen von Planetenradsätzen sind in vielen antriebstechnischen Anwendungen von zentraler Bedeutung. Auf typische Anwendungsgebiete und die Modellierung von Planetenradsätzen wird bereits in [1] näher eingegangen. Allerdings wird dabei noch stets vorausgesetzt, dass die Winkelgeschwindigkeiten der Wellen paarweise voneinander verschieden sind und sich ausnahmslos von Null unterscheiden. Somit ist ein wesentlicher Bewegungsmodus von Planetenradsätzen bereits eingehend diskutiert.

Nach zusammenfassender Vergegenwärtigung einiger wesentlicher Erkenntnisse aus [1] wird in diesem Beitrag aufgezeigt, dass in Planetenradsätzen noch weitere Bewegungsmodi möglich sind. Diese werden zunächst verbal beschrieben, anschließend wird eingehend auf deren Modellierung eingegangen. Schließlich wird ein verallgemeinertes Modell für alle Bewegungsmodi angegeben. Der vorliegende Beitrag ergänzt somit die aus [1] bekannten Modelle dahingehend, dass Planetenradsätze ohne Einschränkungen simuliert werden können.

Als Beispiel dient hier wieder der bereits in [1] betrachtete Ravigneaux-Satz gemäß Abb. 1(c). Für ihn hergeleitete Modelle können leicht zu Modellen für ein in Abb. 1(b) veranschaulichtes, einfaches Planetengetriebe vereinfacht werden. Außerdem können andere Konstellationen von Planetenradsätzen in Analogie zu Ravigneaux-Sätzen modelliert werden. Somit ist eine gute Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Ausprägungen von Planetenradsätzen gegeben.

¹E-Mail: michael.herchenhan@fh-kl.de

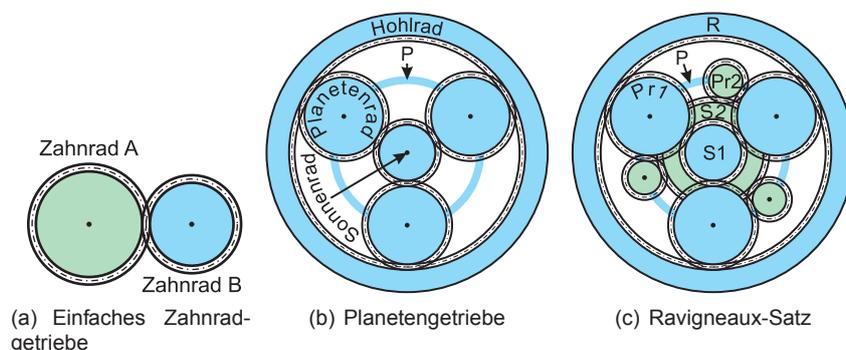


Abb. 1: Planetenradsätze in verschiedener Ausführung. Abkürzungen: $P \hat{=}$ Planetenträger, $S \hat{=}$ Sonnenrad, $Pr \hat{=}$ Planetenrad, $R \hat{=}$ Hohlrad (auch Ring genannt)

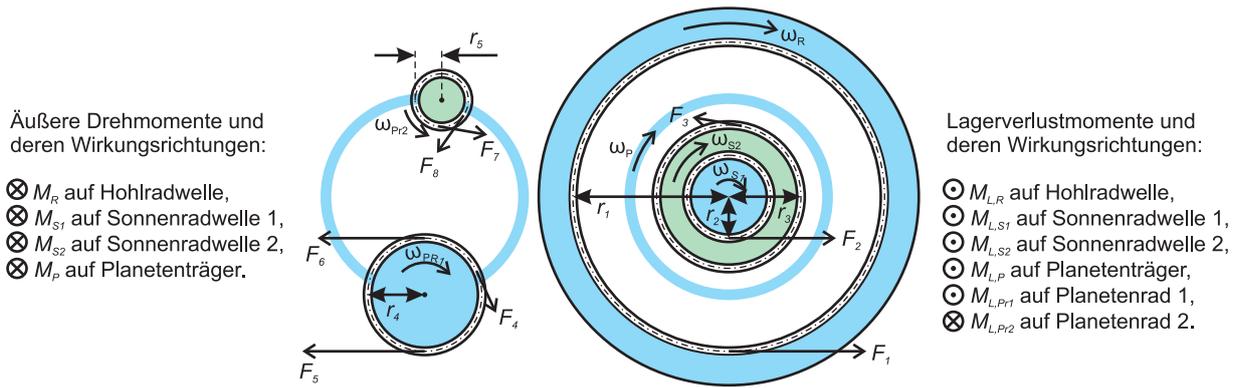


Abb. 2: Fiktive Zerlegung des Ravigneaux-Satzes

2 Grundlagen

Wie bereits in [2] beschrieben, treten in Zahnradgetrieben im Wesentlichen Lager-, Zahnreibungs- und Leerlaufverluste auf. Von welchen Systemgrößen die jeweiligen Verlustleistungen in welcher Weise beeinflusst werden, wird bereits in [2] näher erläutert und soll hier nicht wiederholt werden. Bei den späteren Überlegungen wird häufig auf Ergebnisse aus [1] zurückgegriffen. Um häufiges Nachschlagen in dem zitierten Beitrag bei der Lektüre zu ersparen, werden in diesem Kapitel wesentliche Resultate aus [1] in verkürzter Form wiedergegeben. Die dabei betrachteten Winkelgeschwindigkeiten und Drehmomente sind in der in Abb. 2 dargestellten fiktiven Zerlegung des Ravigneaux-Satzes eingetragen.

2.1 Die Winkelgeschwindigkeiten im Ravigneaux-Satz

Die Zusammenhänge zwischen den Winkelgeschwindigkeiten der Getriebewellen kann durch die Gleichungen

$$\underbrace{[\omega_P(t) \quad \omega_R(t) \quad \omega_{S1}(t) \quad \omega_{S2}(t)]^T}_{\omega :=} = \mathbf{C} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} \omega_R(t) \\ \omega_P(t) \end{pmatrix}}_{\mathbf{x}(t) :=} \quad \text{und} \quad \underbrace{\begin{pmatrix} \omega_{Pr1}(t) \\ \omega_{Pr2}(t) \end{pmatrix}}_{Pr \omega :=} = Pr \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) \quad (1)$$

beschrieben werden². Wie die konstanten Matrizen \mathbf{C} und $Pr \mathbf{C}$ aus den Parametern des Ravigneaux-Satzes zu berechnen sind, kann in [1] nachgeschlagen werden. Für die späteren Überlegungen ist jedoch nur relevant, dass die Matrix \mathbf{C} voll besetzt ist. Ebenfalls später noch von zentraler Bedeutung wird folgende Eigenschaft sein: Die Winkelgeschwindigkeiten von Hohlrad, Planetenträger und den Sonnenrädern sind entweder identisch oder paarweise voneinander verschieden. Wenn sie identisch sind, drehen sich die Planetenräder nicht um ihre eigenen Achsen und relativ zueinander stehen alle Zahnräder still, der Umkehrschluss ist möglich.

2.2 Reibmodelle

Mit den in Abb. 2 eingetragenen Wälzkreisradien $r_1 \dots r_5$ und tangentialen Komponenten der auf die Wälzkreise der Zahnräder wirkenden Kräfte, welche in der Abbildung die Formelzeichen $F_1 \dots F_8$ erhalten haben, wurden in [1] die inneren Drehmomente

$$M_{P,R}(t) := F_1(t) \cdot r_1, \quad M_{P,S1}(t) := F_2(t) \cdot r_2, \quad M_{P,S2}(t) := F_3(t) \cdot r_3, \quad M_{R,P}(t) := F_5(t) \cdot r_1, \quad (2a)$$

$$M_{S1,P}(t) := F_6(t) \cdot r_2, \quad M_{S2,P}(t) := F_7(t) \cdot r_3, \quad M_{R,P1}(t) := F_5(t) \cdot r_4, \quad M_{S1,P1}(t) := F_6(t) \cdot r_4, \quad (2b)$$

$$M_{S2,P2}(t) := F_7(t) \cdot r_5, \quad M_{P2,P1}(t) := F_4(t) \cdot r_4, \quad M_{P1,P2}(t) := F_8(t) \cdot r_5 \quad (2c)$$

definiert und zu den Vektoren

$${}^{i1} \mathbf{m}(t) = [M_{P,R}(t) \quad M_{P,S1}(t) \quad M_{P,S2}(t)]^T \quad \text{sowie} \quad {}^{i2} \mathbf{m}(t) = [M_{R,P}(t) \quad M_{S1,P}(t) \quad M_{S2,P}(t)]^T \quad (3)$$

²Es können also die Winkelgeschwindigkeiten zweier beliebiger Wellen des Getriebes unabhängig voneinander beliebig eingestellt werden, während die Winkelgeschwindigkeiten aller anderer Getriebewellen von diesen abhängen. Der Laufgrad des Ravigneaux-Satzes beträgt somit Zwei (was auch für das einfache Planetengetriebe in Abb. 1(b) gilt).

zusammengefasst. Damit werden in [1] für den Fall, dass sich die Winkelgeschwindigkeiten der Getriebewellen paarweise voneinander unterscheiden, zwei Ansätze zur Modellierung der Gesamtheit aus Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten an den Zahnreibstellen³ betrachtet. Sie wird in einem der Ansätze durch

$$\underbrace{\begin{pmatrix} i^2 \dot{\mathbf{m}}(t) \\ i^{-1} \cdot M_{P2,P1}(t) \end{pmatrix}}_{i^2 \dot{\mathbf{m}}(t)} = \hat{\boldsymbol{\eta}}_z \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} i^1 \dot{\mathbf{m}}(t) \\ M_{P1,P2}(t) \end{pmatrix}}_{i^1 \dot{\mathbf{m}}(t)} \quad (4)$$

mit

$$\hat{\boldsymbol{\eta}}_z = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\eta}_z & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & P_{2,P1} \boldsymbol{\eta}_z \end{pmatrix}, \quad \boldsymbol{\eta}_z = \text{diag}(R,P \eta_z, S1,P \eta_z, S2,P \eta_z) \quad (5a)$$

und

$$S1,P \eta_z = \begin{cases} S1,P \eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t) > 0 \\ \frac{1}{S1,P \eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t) < 0 \end{cases}, \quad S2,P \eta_z = \begin{cases} S2,P \eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } M_{P,S2}(t) \cdot \omega_{S2}(t) > 0 \\ \frac{1}{S2,P \eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P,S2}(t) \cdot \omega_{S2}(t) < 0 \end{cases}, \quad (5b)$$

$$R,P \eta_z = \begin{cases} R,P \eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t) > 0 \\ \frac{1}{R,P \eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t) < 0 \end{cases}, \quad P2,P1 \eta_z = \begin{cases} P2,P1 \eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } M_{P1,P2}(t) \cdot \omega_{Pr2}(t) > 0 \\ \frac{1}{P2,P1 \eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P1,P2}(t) \cdot \omega_{Pr2}(t) < 0 \end{cases}$$

beschrieben. $S1,P \eta_{z1}$, $S1,P \eta_{z2}$, $S2,P \eta_{z1}$, $S2,P \eta_{z2}$, $R,P \eta_{z1}$, $R,P \eta_{z2}$, $P2,P1 \eta_{z1}$ und $P2,P1 \eta_{z2}$ sind drehzahlabhängige Funktionen, deren Funktionswerte stets zwischen Null und Eins liegen und als *Verzahnungswirkungsgrade* verstanden werden dürfen⁴. In (4) bezeichnet i das Übersetzungsverhältnis zwischen den Planetenrädern 2 und 1. Dieser Ansatz enthält für jede einzelne Zahnreibstelle eine Maßzahl für die Gesamtheit aus Zahnreibungs- und Leerlaufverluste. Deshalb wurde der Begriff *expliziter Modellierungsansatz* eingeführt.

In dem anderen Ansatz, der sinnvollerweise als *impliziter Modellierungsansatz* bezeichnet wurde, wird die Gesamtheit aus den Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten sowie den Verlusten in den Lagern der Planetenräder durch ein einziges fiktives (skalares) Drehmoment M_{Vf} repräsentiert. Dieser Ansatz ermöglicht jedoch nicht die Herleitung dynamischer Modelle von Planetenradsätzen, die mit M_{Vf} als einzige Information über die Zahnreibungs- und Leerlaufverluste auskommen. Daher wurde der Einsatz dieses Ansatzes in dynamischen Modellen von Planetenradsätzen nicht weiter betrachtet. Aus gleichem Grund wird auch hier nicht näher auf den Ansatz eingegangen.

Wie die Lagerverluste zu berechnen sind, wurde bereits in [2] beschrieben und soll hier nicht wiederholt werden. Um nachfolgende Gleichungen zu verkürzen, seien die in Abb. 2 eingetragenen Lagerverlustmomente und Drehmomente auf die nach Außen geführten Getriebewellen zu den bereits in [1] eingeführten Vektoren

$${}^L \hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) = [M_{L,P}(\mathbf{x}) \quad M_{L,R}(\mathbf{x}) \quad M_{L,S1}(\mathbf{x}) \quad M_{L,S2}(\mathbf{x}) \quad M_{L,Pr1}(\mathbf{x}) \quad M_{L,Pr2}(\mathbf{x})]^T \quad (6)$$

und

$${}^P \mathbf{m}(t) = [M_R(t) \quad M_{S1}(t) \quad M_{S2}(t) \quad M_P(t)]^T \quad (7)$$

zusammengefasst.

2.3 Zustandsmodelle für den Fall paarweise voneinander verschiedener Winkelgeschwindigkeiten

Unter der Annahme, dass die Winkelgeschwindigkeiten der Wellen im Planetenradsatz paarweise voneinander verschieden sind und sich ausnahmslos von Null unterscheiden, wurden in [1] zwei Zustandsmodelle vorgestellt. Diese basieren auf unterschiedlichen Modellierungsansätzen, die als *erster* bzw. *zweiter Modellierungsansatz* bezeichnet wurden.

Nach dem *ersten Modellierungsansatz* ergibt sich das Gleichungssystem

$${}^R \hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \cdot \dot{\mathbf{x}}(t) + \underbrace{\begin{pmatrix} i^1 \hat{\mathbf{Q}}(\hat{\boldsymbol{\eta}}_z) \\ -i^1 \hat{\mathbf{Q}} - i^2 \hat{\mathbf{Q}} \cdot \hat{\boldsymbol{\eta}}_z \end{pmatrix}}_{i^1 \hat{\mathbf{Q}}(\hat{\boldsymbol{\eta}}_z)} \cdot i^1 \hat{\mathbf{m}}(t) = {}^P \hat{\mathbf{Q}} \cdot {}^P \mathbf{m}(t) - {}^L \hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}), \quad (8)$$

³Unter einer Zahnreibstelle wird eine Berührungsfläche zwischen jeweils zwei ineinander kämmenden Zahnrädern verstanden.

⁴Da die Funktionswerte von $S1,P \eta_z$, $S2,P \eta_z$, $R,P \eta_z$ und $P2,P1 \eta_z$ darüber hinaus noch von einer Fallunterscheidung – und damit von einer Vielzahl an Einflussfaktoren – abhängen, wird im Sinne einer nicht zu langen Schreibweise auf die Angabe von Argumenten dieser Funktionen verzichtet.

welches sich zu dem Gleichungssystem

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) = {}^1\hat{\mathbf{A}}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^1\mathbf{B}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t), \quad (9a)$$

$${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}(t) = {}^{L1}\mathbf{B}(\tilde{\eta}_z) \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^{P1}\mathbf{B}(\tilde{\eta}_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \quad (9b)$$

umformen lässt. Somit kann die *Zustandsdifferentialgleichung nach dem ersten Modellierungsansatz* aus (9), (5) und den Gleichungen gebildet werden, nach welchen die gemäß (6) im Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomente berechnet werden⁵. Der Vektor ${}^P\mathbf{m}$ wurde bereits in (7) definiert.

Die Grundlage für den *zweiten Modellierungsansatz* bildete die Definition des Vektors

$${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} := {}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) - {}^{i2}\hat{\mathbf{m}}(t) \quad (10)$$

mit ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ und ${}^{i2}\hat{\mathbf{m}}$ gemäß (4). Jedes Element dieses Vektors stellt die Summe aus Zahnreibungs- und Leerlaufverlustmoment an einer der Zahnreibstellen dar, weshalb die Bezeichnung *Verzahnungsverlustmomentenvektor* gewählt wurde. Nach dem *zweiten Modellierungsansatz* ergibt sich das Gleichungssystem

$${}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \cdot \dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) + \overbrace{(-{}^{i1}\hat{\mathbf{Q}} - {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}})}^{2i\hat{\mathbf{Q}}:=} \cdot {}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) = {}^P\hat{\mathbf{Q}} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) - {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} - {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}), \quad (11)$$

welches zu dem Gleichungssystem

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) = {}^2\hat{\mathbf{A}} \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^{Z2}\hat{\mathbf{A}} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} + {}^2\mathbf{B} \cdot {}^P\mathbf{m}(t), \quad (12a)$$

$${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}(t) = {}^{L2}\mathbf{B} \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^{ZL2}\mathbf{B} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} + {}^{P2}\mathbf{B} \cdot {}^P\mathbf{m}(t), \quad (12b)$$

$${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} = (\mathbf{I} - \hat{\eta}_z) \cdot {}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}(t), \quad (12c)$$

umgeformt werden kann. Die *Zustandsdifferentialgleichung nach dem zweiten Modellierungsansatz* kann somit aus (12), (5) und den Gleichungen gebildet werden, nach welchen die gemäß (6) im Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomente berechnet werden⁵. Der Vektor ${}^P\mathbf{m}$ wurde bereits in (7) definiert.

In beiden Ansätzen ist der Vektor ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ ein Schätzwert des in (4) definierten Vektors ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t)$. Wie in [1] vorgeschlagen, wird bei der Auswertung der Fallunterscheidungen in (5b) auf den Schätzwert ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ zurückgegriffen, weil ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ bei unbekanntem $\hat{\eta}_z$ bzw. unbekanntem ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ ebenfalls unbekannt ist. Der Schätzwert ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ wird im ersten Modellierungsansatz gemäß (9b) aus einem Schätzwert $\tilde{\eta}_z$ für $\hat{\eta}_z$ berechnet. Dabei liegt es nahe, $\tilde{\eta}_z$ zunächst mit einer Einheitsmatrix gleichzusetzen. Im zweiten Modellierungsansatz wird der Schätzwert ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ gemäß (12b) aus einem Schätzwert ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ für ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ berechnet. Hier liegt es nahe, ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ zunächst mit einem Nullvektor gleichzusetzen. Die mit den Schätzwerten berechneten Werte für $\hat{\eta}_z$ bzw. ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ können bei Bedarf sukzessive korrigiert werden. Näheres hierzu ist in [1] nachzulesen. Darin ebenfalls beschrieben, für diesen Beitrag jedoch weniger relevant, ist die Berechnung der von den Verzahnungswirkungsgraden abhängigen bzw. konstanten Matrizen in (8) bzw. (11) aus den Parametern des Ravnigneaux-Satzes, sowie die Berechnung der Matrizen in (9) und (12).

3 Bewegungsmodi des Ravnigneaux-Satzes und deren Unterschiede bezüglich Reibung

Die Ausführungen in Abschnitt 2.1 führen zu der Erkenntnis, dass insgesamt drei Betriebsmodi voneinander zu unterscheiden sind.

Den trivialsten Betriebsmodus stellt der *Stillstand* dar. Vorausgesetzt, dass sich alle Winkelgeschwindigkeitsangaben auf ein relativ zum Getriebegehäuse still stehendes Bezugssystem beziehen, soll vom Stillstand des Ravnigneaux-Satzes gesprochen werden, wenn alle Winkelgeschwindigkeiten identisch Null sind. Dann ist an allen Stellen, an denen Reibung auftreten kann, die Verlustleistung identisch Null; auch dann, wenn im Stillstand auf mindestens eine Getriebewelle ein von Null verschiedenes (äußeres) Drehmoment einwirkt.

Bei einfachen Zahnradgetrieben wie in Abb. 1(a), die bereits in [2] ausführlich behandelt wurden, ist lediglich zu unterscheiden, ob das System eine Drehbewegung ausübt oder sich im Stillstand befindet. Denn im Falle einer Drehbewegung kann an keiner Stelle im einfachen Getriebe Haftreibung vorliegen und die Verlustleistungen aller Arten von Reibung unterscheiden sich stets von Null. Für einen Ravnigneaux-Satz gilt diese Aussage nicht, deshalb

⁵Wie die Lagerverlustmomente zu berechnen sind, wird bereits in [2] beschrieben und soll in diesem Beitrag nicht wiederholt werden.

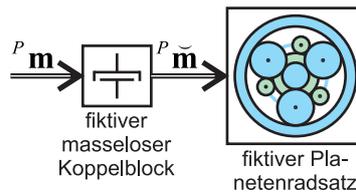


Abb. 3: Äquivalentes System

sollen hier zwei weitere Bewegungsmodi voneinander unterschieden werden. Es handelt sich dabei um die bereits am Ende des Abschnitts 2.1 hinsichtlich der Winkelgeschwindigkeiten unterschiedenen Fälle.

Vom *Synchronlauf* soll gesprochen werden, wenn sich Hohlräder, Planetenträger und die Sonnenräder mit *identischer, von Null verschiedener Winkelgeschwindigkeit relativ zum Gehäuse* drehen. Die Planetenräder rotieren dann nicht um ihre eigenen Achsen. Da keine Zahnräder aufeinander abrollen, kann an den Berührungsflächen zwischen zwei Zahnrädern lediglich Haftreibung auftreten. Von Null verschiedene Zahnreibungsverlustleistungen treten daher nicht auf. Gleitreibung und damit von Null verschiedene Lagerverlustleistung tritt lediglich in denjenigen Lagern auf, die eine der Wellen im Gehäuse lagern. In allen anderen Lagern ist allenfalls Haftreibung möglich. Die Ventilation des Schmiermittels erzeugt Leerlaufverluste.

Unter *Asynchronlauf* sei der Bewegungsmodus verstanden, in welchem sich die Winkelgeschwindigkeiten von Hohlräder, Planetenträger und den Sonnenrädern paarweise voneinander unterscheiden. Dann kann höchstens eine der genannten Winkelgeschwindigkeiten den Wert Null aufweisen und alle Zahnräder befinden sich relativ zueinander in einer Rotationsbewegung. Somit sind auch alle Zahnreibungsverlustleistungen von Null verschieden und Haftreibung kann höchstens in einem Lager auftreten; und zwar in demjenigen Lager, welches eine relativ zum Gehäuse still stehende Welle im Gehäuse lagert.

4 Modellierung des Planetenradsatzes in den einzelnen Bewegungsmodi

Für den Ravigneaux-Satz wurde bereits in [1] ein Zustandsmodell hergeleitet. Es handelt sich um das in Abschnitt 2.3 beschriebene Modell. Darin werden Zahnreibungs- und Leerlaufverluste durch Verzahnungswirkungsgrade bzw. Verzahnungsverlustmomente beschrieben, die lediglich im Asynchronlauf definiert sind, wenn die Winkelgeschwindigkeiten des Hohlrades und der Sonnenräder ausnahmslos von Null verschieden sind. Anderenfalls sind die genannten Verluste in anderer Weise zu beschreiben.

Auf den Fall, dass im Asynchronlauf eine Getriebewelle still steht, wird am Ende dieses Kapitels nochmals eingegangen. Zuvor werden noch die beiden anderen Betriebsmodi, nämlich der Asynchronlauf und der Stillstand näher betrachtet.

Vorbereitend ist nochmals kurz auf die Modelle aus Abschnitt 2.3 einzugehen. In einem Planetenradsatz, in dem weder Zahnreibungs- noch Leerlaufverluste auftreten, weisen alle Verzahnungswirkungsgrade den Wert Eins auf. Dementsprechend ist $\hat{\eta}_z$ mit einer Einheitsmatrix identisch, weshalb aus (12c) ${}^V Z \hat{\mathbf{m}} = \mathbf{0}$ folgt. Mit diesen Werten ergeben sich sowohl aus (9), als auch aus der Gesamtheit aus (12a) und (12b) zwei zueinander äquivalente Gleichungssysteme für einen Zahnreibungs- und leerlaufverlustlosen Ravigneaux-Satz. Diese gelten auch dann noch, wenn eine Getriebewelle still steht oder sich der gesamte Planetenradsatz im Stillstand befindet; sie sind dann allerdings zu erweitern.

4.1 Modellierung des Synchronlaufs

Im Synchronlauf liegt an den Zahnreibstellen entweder Haftreibung oder keine Reibung vor. Daher verhält sich der Planetenradsatz wie das in Abb. 3 veranschaulichte System. Es besteht aus einem fiktiven Planetenradsatz, welcher sich ausschließlich darin von dem zu modellierenden realen Planetenradsatz unterscheidet, dass an den Zahnreibstellen keine Haftreibung auftritt. Die selbe Wirkung wie die Haftreibung im realen Planetenradsatz erzielt im äquivalenten System der fiktive Koppelblock. Die mechanischen Wellen zwischen dessen Ein- und Ausgang sind frei von Unterbrechungen und Übersetzungen. Die wesentliche Komponente des fiktiven Koppelblocks liegt in einer geschlossenen (schlupffreien) Kupplung, die zwei beliebige Wellen daran hindert, unterschiedliche Winkelgeschwindigkeiten anzunehmen. Der gesamte fiktive Koppelblock ist masselos und nicht elastisch. Auf seinen Eingang wirken die selben Drehmomente wie auf den realen Planetenradsatz; diese sind bereits in (7) zum Vektor

${}^P\mathbf{m}$ zusammengefasst. Die am Ausgang auf den fiktiven Planetenradsatz übertragenen Drehmomente ergeben sich gemäß

$$\overbrace{[\check{M}_R(t) \quad \check{M}_{S1}(t) \quad \check{M}_{S2}(t) \quad \check{M}_P(t)]^T}{}^{P\check{\mathbf{m}}(t):=} = {}^P\mathbf{m}(t) + \mathbf{s} \cdot M_{hs}(t), \quad (13)$$

wenn M_{hs} das über die Kupplung des fiktiven Koppelblocks übertragene Drehmoment bezeichnet und

$$\mathbf{s} = {}^1\mathbf{s} + {}^2\mathbf{s} \quad (14a)$$

gesetzt wird, wobei die Elemente der Vektoren ${}^1\mathbf{s}$ und ${}^2\mathbf{s}$ gemäß

$${}^1s_\nu = \begin{cases} 1 & \text{wenn } {}^Pm_\nu \text{ auf eine mit der Kupplung verbundene Welle wirkt und im Fall } \nu > 1 \text{ für} \\ & \{\epsilon \in \mathbb{N}^+ | \epsilon < \nu\} \text{ kein } {}^Pm_\epsilon \text{ auf eine mit der Kupplung verbundene Welle wirkt} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases}, \quad (14b)$$

$${}^2s_\mu = \begin{cases} \xi & \text{wenn } {}^1s_\mu = 0 \text{ ist und } {}^Pm_\mu \text{ auf eine mit der Kupplung verbundene Welle wirkt} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases}, \quad (14c)$$

$$\xi = \begin{cases} -1 & \text{wenn die Drehmomente, welche auf die mit der Kupplung verbundenen Wellen wirken,} \\ & \text{dann identische Vorzeichen aufweisen, wenn deren Vektoren parallel zueinander liegen} \\ 1 & \text{sonst} \end{cases} \quad (14d)$$

gewählt werden. Damit ist die Wirkung des fiktiven Koppelblocks auf die Drehmomente des äquivalenten Systems beschrieben. Seine Wirkung auf die Winkelgeschwindigkeiten lässt sich durch die Gleichungsrestriktion

$$\boldsymbol{\psi}^T \cdot \mathbf{x}(t) = 0 \quad (15a)$$

mit

$$\boldsymbol{\psi}^T = \begin{cases} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} & \text{wenn die durch } x_1(t) \text{ und } x_2(t) \text{ bezeichneten Winkelgeschwindigkeiten bei iden-} \\ & \text{tischer Drehrichtung identische Vorzeichen aufweisen} \\ \begin{bmatrix} 1 & 1 \end{bmatrix} & \text{sonst} \end{cases} \quad (15b)$$

beschreiben.

Wird vorerst davon ausgegangen, der fiktive Planetenradsatz sei gänzlich verlustlos, so ergibt sich mit ${}^L\hat{\mathbf{m}} = \mathbf{0}$ und ${}^VZ\hat{\mathbf{m}} = \mathbf{0}$ aus (12a) zunächst $\dot{\mathbf{x}}(t) = {}^2\mathbf{B} \cdot {}^P\check{\mathbf{m}}(t)$. Daraus ergibt sich mit (13) und der Gleichungsrestriktion (15a) für einen lager- und leerlaufverlustlosen Ravigneaux-Satz

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ M_{hs}(t) \end{pmatrix} = \overbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{I} & -{}^2\mathbf{B} \cdot \mathbf{s} \\ \boldsymbol{\psi}^T & 0 \end{pmatrix}^{-1}}{}^{SP\mathbf{G}:=} \cdot \begin{pmatrix} {}^2\mathbf{B} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \quad (16)$$

mit der Einheitsmatrix \mathbf{I} , \mathbf{s} gemäß (14), $\boldsymbol{\psi}^T$ gemäß (15b) und der Eingangsmatrix ${}^2\mathbf{B}$ des in Abschnitt 2.3 beschriebenen zweiten Modellierungsansatzes⁶ (12).

Weil die in (7) zum Vektor ${}^P\mathbf{m}$ zusammengefassten Drehmomente alle auf ein und dieselbe Drehachse wirken, kann für $\nu = 1$ sowie $\nu = 2$ auch unmittelbar $\dot{x}_\nu(t) = J_{ges}^{-1} \cdot [\sigma_{\nu,1} \quad \sigma_{\nu,2} \quad \sigma_{\nu,3} \quad \sigma_{\nu,4}] \cdot {}^P\mathbf{m}(t)$ angegeben werden, wobei J_{ges} das Massenträgheitsmoment des gesamten Planetenradsatzes im Synchronlauf bezeichnet. Darin ist $\sigma_{\nu,\mu} = 1$ zu setzen, wenn in Abb. 2 der Vektor des durch ${}^Pm_\mu$ bezeichneten Drehmoments parallel zum Vektor der durch x_ν bezeichneten Winkelgeschwindigkeit verläuft; anderenfalls ist $\sigma_{\nu,\mu} = -1$ zu setzen. Somit offenbart der Vergleich mit den ersten beiden (von insgesamt drei) Zeilen in (16) die bemerkenswerte Eigenschaft

$$|{}^{SP}g_{\nu,\mu}| = J_{ges}^{-1} \quad \text{für alle } \nu = 1, \dots, 2 \text{ und alle } \mu = 1, \dots, 4, \quad (17)$$

wobei ${}^{SP}g_{\nu,\mu}$ das Element in der ν -ten Zeile und μ -ten Spalte der Matrix ${}^{SP}\mathbf{G}$ bezeichnet.

Für die Verluste im Synchronlauf lässt sich ohne großen messtechnischen Aufwand eine von der Winkelgeschwindigkeit abhängige Kennlinie ermitteln. Hierzu ist es lediglich erforderlich, die Drehzahldifferenz zweier beliebiger

⁶Mit ${}^VZ\hat{\mathbf{m}} = \mathbf{0}$ wird aus (12a): $\dot{\mathbf{x}}(t) = {}^2\hat{\mathbf{A}} \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^2\mathbf{B} \cdot {}^P\mathbf{m}(t)$. Aus dem Vergleich mit (9a) folgt deshalb: ${}^2\hat{\mathbf{A}} = {}^1\hat{\mathbf{A}}(\hat{\eta}_z)|_{\hat{\eta}_z=\mathbf{I}}$ und ${}^2\mathbf{B} = {}^1\mathbf{B}(\hat{\eta}_z)|_{\hat{\eta}_z=\mathbf{I}}$. Dieser Zusammenhang ist hilfreich, wenn eine Beschreibung nach dem ersten Modellierungsansatz vorliegt.

nach außen geführter Getriebewellen durch eine mechanische Verbindung (wie etwa eine geschlossene Kuppelung) auf Null zu halten und eine beliebige nach außen geführte Getriebewelle über einen Drehmomentsensor mit einem Antrieb zu koppeln. Anschließend sind die bei konstanten Winkelgeschwindigkeiten gemessenen Werte des Drehmoments zu dokumentieren. Das in dieser Weise dokumentierte drehzahlabhängige Verlustmoment ist auf Lager- und Leerlaufverluste zurückzuführen und soll hier das Formelzeichen M_{L0} erhalten.

Das Verlustmoment M_{L0} wirkt auf die selbe Drehachse wie die Drehmomente in ${}^P\mathbf{m}$ und trägt zur Verringerung der Beträge der Winkelgeschwindigkeiten bei, was etwa durch die für $\nu = 1$ sowie $\nu = 2$ gültige Differentialgleichung $\dot{x}_\nu(t) = {}^{SP}\mathbf{g}_\nu^T \cdot {}^P\mathbf{m}(t) - J_{ges}^{-1} \cdot \text{sgn}(x_\nu) \cdot |M_{L0}(x_1)|$ ausgedrückt werden kann. Darin bezeichnet ${}^{SP}\mathbf{g}_\nu^T$ den ν -ten Zeilenvektor der Matrix ${}^{SP}\mathbf{G}$ aus der für den lager- und leerlaufverlustlosen Ravigneaux-Satz geltenden Gleichung (16). Wegen der Eigenschaft (17) kann auch $\dot{x}_\nu(t) = {}^{SP}\mathbf{g}_\nu^T \cdot {}^P\mathbf{m}(t) - |{}^{SP}g_{1,1}| \cdot \text{sgn}(x_\nu) \cdot |M_{L0}(x_1)|$ geschrieben werden, wobei ${}^{SP}g_{1,1}$ das Element in der ersten Zeile und ersten Spalte der in (16) definierten Matrix ${}^{SP}\mathbf{G}$ bezeichnet. Nach dem Vergleich dieser einfachen Gleichung für $\nu = 1$ sowie $\nu = 2$ mit den ersten beiden Zeilen in (16) kann das Gleichungssystem

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ M_{hs}(t) \end{pmatrix} = {}^{SP}\mathbf{G} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + \underbrace{\begin{pmatrix} -\mathbf{I} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} \cdot |{}^{SP}g_{1,1}| \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} \text{sgn}(x_1) \\ \text{sgn}(x_2) \end{pmatrix}}_{{}^{SL}\mathbf{m}(\mathbf{x}) :=}}_{\in \mathbb{R}^{3 \times 2}} \cdot |M_{L0}(x_1)|, \quad (18)$$

aufgestellt werden, wobei \mathbf{I} die Einheitsmatrix bezeichnet. Damit kann neben den Winkelbeschleunigungen des *verlustbehafteten* Ravigneaux-Satzes auch noch das Drehmoment M_{hs} berechnet werden, welches über die Kuppelung des fiktiven Koppelsatzes des äquivalenten Systems übertragen wird, wenn weder Lager- noch Leerlaufverluste auftreten.

4.2 Modellierung des Stillstandes

Genau wie im Synchronlauf liegt im Stillstand an den Zahnreibstellen entweder Haftreibung oder keine Reibung vor. Der Planetenradsatz verhält sich auch in diesem Fall wie das in Abb. 3 veranschaulichte äquivalente System. Im fiktiven Koppelblock werden hier zwei beliebige Wellen durch masselose Bremsen mit dem Getriebegehäuse verbunden und somit ihre Winkelgeschwindigkeiten konstant auf Null gehalten. Die am Ausgang auf den fiktiven Planetenradsatz übertragenen Drehmomente ergeben sich gemäß

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \check{M}_R(t) & \check{M}_{S1}(t) & \check{M}_{S2}(t) & \check{M}_P(t) \end{bmatrix}^T}_{{}^P\check{\mathbf{m}}(t):=} = {}^P\mathbf{m}(t) + \mathbf{S} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} M_{h1}(t) & M_{h2}(t) \end{bmatrix}^T}_{{}^{Sh}\mathbf{m}(t):=}, \quad (19)$$

wenn M_{h1} und M_{h2} die über Bremse 1 und Bremse 2 des fiktiven Koppelblocks übertragenen Drehmomente bezeichnet und ein Element in der ν -ten Zeile und μ -ten Spalte der Matrix \mathbf{S} gemäß

$$s_{\nu,\mu} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } {}^Pm_\nu \text{ auf die mit der Bremse } \mu \text{ verbundene Welle wirkt} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (20)$$

gewählt wird. Damit ist die Wirkung des fiktiven Koppelblocks auf die Drehmomente des äquivalenten Systems beschrieben. Seine Wirkung auf die Winkelgeschwindigkeiten lässt sich durch die Gleichungsrestriktion

$$\Psi \cdot \mathbf{x}(t) = \mathbf{0} \quad (21a)$$

mit

$$\Psi = \mathbf{I} \quad (21b)$$

beschreiben, wobei \mathbf{I} eine Einheitsmatrix bezeichnet.

Da der fiktive Koppelblock bereits den Einfluss der Reibung in den Lagern und an den Zahnreibstellen nachbildet, ist ${}^L\hat{\mathbf{m}} = \mathbf{0}$ und ${}^VZ\hat{\mathbf{m}} = \mathbf{0}$ zu setzen um aus (12a) eine mathematische Beschreibung für den fiktiven Planetenradsatz des äquivalenten Systems zu gewinnen. Diese ergibt sich somit zu $\dot{\mathbf{x}}(t) = {}^2\mathbf{B} \cdot {}^P\check{\mathbf{m}}(t)$. Daraus ergibt sich mit (19) und der Gleichungsrestriktion (21a) für den Ravigneaux-Satz im Stillstand

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ {}^{Sh}\mathbf{m}(t) \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{I} & -{}^2\mathbf{B} \cdot \mathbf{S} \\ \Psi & \mathbf{0} \end{pmatrix}^{-1}}_{{}^{hP}\mathbf{G} :=} \cdot \begin{pmatrix} {}^2\mathbf{B} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \quad (22)$$

mit der Einheitsmatrix \mathbf{I} , Ψ gemäß (21b) und der Eingangsmatrix ${}^2\mathbf{B}$ des in Abschnitt 2.3 beschriebenen zweiten Modellierungsansatzes⁶ (12). Die Elemente der Matrix \mathbf{S} ergeben sich gemäß (20).

4.3 Modellierung des Asynchronlaufs bei einer still stehenden Getriebewelle

Wenn im Asynchronlauf eine der nach außen geführten Getriebewellen still steht, tritt Haftreibung auf, sofern die betreffende Welle im Getriebegehäuse gelagert ist⁷. Liegt ein Stillstand des Hohlrades oder eines der Sonnenräder des Ravigneaux-Satzes vor, wird an der Zahnreibstelle des stehenden Zahnrades keine Leistung übertragen. Daher ist ihr Verzahnungswirkungsgrad nicht definiert, weshalb sich die Fallunterscheidung in (5) auf von Null verschiedene Produkte aus Drehmomenten und Winkelgeschwindigkeiten beschränkt.

Bei Stillstand einer nach außen geführten Getriebewelle⁸ empfiehlt sich ebenfalls die Modellierung durch gedankliches Ersetzen des Planetenradsatzes durch das in Abb. 3 dargestellte äquivalente System. Im fiktiven Koppelblock wird hier die stehende Getriebewelle durch eine masselose Bremse mit dem Getriebegehäuse verbunden und somit ihre Winkelgeschwindigkeit konstant auf Null gehalten. Die am Ausgang auf den fiktiven Planetenradsatz übertragenen Drehmomente ergeben sich gemäß

$$\overbrace{[\check{M}_R(t) \quad \check{M}_{S1}(t) \quad \check{M}_{S2}(t) \quad \check{M}_P(t)]^T}^{P \check{\mathbf{m}}(t) :=} = P \mathbf{m}(t) + \mathbf{s} \cdot M_{ha}(t), \tag{23}$$

wobei M_{ha} das über die Bremse des fiktiven Koppelblocks übertragene Drehmoment bezeichnet und die Elemente des Vektors \mathbf{s} gemäß

$$s_\nu = \begin{cases} 1 & \text{wenn } P m_\nu \text{ auf die stehende Welle wirkt} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \tag{24}$$

zu wählen sind. Damit ist die Wirkung des fiktiven Koppelblocks auf die Drehmomente des äquivalenten Systems beschrieben. Seine Wirkung auf die Winkelgeschwindigkeiten lässt sich durch die Gleichungsrestriktion

$$\boldsymbol{\psi}^T \cdot \mathbf{x}(t) = 0 \tag{25a}$$

mit

$$\boldsymbol{\psi}^T = \mathbf{c}_\nu^T \quad \text{wenn } \omega_\nu = 0 \text{ ist} \tag{25b}$$

beschreiben, wobei \mathbf{c}_ν^T den ν -ten Zeilenvektor der in (1) definierten Matrix \mathbf{C} und ω_ν das ν -te Element des in (1) definierten Vektors $\boldsymbol{\omega}$ bezeichnet.

Die Wirkung von Haftreibung in Lagern stehender Getriebewellen wird im äquivalenten System bereits durch den fiktiven Koppelblock erzielt. Bei der Beschreibung des fiktiven Planetenradsatzes sind noch die Lagerverlustmomente derjenigen Lager explizit in das Gleichungssystem einzubeziehen, deren Relativ-Winkelgeschwindigkeiten von Null verschieden sind. Hierzu sei ein neuer Vektor ${}^{Lr} \hat{\mathbf{m}}$ eingeführt, der ebenso viele Elemente wie ${}^{L} \hat{\mathbf{m}}$ aufweist. Konkret sei

$${}^{Lr} m_\nu(\mathbf{x}) = \begin{cases} {}^{L} m_\nu(\mathbf{x}) & \text{wenn die Relativ-Winkelgeschwindigkeit des Lagers von Null verschieden ist} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \tag{26}$$

das ν -te Element des Vektors ${}^{Lr} \hat{\mathbf{m}}$, wobei ${}^{L} m_\nu$ das ν -te Element des nach (6) definierten Vektors ${}^{L} \hat{\mathbf{m}}$ bezeichnet. Unter Berücksichtigung von (23) wird damit aus (8)

$$\underbrace{[{}^R \hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad {}^i \hat{\mathbf{Q}}(\hat{\boldsymbol{\eta}}_z)]}_{\in \mathbb{R}^{6 \times 6}} \cdot \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ {}^i \hat{\mathbf{m}}(t) \end{pmatrix} = P \hat{\mathbf{Q}} \cdot P \check{\mathbf{m}}(t) - {}^{Lr} \hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}), \tag{27}$$

bzw. aus (11)

$$\underbrace{[{}^R \hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad {}^i \hat{\mathbf{Q}}]}_{\in \mathbb{R}^{6 \times 6}} \cdot \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ {}^i \hat{\mathbf{m}}(t) \end{pmatrix} = P \hat{\mathbf{Q}} \cdot P \check{\mathbf{m}}(t) - {}^i \hat{\mathbf{Q}} \cdot {}^{VZ} \hat{\mathbf{m}} - {}^{Lr} \hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}). \tag{28}$$

⁷In der Regel tritt Haftreibung auch in Komponenten außerhalb des Getriebes auf, welche mit der stehenden Welle gekoppelt sind.

⁸Die Planetenräder sind hier nicht zu nennen, da ihre Lager ausschließlich im Synchronlauf keine Relativ-Winkelgeschwindigkeiten aufweisen.

Bei bekannter Matrix $\hat{\eta}_z$ beschreibt (27) den fiktiven Planetenradsatz aus Abb. 3 nach dem ersten Modellierungsansatz, nach dem zweiten Modellierungsansatz wird dieser durch (28) gemeinsam mit (12c) beschrieben.

Allerdings sind noch die Definitionen der Elemente der Matrix $\hat{\eta}_z$ anzupassen, die bekanntlich lediglich auf ihrer Hauptdiagonalen besetzt ist. Nach der bisherigen Definition gemäß (5) bezeichnet jedes Hauptdiagonalelement von $\hat{\eta}_z$ den Verzahnungswirkungsgrad einer bestimmten Zahnreibstelle bzw. dessen Reziprokwert. Wie bereits beschrieben, kann diese Größe für eine Zahnreibstelle eines stehenden Zahnrades nicht quantifiziert werden, da an der betreffenden Zahnreibstelle keine mechanische Leistung übertragen wird. Dennoch erzeugt die Reibung an dieser Stellen Abrieb und Wärme; also eine von Null verschiedene Verlustleistung. Es sei vorgeschlagen, dem Hauptdiagonalelement von $\hat{\eta}_z$, welches der betreffenden Zahnreibstelle zugeordnet ist, den Wert Eins zuzuweisen und die Verlustleistung an der betreffenden Zahnreibstelle durch entsprechende Modifikation der restlichen Hauptdiagonalelemente der gemäß (5) definierten Matrix $\hat{\eta}_z$ zu berücksichtigen. Eine einfache, diesem Vorschlag Rechnung tragende Modifikation der Definition (5b) stellt

$$S^{1,P}\eta_z = \begin{cases} 1 & \text{für } M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t) = 0 \\ S^{1,P}\eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } (M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t) > 0) \wedge (\omega_R(t) \cdot \omega_{S2}(t) \neq 0) \\ S^{1,P}\eta_{zs}(\mathbf{x}) & \text{für } (M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t) > 0) \wedge (\omega_R(t) \cdot \omega_{S2}(t) = 0) \\ \frac{1}{S^{1,P}\eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t) < 0 \end{cases} \quad (29a)$$

$$S^{2,P}\eta_z = \begin{cases} 1 & \text{für } M_{P,S2}(t) \cdot \omega_{S2}(t) = 0 \\ S^{2,P}\eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } (M_{P,S2}(t) \cdot \omega_{S2}(t) > 0) \wedge (\omega_R(t) \cdot \omega_{S1}(t) \neq 0) \\ S^{2,P}\eta_{zs}(\mathbf{x}) & \text{für } (M_{P,S2}(t) \cdot \omega_{S2}(t) > 0) \wedge (\omega_R(t) \cdot \omega_{S1}(t) = 0) \\ \frac{1}{S^{2,P}\eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P,S2}(t) \cdot \omega_{S2}(t) < 0 \end{cases} \quad (29b)$$

$$R^{,P}\eta_z = \begin{cases} 1 & \text{für } M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t) = 0 \\ R^{,P}\eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } (M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t) > 0) \wedge (\omega_{S1}(t) \cdot \omega_{S2}(t) \neq 0) \\ R^{,P}\eta_{zs}(\mathbf{x}) & \text{für } (M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t) > 0) \wedge (\omega_{S1}(t) \cdot \omega_{S2}(t) = 0) \\ \frac{1}{R^{,P}\eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t) < 0 \end{cases} \quad (29c)$$

$$P^{2,P1}\eta_z = \begin{cases} 1 & \text{für } (M_{P1,P2}(t) \cdot \omega_{Pr2}(t) = 0) \vee (\omega_R(t) \cdot \omega_{S1}(t) \cdot \omega_{S2}(t) = 0) \\ P^{2,P1}\eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } (M_{P1,P2}(t) \cdot \omega_{Pr2}(t) > 0) \wedge (\omega_R(t) \cdot \omega_{S1}(t) \cdot \omega_{S2}(t) \neq 0) \\ \frac{1}{P^{2,P1}\eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } (M_{P1,P2}(t) \cdot \omega_{Pr2}(t) < 0) \wedge (\omega_R(t) \cdot \omega_{S1}(t) \cdot \omega_{S2}(t) \neq 0) \end{cases} \quad (29d)$$

dar. In den Fallunterscheidungen sind die oben formulierten Bedingungen $\omega_{S1} = 0$, $\omega_{S2} = 0$ und $\omega_R = 0$, unter denen einem der Faktoren $S^{1,P}\eta_z$, $S^{2,P}\eta_z$ und $R^{,P}\eta_z$ der Wert Eins zugewiesen wird⁹, nicht explizit, sondern implizit in den Bedingungen $M_{P,S1} \cdot \omega_{S1} = 0$, $M_{P,S2} \cdot \omega_{S2} = 0$ und $M_{P,R} \cdot \omega_R = 0$ enthalten. Diese sind nicht nur erfüllt, wenn eine der entsprechenden Wellen still steht, sondern auch dann, wenn ein inneres Drehmoment Null ist. Letzterer Fall war in den bisherigen Definitionen noch nicht berücksichtigt. Weil $S^{1,P}\eta_{z1}$, $S^{1,P}\eta_{z2}$, $S^{2,P}\eta_{z1}$, $S^{2,P}\eta_{z2}$, $R^{,P}\eta_{z1}$, $R^{,P}\eta_{z2}$, $P^{2,P1}\eta_{z1}$ und $P^{2,P1}\eta_{z2}$, die bereits in (5b) enthaltenen Verzahnungswirkungsgrade bezeichnet, darf (29) auch herangezogen werden, wenn im Asynchronlauf keine Welle still steht. Die bisherigen Definitionen (5b) können deshalb vollständig durch (29) ersetzt werden.

In (29) liegt eine Vereinfachung darin, dass bei Stillstand des Hohlrades oder eines der Sonnenräder in $\hat{\eta}_z$ nicht nur dem Hauptdiagonalelement, welches der Zahnreibstelle der stehenden Welle zugeordnet ist, der Wert Eins zugewiesen wird. Gleiches geschieht nämlich auch mit dem Element $P^{2,P1}\eta_z$, welches der Zahnreibstelle zwischen den beiden Planetenrädern zugeordnet ist. Ebenso wird mit Zahnreibstellen verfahren, an denen mechanische Leistung in Richtung der nach außen geführten Getriebewelle fließt. In den Faktoren $S^{1,P}\eta_{zs}$, $S^{2,P}\eta_{zs}$ und $R^{,P}\eta_{zs}$ sind somit nicht nur die Verluste der Zahnreibstellen, denen sie zugeordnet sind, zu berücksichtigen, sondern zusätzlich noch die Verluste an den Zahnreibstellen, deren zugehörige Elemente in $\hat{\eta}_z$ den Wert Eins erhalten.

Um die Bedeutung der Faktoren $S^{1,P}\eta_{zs}$, $S^{2,P}\eta_{zs}$ und $R^{,P}\eta_{zs}$ und wie diese zu quantifizieren sind zu verdeutlichen, sei folgende Überlegung angestellt: Durch Festhalten einer beliebigen Welle wird aus mathematischer Sicht der Winkelgeschwindigkeit der betreffenden Welle der Wert Null vorgegeben. Deshalb kann im Ravigneaux-Satz nur

⁹Bei Stillstand des Planetenträgers rotieren im Asynchronlauf sämtliche Zahnräder um ihre eigenen Achsen. Daher stellt $\omega_P = 0$ keine gesondert zu betrachtende Bedingung dar.

noch die Winkelgeschwindigkeit genau einer Welle frei gewählt werden. Dieser einen frei gewählten Winkelgeschwindigkeit sind die Winkelgeschwindigkeiten der beiden anderen Wellen betragsmäßig proportional. Die drei rotierenden Wellen verhalten sich somit wie drei über einfache Zahnradübersetzungen miteinander gekoppelter Wellen. Eine Welle kann nun als Eingangswelle interpretiert werden, wenn sie an ihrer Zahnreibstelle mechanische Leistung abgibt, während sie bei umgekehrter Leistungsflussrichtung als Ausgangswelle verstanden wird. Ist nach dieser Definition beispielsweise das Sonnenrad 1 eine Eingangswelle, so liefert sie bei verlustlosen Lagern der Planetenräder im stationären Zustand den Beitrag $S^{1,P}\eta_{zs} \cdot M_{P,S1} \cdot \omega_{S1}$ zu der Leistung, die auf die Ausgangswelle übertragen wird. Die beiden Faktoren $S^{2,P}\eta_{zs}$ und $R^{,P}\eta_{zs}$ sind in analoger Weise zu interpretieren. Es sei angemerkt, dass die Verluste in den Lagern dabei nicht vernachlässigt werden. Sie gehen nämlich als Elemente des Vektors ${}^{Lr}\hat{\mathbf{m}}$ in das Gleichungssystem (27) bzw. (28) ein. Lediglich bei der Bestimmung der Verluste an den Zahnreibstellen wird der Einfluss der Massenträgheit der Planetenräder vernachlässigt, wenn im Asynchronlauf eines der Sonnenräder oder das Hohlrad still steht. Dies ist in praktischen Anwendungen jedoch leicht zu rechtfertigen. Die mit dem Einsatz der Faktoren $S^{1,P}\eta_{zs}$, $S^{2,P}\eta_{zs}$ und $R^{,P}\eta_{zs}$ verbundene Abweichungen zwischen den berechneten und tatsächlichen Werten der inneren Drehmomente ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ ist ebenfalls vertretbar, weil diese keinen Einfluss auf die Genauigkeit der restlichen Simulationsergebnisse haben. Außerdem werden die Genauigkeitsanforderungen bzgl. der inneren Drehmomente in praktischen Simulationsaufgaben in der Regel nicht so hoch sein, sofern diese Größen überhaupt von Interesse sein sollten.

Damit sind nun die Grundlagen erarbeitet um das Verhalten des Ravigneaux-Satzes im Asynchronlauf auch beim Stillstand einer nach außen geführten Getriebewelle zu beschreiben. Um die Herleitung der entsprechenden Modelle abzuschließen, sind die Modelle des fiktiven Planetenradsatzes lediglich noch mit dem Modell des fiktiven Koppelblocks zu vereinigen.

Durch Zusammenfassen von (23) bis (27) ergibt sich

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ {}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) \\ M_{ha}(t) \end{pmatrix} = \overbrace{\begin{pmatrix} {}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} & {}^{i1}\hat{\mathbf{Q}}(\hat{\eta}_z) & -{}^P\hat{\mathbf{Q}} \cdot \mathbf{s} \\ \psi^T & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} {}^P\hat{\mathbf{Q}} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}}^{1^P\mathbf{G}(\hat{\eta}_z):=} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + \overbrace{\begin{pmatrix} {}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} & {}^{i1}\hat{\mathbf{Q}}(\hat{\eta}_z) & -{}^P\hat{\mathbf{Q}} \cdot \mathbf{s} \\ \psi^T & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} -\mathbf{I} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}}^{1^{Lr}\mathbf{G}(\hat{\eta}_z):=} \cdot {}^{Lr}\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}),$$

was zu

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ M_{ha}(t) \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & 1 \end{pmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{3 \times 7}} \cdot {}^{1^P}\mathbf{G}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & 1 \end{pmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{3 \times 7}} \cdot {}^{1^{Lr}}\mathbf{G}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^{Lr}\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}), \tag{30a}$$

$${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{4 \times 7}} \cdot {}^{1^P}\mathbf{G}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{4 \times 7}} \cdot {}^{1^{Lr}}\mathbf{G}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^{Lr}\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) \tag{30b}$$

umgeformt werden kann. Nach dem *ersten Modellierungsansatz* beschreibt die Gesamtheit aus (30), (5a), (29), (26) und den Gleichungen, nach welchen die gemäß (6) im Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomente berechnet werden, den Ravigneaux-Satz im Asynchronlauf bei Stillstand einer Getriebewelle. Daraus wird ersichtlich, dass die *Zustandsdifferentialgleichung nach dem zweiten Modellierungsansatz* in diesem Fall aus der ersten Zeile in (30a) zusammen mit (5a), (29), (26) und den Gleichungen, nach welchen die gemäß (6) im Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomente berechnet werden⁵, gebildet werden kann. Darin ist der Zustandsvektor \mathbf{x} gemäß (1) definiert, während im Vektor ${}^P\mathbf{m}$ gemäß (7) die Drehmomente auf die nach außen geführten Getriebewellen zusammengefasst sind. Die Matrizen ${}^{1^P}\mathbf{G}$ und ${}^{1^{Lr}}\mathbf{G}$ hängen von der Matrix $\hat{\eta}_z$ ab. Diese hängen wiederum von den nach (2) definierten inneren Drehmomenten ab, welche gemäß (3) zum Vektor ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefasst sind. Deshalb kann ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ nicht nach (30b) berechnet werden, womit erwartungsgemäß wieder die bereits in [1] ausführlich diskutierte Situation vorliegt. Wie diese durch Heranziehen eines Schätzwertes für $\hat{\eta}_z$ und anschließende sukzessive Korrektur aufgelöst werden kann, wird bereits in [1] beschrieben.

Durch Zusammenfassen von (23) bis (26) und (28) ergibt sich

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ {}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) \\ M_{ha}(t) \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} {}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} & {}^{2i}\hat{\mathbf{Q}} & -{}^P\hat{\mathbf{Q}} \cdot \mathbf{s} \\ \psi^T & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} {}^P\hat{\mathbf{Q}} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{2^q\mathbf{J}:=} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + \underbrace{{}^{2Lr}\mathbf{G}:=}_{2^q\mathbf{J}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} -\mathbf{I} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}} \cdot {}^{Lr}\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + \underbrace{{}^{vZ}\mathbf{G}:=}_{2^q\mathbf{J}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} -{}^{i2}\hat{\mathbf{Q}} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}} \cdot {}^{vZ}\hat{\mathbf{m}}(t),$$

was zu

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ M_{ha}(t) \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{pmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{3 \times 7}} \cdot \underbrace{{}^{2P}\mathbf{G}}_{AhP\mathbf{G}:=} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{pmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{3 \times 7}} \cdot \underbrace{{}^{2Lr}\mathbf{G}}_{AhL\boldsymbol{\chi}(\mathbf{x}):=} \cdot {}^{Lr}\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{pmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{3 \times 7}} \cdot \underbrace{{}^{VZ}\mathbf{G}}_{hVZ\boldsymbol{\chi}(t):=} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}(t), \quad (31a)$$

$${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{4 \times 7}} \cdot \underbrace{{}^{2P}\mathbf{G}}_{hiP\mathbf{G}} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{4 \times 7}} \cdot \underbrace{{}^{2Lr}\mathbf{G}}_{hiL\mathbf{G}} \cdot {}^{Lr}\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\in \mathbb{R}^{4 \times 7}} \cdot \underbrace{{}^{VZ}\mathbf{G}}_{hiVZ\mathbf{G}} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}(t) \quad (31b)$$

umgeformt werden kann. Nach dem *zweiten Modellierungsansatz* beschreibt die Gesamtheit aus (31), (5a), (29), (26), (12c) und den Gleichungen, nach welchen die gemäß (6) im Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomente berechnet werden, den Ravigneaux-Satz im Asynchronlauf bei Stillstand einer Getriebewelle. Daraus wird ersichtlich, dass die *Zustandsdifferentialgleichung nach dem zweiten Modellierungsansatz* in diesem Fall aus der ersten Zeile in (31a) zusammen mit (31b), (5a), (29), (26), (12c) und den Gleichungen, nach welchen die gemäß (6) im Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomente berechnet werden⁵, gebildet werden kann. Darin ist der Zustandsvektor \mathbf{x} gemäß (1) definiert, während im Vektor ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ gemäß (3) die nach (2) definierten inneren Drehmomente und im Vektor ${}^P\mathbf{m}$ gemäß (7) die Drehmomente auf die nach außen geführten Getriebewellen zusammengefasst sind. Die Matrizen ${}^{2P}\mathbf{G}$, ${}^{2Lr}\mathbf{G}$ und ${}^{VZ}\mathbf{G}$ sind nicht von der Matrix $\hat{\eta}_z$ abhängig, sondern konstant. Allerdings empfiehlt sich bei der Anwendung von (31b) wegen der Abhängigkeit des Vektors ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ von ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ auch hier, wie bereits in [1] beschrieben, für ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ zunächst einen Schätzwert anzusetzen, der anschließend sukzessive korrigiert werden kann.

5 Wechsel des Bewegungsmodus

Während einer Simulation ist zu Beginn eines jeden Simulationsschrittes eines der in Abschnitt 2.3 und Kapitel 4 behandelten Modelle auszuwählen. Daher muss noch beschrieben werden, wie anhand des *zu Beginn des Simulationsschrittes vorliegenden Bewegungsmodus* und weiterer Kriterien zwischen den Modellen zu wählen ist.

Besonders leicht fällt diese Auswahl, *wenn sich der Planetenradsatz im Asynchronlauf befindet und die Winkelgeschwindigkeiten aller Getriebewellen von Null verschieden sind*. Dann tritt keine Haftreibung auf und es gelten die in Abschnitt 2.3 vorgestellten Modelle¹⁰.

Kämen hingegen im *Asynchronlauf bei Stillstand einer Getriebewelle* generell die für diesen Fall in Abschnitt 4.3 vorgestellten Modelle zum Einsatz, so würde sich die Winkelgeschwindigkeit der stehenden Welle in der Simulation während des Asynchronlaufs nicht mehr ändern. Vor dem Einsatz eines dieser Modelle ist deshalb durch einen geeigneten Algorithmus festzustellen, ob die Drehmomente auf die nach außen geführten Getriebewellen die stehende Welle auch tatsächlich nicht in eine Drehbewegung versetzen. Dies geschieht nicht, so lange die Haftreibung ein bestimmtes Drehmoment, das hier als Losreißmoment bezeichnet werden soll, nicht überschreitet. Es ist einsichtig klar, dass als Maß für das auf die stehende Welle wirkende Haftreibungsmoment das über die masselose Kupplung des fiktiven Koppelblocks übertragene Drehmoment M_{ha} herangezogen werden kann. Daher lässt sich (etwa auf experimentellem Wege) ermitteln, bis zu welchem Wert von M_{ha} die stehende Welle im Stillstand verharrt. Diese Information über den Losreißwert des Drehmomentes M_{ha} kann bei der Simulation genutzt werden. Hierzu kann das aktuelle Drehmoment M_{ha} durch Anwendung von (30a) oder (31a) berechnet und anschließend festgestellt werden, ob dessen Losreißwert betragsmäßig überschritten wird. Wenn nicht, ist eines der Modelle aus Abschnitt 4.3 einzusetzen, anderenfalls jedoch eines der in Abschnitt 2.3 vorgestellten Modelle¹⁰.

Entsprechend ist im *Synchronlauf* zunächst gemäß (18) das Drehmoment M_{hs} zu berechnen und festzustellen, ob dessen Losreißwert betragsmäßig überschritten wird. Wenn nicht, wird das für den Synchronlauf in Abschnitt 4.1 vorgestellte Modell eingesetzt, anderenfalls eines der Modelle aus Abschnitt 2.3 für den Asynchronlauf¹⁰.

Im *Stillstand* ist nach Anwendung von (22) anhand der Elemente von ${}^{Sh}\mathbf{m}$ festzustellen, ob der Planetenradsatz in Bewegung gesetzt wird. Falls nicht, gilt im bevorstehenden Simulationsschritt das Modell für den Stillstand aus Abschnitt 4.2. Anderenfalls sind durch Anwendung von (18) und entweder (30a) oder (31a) die Drehmomente M_{hs} und M_{ha} zu berechnen. Durch Vergleich deren Beträge mit ihren entsprechenden Losreißwerten zeigt sich,

¹⁰Dabei empfiehlt es sich, anstatt (5b) die Definition (29) heranzuziehen. Denn damit kann auch der spezielle Fall berücksichtigt werden, dass an einer Zahnreibstelle keine Leistung übertragen wird.

ob der Planetenradsatz im bevorstehenden Simulationsschritt in den Synchronlauf oder in den Asynchronlauf versetzt wird und ob im Falle des Asynchronlauf ggf. eine Welle still steht. Anhand dieser Information ist aus den Abschnitten 2.3, 4.1 und 4.3 das für den bevorstehenden Simulationsschritt geeignete Modell auszuwählen.

An dieser Stelle ist noch zu erwähnen, dass bei der numerischen Integration die Nulldurchgänge der Winkelgeschwindigkeiten aller nach außen geführter Getriebewellen und der Nulldurchgang der Relativ-Winkelgeschwindigkeit zweier beliebiger nach außen geführter Wellen zu detektieren sind. Anderenfalls können sich die Simulationsergebnisse in mehr oder weniger großen Zeitintervallen bzgl. der Bewegungsmodi von dem realen Verhalten des Systems unterscheiden. Ein derartiger Fehler kann je nach Anwendung unter Umständen unvermeidbare Abweichungen in den Winkelgeschwindigkeiten nach sich ziehen.

6 Zusammenfassung / Fazit

Bei einfachen Zahnradgetrieben sind lediglich zwei Bewegungsmodi voneinander zu unterscheiden. Relativ zum Getriebegehäuse stehen die Zahnräder entweder still, oder sie üben eine Drehbewegung aus. In Planetenradsätzen stellt der Stillstand ebenfalls den trivialsten Bewegungsmodus dar. Daneben sind jedoch noch zwei grundlegende Bewegungsmodi voneinander zu unterscheiden, nämlich der Synchronlauf und der Asynchronlauf. Im Synchronlauf rotieren alle nach außen geführten Wellen des Planetenradsatzes relativ zum Gehäuse mit identischer Winkelgeschwindigkeit, während sich die Planetenräder nicht um ihre eigenen Achsen drehen. Der Asynchronlauf ist durch paarweise voneinander verschiedene Winkelgeschwindigkeiten der nach außen geführten Getriebewellen gekennzeichnet. Wie in Kapitel 3 erläutert, unterscheiden sich die drei Bewegungsmodi hinsichtlich der auftretenden Reibungsarten.

Unterschiedliche Ansätze von Reibmodellen wurden bereits in [1] ausführlich behandelt. Diese wurden als *expliziter* bzw. *impliziter* Ansatz bezeichnet. In statischen Modellen kommt der implizite Ansatz ohne Informationen über die inneren (an den Zahnreibstellen übertragenen) Drehmomente aus. Werden die Reibmodelle jedoch mit den Bewegungsdifferentialgleichungen von Planetenradsätzen zu dynamischen Modellen vereinigt, geht dieser Vorteil gegenüber dem expliziten Ansatz jedoch verloren. Deshalb wurden in [1] lediglich auf Basis des expliziten Ansatzes zwei Ansätze zur dynamischen Modellierung von Planetenradsätzen vorgestellt und als *erster Modellierungsansatz* bzw. *zweiter Modellierungsansatz* bezeichnet. Ohne auf die drei Bewegungsmodi einzugehen, wurde dabei stets der Asynchronlauf bei ausschließlich von Null verschiedenen Winkelgeschwindigkeiten vorausgesetzt.

Die Zielsetzung dieses Beitrags war deshalb die Modellierung des Planetenradsatzes bei Nichterfülltheit letzterer Bedingung sowie in den anderen Bewegungsmodi. Der wesentliche Unterschied gegenüber den in [1] vorausgesetzten Bedingungen liegt im Auftreten von Haftreibung. Ihre Wirkung kann durch gedachte masselose Kupplungen bzw. Bremsen in einem fiktiven Koppelblock modelliert werden, welcher die nach außen geführten Getriebewellen mit einem fiktiven Planetenradsatz verbindet. Letzterer unterscheidet sich von dem zu modellierenden Planetenradsatz lediglich darin, dass in ihm keine Haftreibung auftritt. Deshalb kann zu dessen Beschreibung auf die bereits aus [1] bekannten Modellierungsansätze zurückgegriffen werden. Darin sind lediglich die entsprechenden Verlustmomente Null zu setzen und speziell für den Stillstand des Hohlrades oder eines Sonnenrades im Asynchronlauf die Definitionen der Größen $^{S1,P}\eta_z$, $^{S2,P}\eta_z$, $^{R,P}\eta_z$ und $^{P2,P1}\eta_z$ zu modifizieren, wie in Abschnitt 4.3 beschrieben. Zusammen mit den für die jeweiligen Bewegungsmodi spezifischen mathematischen Beschreibungen des fiktiven Koppelblocks wurden so in Kapitel 4 mathematische Beschreibungen für den Stillstand, den Synchronlauf und den Stillstand einer nach außen geführten Getriebewelle im Asynchronlauf hergeleitet.

Beim Vergleich der Modelle in Kapitel 4 ist festzustellen, dass sich ihre wesentlichen Gleichungen nach dem *zweiten Modellierungsansatz* (18) bzw. (22) bzw. (31) in der gemeinsamen Form

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ {}^h\mathbf{m}(t) \end{pmatrix} = {}^P\mathbf{G} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + {}^L\boldsymbol{\chi}(\mathbf{x}) + {}^{VZ}\boldsymbol{\chi}(t), \quad (32a)$$

$${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) = {}^{iP}\mathbf{G} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + {}^{iL}\mathbf{G} \cdot {}^{Lr}\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^{iVZ}\mathbf{G} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}(t) \quad (32b)$$

mit \mathbf{x} gemäß (1), ${}^P\mathbf{m}$ gemäß (7), dem Verzahnungsverlustmomentenvektor ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ gemäß (10) und ${}^{Lr}\hat{\mathbf{m}}$ gemäß (26) darstellen lassen. Dabei gleicht ${}^P\mathbf{G}$ im Synchronlauf der Matrix ${}^{SP}\mathbf{G}$ aus (18), im Stillstand der Matrix ${}^{hP}\mathbf{G}$ aus (22) und im Asynchronlauf bei Stillstand einer nach außen geführten Getriebewelle der Matrix ${}^{AhP}\mathbf{G}$ aus (31a). Der Spaltenvektor ${}^L\boldsymbol{\chi}$ modelliert die Reibung in den Lagern mit von Null verschiedenen Relativ-Winkelgeschwindigkeiten und der Spaltenvektor ${}^{VZ}\boldsymbol{\chi}$ die Gleitreibung an den Zahnreibstellen. Im Vektor ${}^h\mathbf{m}$ sind bekanntlich die über die fiktiven Kupplungen übertragenen Drehmomenten zusammengefasst. Für praktische Anwendungen nicht nachteilig ist, dass im Synchronlauf die Lager- und Leerlaufverluste bei der Berechnung des Kupplungsmoments

vernachlässigt wird. Die berechneten Kupplungsmomente beinhalten im Stillstand bereits die (Haft-) Reibung in den Lagern, weshalb ${}^L\chi$ im Stillstand Null zu setzen ist. Darüber hinaus beinhalten die Elemente von ${}^h\mathbf{m}$ im Synchronlauf und im Stillstand bereits die (Haft-) Reibung an den Zahnreibstellen. Deshalb ist in diesen Bewegungsmodi auch der Vektor ${}^{VZ}\chi$ Null zu setzen. Folgerichtig entfällt dann auch (32b), da die zum Vektor ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten inneren Drehmomente lediglich zur Berechnung des in ${}^{VZ}\chi$ eingehenden Vektors ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ gemäß (12c) benötigt werden. Die Anwendung letzterer Gleichung ist in Verbindung mit (5a) und (29) jedoch lediglich im Asynchronlauf erforderlich. Steht dabei eine nach außen geführte Getriebewelle still, so gleichen die Matrizen ${}^{iP}\mathbf{G}$, ${}^{iL}\mathbf{G}$ und ${}^{iVZ}\mathbf{G}$ in (32b) den Matrizen ${}^{hiP}\mathbf{G}$, ${}^{hiL}\mathbf{G}$ und ${}^{hiVZ}\mathbf{G}$ aus (31b).

Sind im Asynchronlauf die Winkelgeschwindigkeiten der Getriebewellen ausnahmslos von Null verschieden, so tritt an keiner Stelle Haftreibung auf. Es gelten dann die in Abschnitt 2.3 vorgestellten, bereits aus [1] bekannten Modelle. Es empfiehlt sich, auch in diesem Fall anstatt der Definitionen (5b) die Definitionen (29) zugrunde zu legen. Im Gegensatz zu (5b) kann (29) nämlich auch herangezogen werden, wenn innere Drehmomente den Wert Null aufweisen. Der zweite Modellierungsansatz aus Abschnitt 2.3 lässt sich nach Entfernen des Vektors ${}^h\mathbf{m}$ aus (32a) ebenfalls in der verallgemeinerten Form (32) darstellen. Wie der Vergleich mit (12) offenbart, ist in diesem Fall ${}^P\mathbf{G} = {}^2\mathbf{B}$, ${}^L\chi(\mathbf{x}) = {}^2\hat{\mathbf{A}} \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x})$, ${}^{VZ}\chi(t) = {}^{Z2}\hat{\mathbf{A}} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$, ${}^{iP}\mathbf{G} = {}^{P2}\mathbf{B}$, ${}^{iL}\mathbf{G} = {}^{L2}\mathbf{B}$ und ${}^{iVZ}\mathbf{G} = {}^{ZL2}\mathbf{B}$.

Bei der Anwendung von (32b) ist zunächst ein Schätzwert ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ für den Vektor ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ heranzuziehen, da letzterer vom Vektor ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ abhängt. Wie bereits am Ende des Abschnitts 2.3 erwähnt, liegt es nahe, ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ zunächst mit einem Nullvektor gleichzusetzen. Die mit den Schätzwerten berechneten Werte für $\hat{\eta}_z$ bzw. ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ können bei Bedarf sukzessive korrigiert werden. Näheres hierzu ist in [1] nachzulesen.

Haftreibung wurde in Kapitel 4 durch geschlossene fiktive Kupplungen modelliert. Deshalb wurde die gemäß (5a) definierte Matrix $\hat{\eta}_z$ im Synchronlauf und im Stillstand mit der Einheitsmatrix \mathbf{I} gleich gesetzt. Für $\hat{\eta}_z \rightarrow \mathbf{I}$ streben die von $\hat{\eta}_z$ abhängigen Matrizen des ersten Modellierungsansatzes gegen die entsprechenden konstanten Matrizen des zweiten Modellierungsansatzes. Deshalb treten in den Modellen für Synchronlauf und Stillstand stets die konstanten Matrizen des zweiten Modellierungsansatzes auf, auch wenn der erste Modellierungsansatz die Grundlage für die Herleitung dieser Modelle bildet. Der zweite Modellierungsansatz setzt sich so zu sagen gegen den ersten Modellierungsansatz durch, wenn es darum geht, einen Planetenradsatz in allen Bewegungsmodi zu modellieren. Deshalb weist auch (32) im Asynchronlauf die Form des zweiten Modellierungsansatzes auf.

Während einer Simulation ist zu Beginn eines jeden Simulationsschrittes eines der in Abschnitt 2.3 und Kapitel 4 behandelten Modelle auszuwählen bzw. die Matrizen in (32) entsprechend zu parametrieren. Von wesentlicher Bedeutung ist dabei der zu Beginn des Simulationsschrittes vorherrschende Bewegungsmodus. Allein entscheidend ist dieser jedoch nur dann, wenn es sich um den Asynchronlauf handelt und dabei alle Winkelgeschwindigkeiten von Null verschieden sind. Anderenfalls sind anhand der über die fiktiven Kupplungen übertragenen Drehmomente und deren Losreißwerte weitere, in Kapitel 5 beschriebene Kriterien zu überprüfen. Um einen möglichen Übergang des Planetenradsatzes in einen anderen Bewegungsmodus bei der Simulation nicht zu verpassen, sind bei der numerischen Integration die Nulldurchgänge der Winkelgeschwindigkeiten aller nach außen geführter Getriebewellen und der Nulldurchgang der Relativ-Winkelgeschwindigkeit zweier beliebiger nach außen geführter Getriebewellen zu detektieren.

Abschließend sei noch angemerkt, dass der Einsatz anderer Reibmodelle, die auch das Verhalten der Haftreibung bei Kraft- bzw. Drehmomentschwankungen mit abbilden – wie etwa das so genannte LuGre-Modell – nicht erstrebenswert ist, so lange die Lose im Getriebe vernachlässigt wird.

Literatur

- [1] Herchenhan, M.: „Ansätze zur dynamischen Modellierung von Planetenradsätzen unter Berücksichtigung der Reibung.“ NAFEMS-Magazin, Ausgabe 28 - 4/2013, 2013. <http://www.nafems.org/publications/magazin/archive/> .
- [2] Herchenhan, M.: „Dynamische Modellierung von Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der Reibung.“ NAFEMS-Magazin, Ausgabe 19 - 2/2011, 2011. <http://www.nafems.org/publications/magazin/archive/> .
- [3] Herchenhan, M.: „Verallgemeinerte Modelle für leistungsverzweigte hybride Antriebsstränge.“ at - Automatisierungstechnik, Jahrgang 58 (2010) Heft 10. Oldenbourg Verlag, München 2010.
- [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> .

Kalibrierung von Messdaten und Simulationen als eine Optimierungsaufgabe mit Signalen

Dr.-Ing. Stephanie Kunath, Dr. Roland Niemeier, Dr.-Ing. Roger Schlegel, Dr.-Ing. Johannes Will
(Dynardo GmbH)

Signale sind charakteristische Systemantworten, welche durch Identifikation der wichtigen Parameter eine entscheidende Hilfe darstellen, um physikalische Modelle eines Systems sowie das Systemdesign selbst zu verstehen, zu validieren und zu verbessern.

Kalibrierung ist hier im Sinne der Verwendung von Feldbeobachtungen und Simulationen zur Abschätzung von Simulationsmodellparametern oder zur Bestimmung der Unsicherheit dieser Parameter zu verstehen. Kalibrierung kann somit als Optimierungsaufgabe formuliert werden, bei der die Ausgangsparameter Signale bilden und die Zielfunktion beispielsweise die Summe der quadrierten Abweichungen zwischen den Signalen des Experiments und denen der Simulation ist.

Die Optimierungsaufgabe zur Identifikation der entscheidenden Eingangsparameter kann beispielsweise so formuliert werden, dass der Wert der Zielfunktion durch Auswahl geeigneter Werte für die Inputparameter minimiert werden soll. Dies kann jedoch zu einer nicht eindeutigen Lösung der Eingangsparameter führen. Daher können zusätzliche Grenzbedingungen (Nebenbedingungen) für die Kalibrierung sinnvoll sein.

Mit dem Wissen über die Signifikanz und Sensitivität der Eingangsparameter aus der Kalibrierung kann die weitere Optimierung durchgeführt werden, um das System- oder Produktdesign zu verbessern. Des Weiteren kann mit der Information von der Kalibrierung der Designraum angepasst und geeignete Ersatzmodelle verwendet werden, die ebenso nichtlineare Systemverhalten berücksichtigen.

Die Technik der Identifikation von Eingangsparametern kann im Zuge der Optimierung mit der Kalibrierung von Messdaten mit Verwendung von gemessenen Signalen und Simulations-generierten Signalen in allen Industriezweigen Anwendung finden, in denen das virtuelle Prototyping wichtig ist. In diesem Artikel führen wir zunächst einige Methoden und Maßgrößen für Sensitivitätsanalysen und Optimierungen ein und diskutieren diese. Im Anschluss wird die Parameteridentifikation als spezielle Optimierungsaufgabe vorgestellt und mit Hilfe von zwei theoretischen Beispielen, gefolgt von einer industriellen Anwendung veranschaulicht.

1 Modellkalibrierung und -validierung mit Parameteridentifikation als Optimierungsaufgabe

Optimierung unter Anwendung numerischer Simulationen kann generell bzgl. der Zielstellung in zwei verschiedene Kategorien unterteilt werden. Wie in Abb. 1 dargestellt, sind die Ziele

- die Funktionalität eines Produktes zu verbessern
oder
- ein Modell zu testen und so zu optimieren, dass es die Realität besser abbildet.

Während die Optimierung für die Verbesserung von Produktfunktionalitäten bereits weit verbreitet ist, wird das Potential zur Verwendung ähnlicher Optimierungstechniken zur Verbesserung der Qualität des Modells – typischerweise mit Parametrisierung und Kalibrierung – oft noch nicht ausgenutzt. Daher ist das Ziel dieses Artikels dieses Potential aufzuzeigen.

Die Arbeitsabläufe, die für die Kalibrierung eines Modells verwendet werden sind ähnlich zu denen zur Verbesserung der Produktfunktionalität. In beiden Fällen ist es empfehlenswert, mit einer Sensitivitätsanalyse zu beginnen, insbesondere, wenn eine größere Anzahl an Eingangsparametern untersucht wird.

Mathematische Optimierung mit stochastischer Analyse
 in zwei Phasen des industriellen virtuellen Entwicklungsprozesses

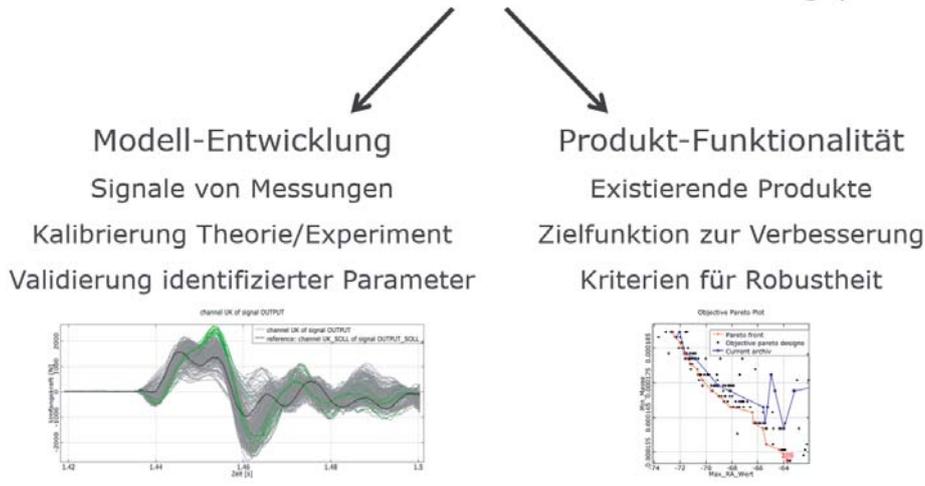


Abb. 1: Überblick über die zwei Hauptzielstellungen der Optimierung unter Nutzung von mathematischen Algorithmen mit stochastischer Analyse.

Eine **Sensitivitätsanalyse** dient der Ermittlung der wesentlichen Abhängigkeiten zwischen den Mess- bzw. Ergebnisgrößen und den Inputparametern. Dieses Vorwissen wird außerdem verwendet, um ein Metamodell zu erstellen, das die Ausgangsparameter als Funktion der Eingangsparameter wiedergibt. Dieser Schritt kann helfen, den Designraum auf die wichtigen Parameter zu minimieren. Als Kriterium zur Klassifizierung der Wichtigkeit der Parameter und der Qualität des Metamodells wurden verschiedene statistische Maßgrößen etabliert [1]. Es ist von großer Bedeutung, dass diese Metamodelle auch nichtlineare Abhängigkeiten der Parameter ermöglichen und dass die Prognosequalität quantifiziert ist. Als Prognosemaß eines solchen Modells wird in [2] der **Prognosekoeffizient (coefficient of prognosis, CoP)** eingeführt. Mit diesen CoPs kann ein nichtlineares Metamodell gewählt werden, welches das beste Modell bzgl. der besten Prognose-Fähigkeit liefert, und nicht nur die beste Anpassung an die Daten. Der Versuch, lediglich ein Modell zu finden, welches am besten an die Daten angepasst ist, kann zu Überanpassung führen. Gleichzeitig ist dieses Modell nicht in der Lage weitere, neue Daten zu erklären. Das Modell, welches auf den besten CoPs basiert, ist das **Metamodell der optimalen Prognosefähigkeit (meta model of optimal prognosis, MOP)**. Dieses erklärt bestmöglich die Variation der Antwortgrößen aus der Variation der Eingangsgrößen.

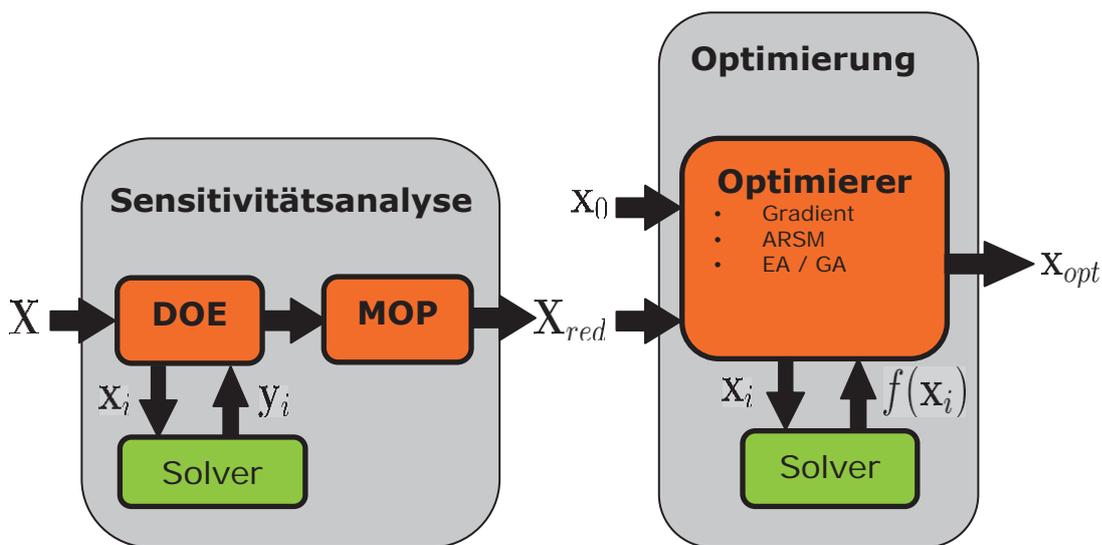


Abb. 2: Ein typischer Ablauf einer Optimierung, beginnend mit einer Sensitivitätsanalyse zur Selektion der wichtigen Parameter, gefolgt von einer Optimierung. DOE = Design of Experiments, MOP = Metamodell der optimalen Prognosefähigkeit, ARSM = adaptive Antwortflächen Modellierung, EA / GA = evolutionäre und genetische Algorithmen.

Ein typischer Ablauf für die Optimierung von Produktfunktionalitäten ist in Abb. 2 dargestellt: Nach der Definition des Designraumes X (der Parametrisierung) werden mit Hilfe des **Design of Experiment (DOE)** Designs mit verschiedenen Eingangsparametern X_i erzeugt. Diese unterschiedlichen Designs werden gelöst und somit die Werte der Ausgangsparameter Y_i generiert. Diese Daten-Sätze können verwendet werden, um das MOP zu erzeugen, womit der Designraum auf die einflussreichsten Variablen X_{red} reduziert wird, einschließlich nichtlinearer Abhängigkeiten. Von der Sensitivitätsanalyse kann ebenso ein guter Initialparametersatz X_0 zur Optimierung ausgewählt werden. Zur Optimierung ist es notwendig, mindestens eine Optimierungsfunktion $f(X_i)$ zu definieren. Verschiedene Optimierungsmethoden sind verfügbar, wie gradientenbasierte, adaptive Antwortflächen oder evolutionäre und genetische Methoden [3]. Damit wird schließlich ein optimaler Eingangsparametersatz X_{opt} gefunden.

Die Kalibrierung kann ähnlich ablaufen, indem als Optimierungsfunktion die Abweichung zu den Messwerten verwendet wird, z.B. die Summe der quadrierten Abweichungen der gemessenen und berechneten Daten für die korrespondierenden Zeitschritte. Der identifizierte Parametersatz, d.h. die für das optimierte Modell gefundenen Parameter und Parameterwerte, ist dann der optimierte Satz an Eingangsparametern X_{opt} .

2 Zwei theoretische Beispiele

Das Potential der Nutzung von Optimierungstools zur Parameteridentifikation wurde bisher kaum erkannt. Dies ist u.a. verbunden mit der Tatsache, dass nur wenige dieser Tools verfügbar sind, welche verschiedene Feldmessungen bewältigen können, z.B. Zeitreihen für einen Druck, oder die generell die Fähigkeit haben, für die Zielfunktion der Optimierung Signale aus realen Testumgebungen einfach zu integrieren. Während der Entwicklung solcher Modelle zur Simulation ist die Parametrisierung der Schlüssel zur Sicherstellung eines realen Modellverhaltens.

2.1 Gedämpfter harmonischer Oszillator

Das erste Beispiel ist ein einfacher, gedämpfter harmonischer Oszillator. Er wird verwendet, um zu zeigen, wie Signale behandelt werden können und dass verschiedene Optimierungsläufe zu verschiedenen Werten der Parameter führen können, aufgrund der Tatsache, dass die Lösung mit unterschiedlichen Werten der Eingangsparameter erzeugt werden kann.

Die wesentlichen Eingangsparameter für die Kalibrierung eines gedämpften harmonischen Oszillators sind die Masse m , die initiale kinetische Energie E_{kin} , die Dämpfung c und die Steifigkeit k (Abb. 3). Das Referenzsignal ist die Verschiebung x über die Zeit für einige Parameter, die die unbekannt Parameter in diesem Beispiel sind (rote Kurve in Abb. 4).

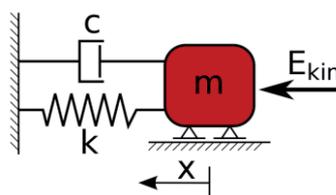


Abb. 3: Darstellung des gedämpften harmonischen Oszillators.

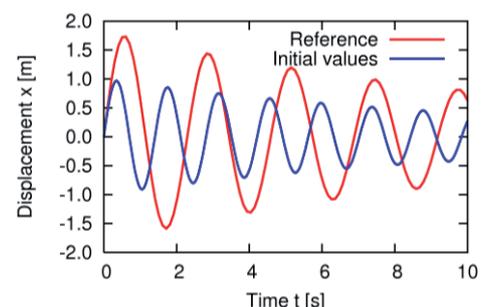


Abb. 4: Das Referenzsignal und ein Signal, welches aus den nicht optimierten Parameterwerten berechnet wurde.

Die Gleichungen für den gedämpften Oszillator sind:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

$$\ddot{x} + \frac{c}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x = 0$$

$$\ddot{x} + 2D\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = 0$$

und sie haben folgende analytische Lösung für die Verschiebung

$$x(t) = e^{-D\omega_0 t} \sqrt{\frac{2E_{kin}}{m}} \frac{1}{\omega} \sin(\omega t),$$

Mit der ungedämpften Eigenfrequenz ω_0 :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Lehr's Dämpfungsverhältnis D :

$$2D\omega_0 = \frac{c}{m}$$

und der gedämpften Eigenfrequenz ω :

$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 - D^2}$$

Das Ziel der Optimierung ist, die Eingangsparameter zu identifizieren, die ein Signal erzeugen, welches sehr nahe am Referenzsignal ist. Daher ist die Zielfunktion die Summe der quadrierten Abweichungen zwischen der Verschiebung der Referenz x^* und der Verschiebung der berechneten Lösung x bei n diskreten Zeitschritten (Signale sind in der Regel diskretisiert aufgrund der Messung):

$$f(m, k, D, E_{kin}) = \sum_{i=1}^n (x_i^* - x_i)^2$$

Die Sensitivitätsstudie für diesen Fall zeigt, dass alle Eingangsvariablen signifikant sind. Die Lösungen für alle Eingangsparameter der Sensitivitätsstudie, d.h. alle Lösungen des Design of Experiments (Abb. 5), können bereits Einblicke über die interessanten Parameterbereiche für reale Anwendungen sowie Informationen über die Machbarkeit der Parameteridentifikation selbst liefern.

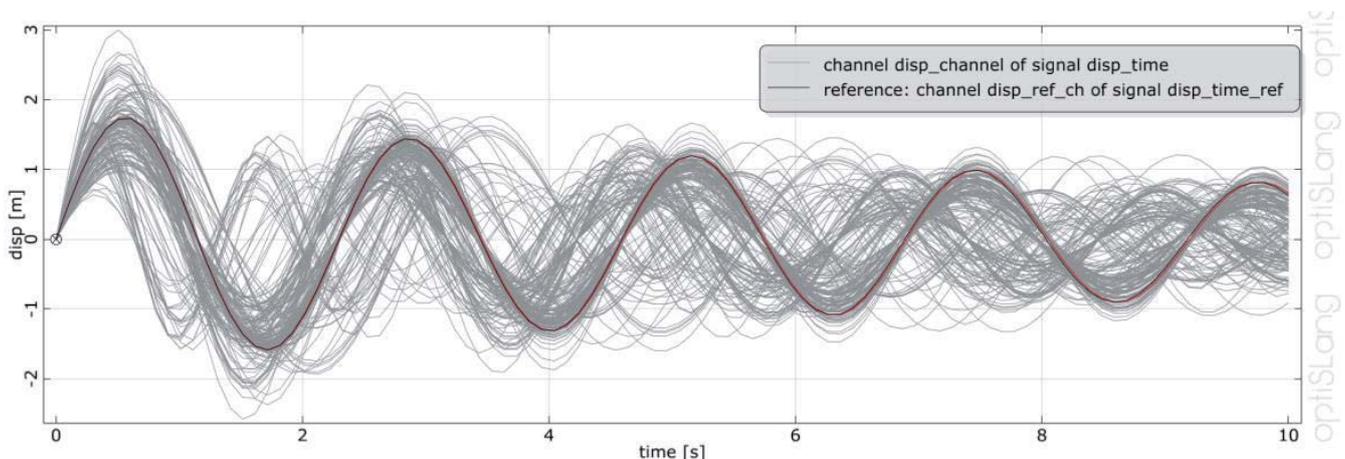


Abb. 5: Das Referenzsignal mit allen Signalen von der Sensitivitätsanalyse bzw. des Design of Experiments.

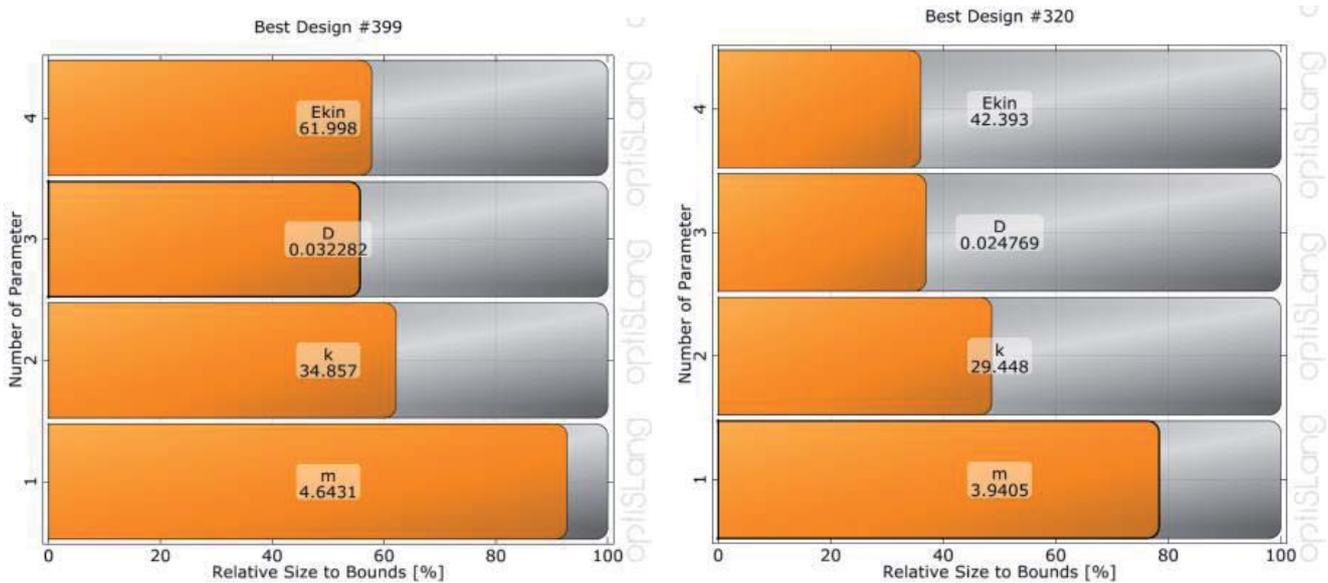


Abb. 6: Zwei verschiedene Optimierungen führen zu ziemlich unterschiedlichen identifizierten Parameterwerten.

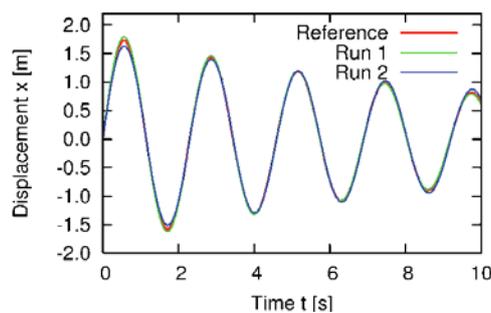


Abb. 7: Die identifizierten Parameterwerte beider Optimierungen führen zu einer guten Näherung des Referenzsignals.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist, dass die Durchführung verschiedener Optimierungen häufig zu unterschiedlichen Werten der identifizierten Parameter führt, d.h. es gibt mehrere Lösungen (Abb. 6). Trotz dieser unterschiedlichen Parameterwerte werden in beiden Fällen gute Resultate mit geringen Abweichungen zum Referenzsignal erzeugt (Abb. 7). Diese nicht eindeutige Lösung für die identifizierten Parameter ergibt sich aufgrund der Tatsache, dass die Parameter E_{kin} und m sowie m und k nur paarweise in der Lösung für die Verschiebung auftreten und dass nur ihr Verhältnis für die Lösung von Relevanz ist. Daher kann eine eindeutige Lösung generiert werden, indem beispielsweise ein konstanter Wert für die Masse zum Zweck der Optimierung eingesetzt wird. Dieses Beispiel ist mit detaillierteren Informationen in einem optiSLang Tutorial zu finden, welches von Dynardo GmbH erhältlich und momentan in der Software von optiSLang enthalten ist.

2.2 CFD Testmodell

Das zweite Beispiel ist ein vereinfachtes CFD Testmodell, bei dem ein Referenzvektor mit 12 Ausflussgeschwindigkeiten existiert. Das Ziel der Optimierung ist, den Satz von 10 Eingangsparametern für den Druck (Press_1 ... Press_10) zu finden, womit die Referenz-Ausflussgeschwindigkeiten möglichst nahe erreicht werden (Abb. 8 und Abb. 10 o.I.).

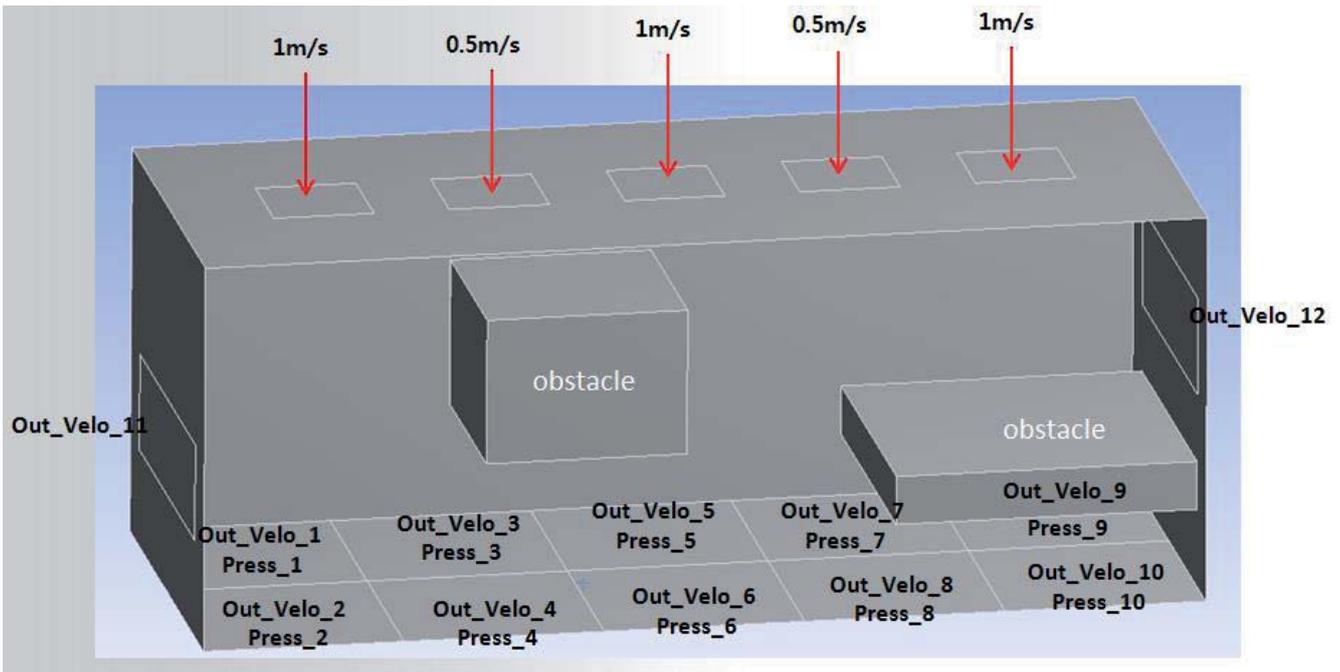


Abb. 8: Ein CFD-Beispiel eines Raumes mit zwei Hindernissen. 12 ausgangsseitige Flussgeschwindigkeiten und 10 Drücke als Eingangsparameter sind die systembeschreibenden Größen.

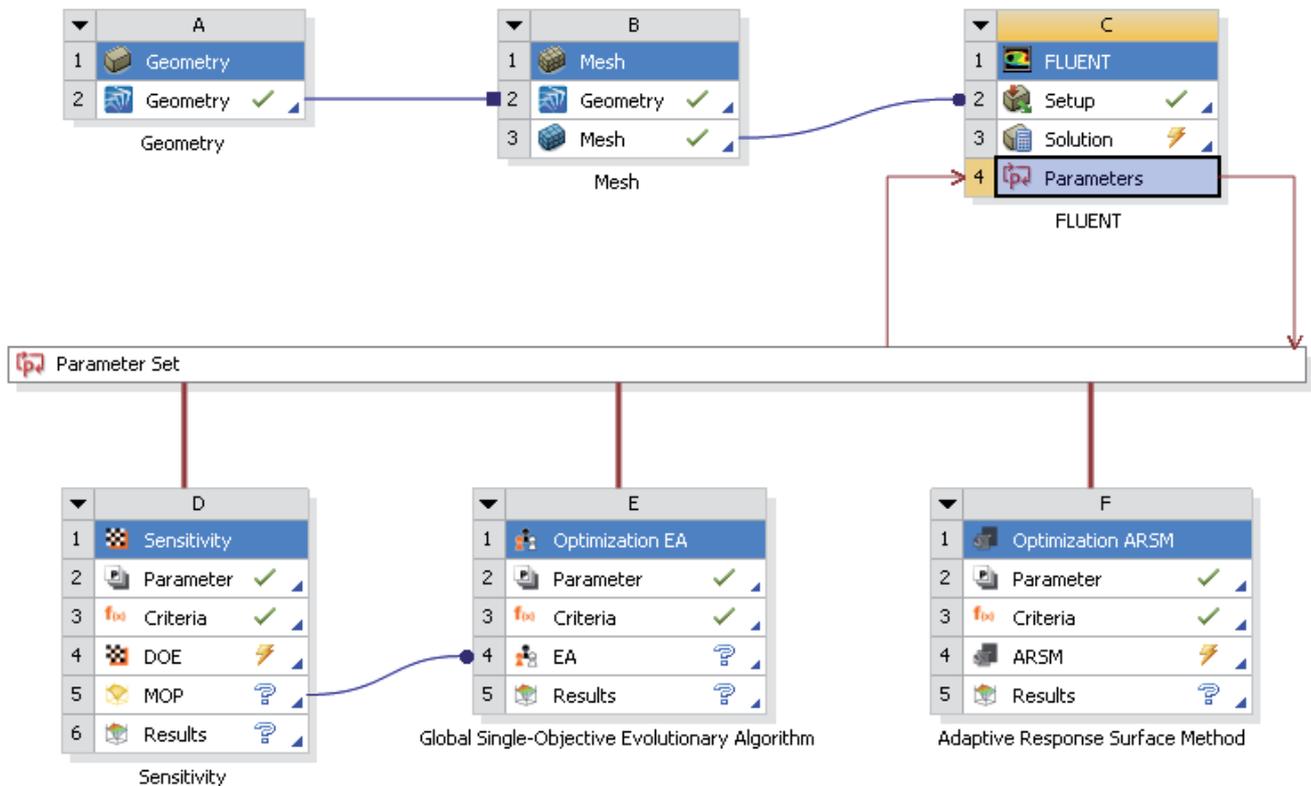


Abb. 9: Die ANSYS Workbench gekoppelt mit optiSLang inside ANSYS Workbench für das CFD-Beispiel des Raumes mit zwei Hindernissen. Anhand der Parameter aus einem CFD-Modell erfolgte nach einer Sensitivitätsanalyse eine globale Optimierung basierend auf evolutionären Algorithmen. Damit wurden einige gute Designs erzeugt, die noch nicht alle Nebenbedingungen erfüllen. Daher wurde in einem zweiten Schritt mit der Adaptiven Antwortoberflächen-Methode eine weitere, gezieltere Optimierung vorgenommen.

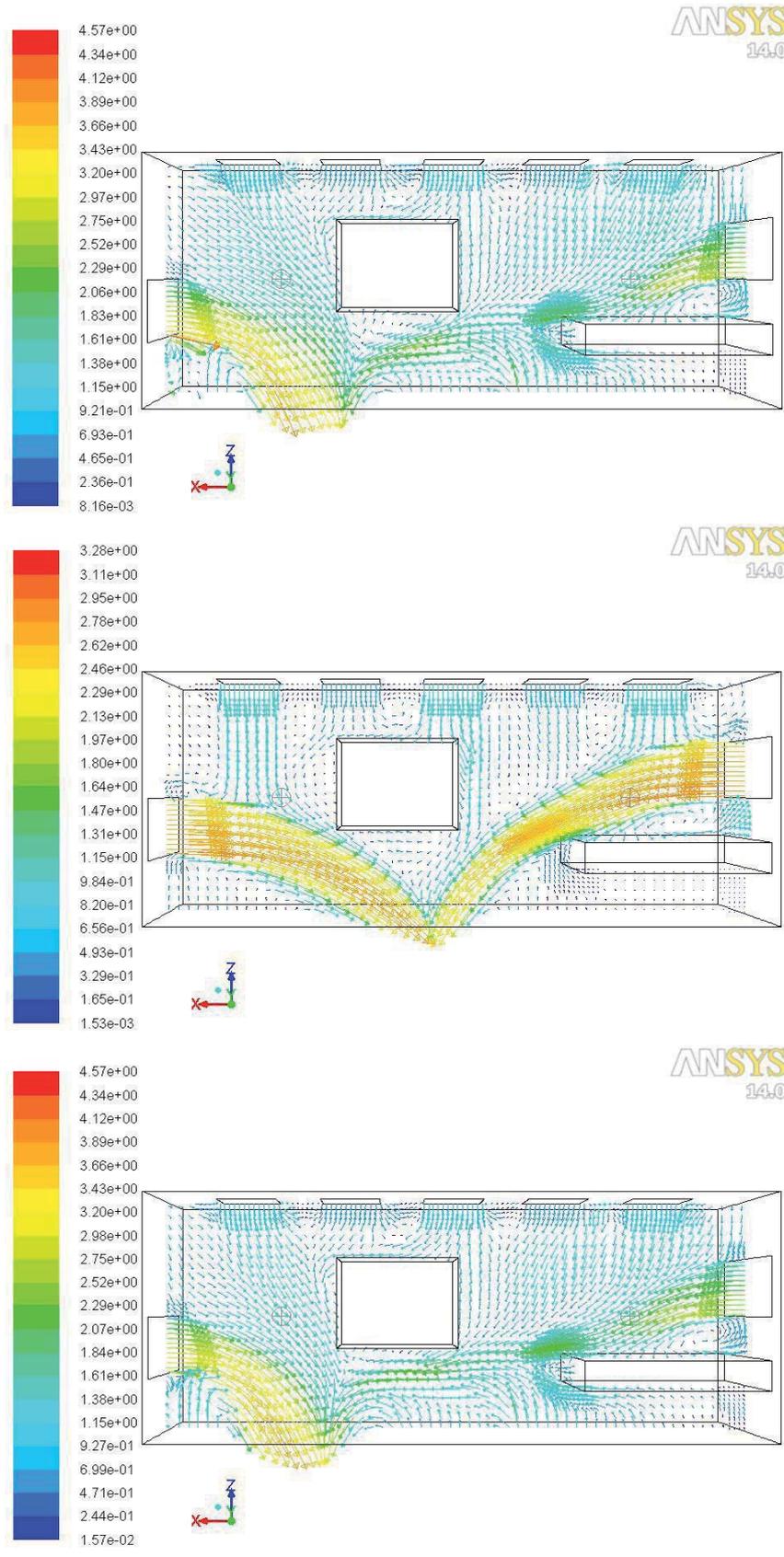


Abb. 10: Flussgeschwindigkeitsvektoren eingefärbt über deren Betragshöhe; Referenzlösung (oben), Ausgangslösung (mitte) und optimierte Lösung (unten).

Als Optimierungsfunktion werden – ähnlich dem Beispiel für den gedämpften harmonischen Oszillator – die quadrierten Abweichungen zwischen den Referenzgeschwindigkeiten Ref_Velo_i und den Geschwindigkeiten Out_Velo_i angesetzt, die minimiert werden sollen:

$$f(Press_1 \dots Press_{10}) = \sum_{i=1}^{12} (Ref_Velo_i - Out_Velo_i)^2$$

Auch in diesem Fall ist es wichtig, zusätzliche Nebenbedingungen zu setzen. Dazu soll hier jeder Ausgangsparameter im Bereich von 10% am korrespondierenden Referenzausgangsparameter liegen:

$$abs((Ref_Velo_i/Out_Velo_i) * 100 - 100) < 10$$

Dieses Problem wurde mit optiSLang inside ANSYS Workbench gelöst. Der komplette Arbeitsablauf ist in Abb. 9 illustriert. Die Lösung wurde mit der Adaptiven Antwortoberflächen-Methode (Adaptive Response Surface Method, ARSM) gefunden. Generell wird diese Methode für eine kleine Anzahl kontinuierlicher Eingangsparameter empfohlen. Das Optimierungsergebnis der Flussgeschwindigkeiten im Raum ist in Abb. 10 dargestellt.

3 Praktische Anwendungen

Die praktischen Einsatzmöglichkeiten zur Modellkalibrierung durch Parameteridentifikation sind in vielen Bereichen zu finden. Einige Publikationen dazu sind in der Online-Bibliothek von Dynardo GmbH zu finden [4]. Es werden Applikationen aus verschiedenen industriellen Gebieten gezeigt, wie aus dem Automobilbau [3], dem Bauingenieurwesen [5] sowie der Öl- und Gasindustrie [6]. In diesem Artikel beziehen wir uns lediglich auf ein Beispiel mit Signalen: eine neue Modellkalibrierung zur Analyse eines nuklearen Endlagers.

3.1 Kalibrierung eines Modells für ein nukleares Endlager

Auf dem Gebiet der Sicherheit nuklearer Endlager wurden Erhitzerversuche in Untertagelaboratorien durchgeführt, um thermo-hydraulisch-mechanische (T-H-M) Interaktionen zu verstehen. In diesen Experimenten wurde die Änderung der Temperatur, des Porenwasserdrucks und der Spannungsfelder in Abhängigkeit des Wärmeenergieeintrages gemessen.

Die DBE TECHNOLOGY GmbH entwickelt in Kooperation mit der Dynardo GmbH Simulationsmodelle, die in der Lage sind, diese Interaktionen in Tonstein nachzuvollziehen [7]. Ein wichtiger Bestandteil dieser Entwicklungen ist die Kalibrierung der Modelle bzgl. der Resultate der Messungen.

Das Heizexperiment wurde mit einer T-H-M gekoppelten 3-dimensionalen finite Elemente Methode mit ANSYS und multiPlas analysiert. Dafür wurden spezielle Routinen aus der Poroelastizitätstheorie, thermo-hydraulischen und thermo-mechanischen Kopplung in isotropen und anisotropen Tonsteinformationen entwickelt und in ANSYS implementiert.

Für die Sensitivitätsanalyse und die Parameteridentifikation wurde die Optimierungssoftware optiSLang verwendet. Die Komplexität der thermisch-hydraulisch-mechanischen Phänomene bedingt eine Anzahl von ca. 30 Modellparametern. Entscheidend für den erfolgreichen Abgleich von Messung und Simulation dieser komplexen Aufgabenstellung waren einerseits die in optiSLang verfügbaren leistungsfähigen Algorithmen und Filterstrategien zur Beherrschung großer Parameterräume und andererseits die mit ANSYS und multiPlas erreichten kurzen Rechenzeiten.

In der Sensitivitätsanalyse wurden die Materialparameter (incl. der Parameter der Kopplungsbeziehungen) innerhalb physikalisch möglicher Parametergrenzen variiert. Für die Untersuchungen standen Temperatur- und Porenwasserdruckmessungen an insgesamt 17 Messpunkten vor und nach dem Erhitzen zur Verfügung. Aufgrund der vielen Unsicherheiten des Tunnelauffahrens und Einbringens der Messgeräte wurde die Modellkalibrierung und Parameteridentifikation auf den Erhitzerversuch selbst beschränkt.

Für die Bewertung der Sensitivitäten der relativen Porenwasserdrücke wurden diskrete Werte zu bestimmten Zeitpunkten verwendet. Durch die Auswahl dieser Antwortgrößen wurden Aussagen zur Sensitivität jeweils zu Beginn und zum Ende der jeweiligen Heizphasen sowie zum Zeitpunkt des Erreichens des maximalen Porenwasserdrucks möglich. Ohne weiter ins Detail für einzelne Sensitivitäten gehen zu wollen, kann generell ausgesagt werden, dass die Gesamt-CoPs der einzelnen Antwortgrößen hohe Werte von > 85% aufweisen. Dies un-

terstreicht die hohe Erklärbarkeit der wesentlichen physikalischen Phänomene durch die identifizierten Zusammenhänge (Abb. 11).

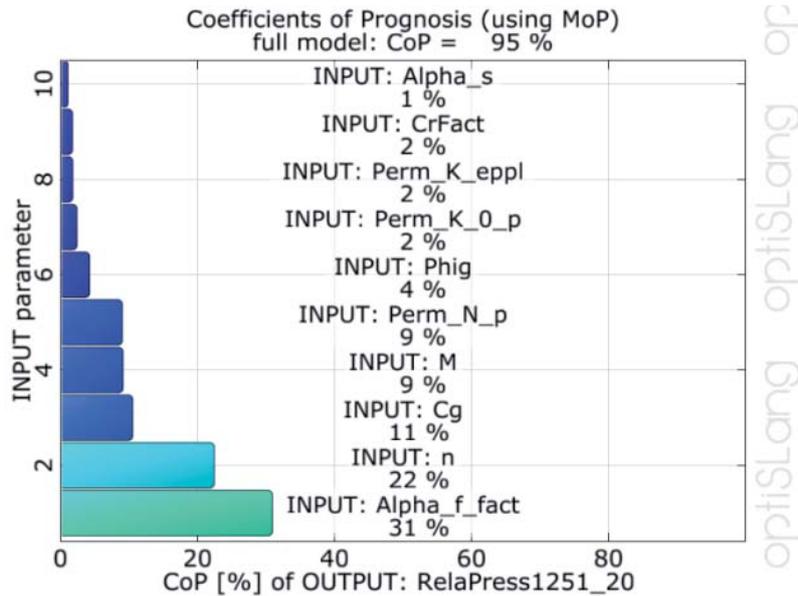


Abb. 11: Hohe CoPs, z.B. des relativen Porenwasserdrucks, sind ein guter Indikator für eine hohe Qualität des Modells.

Durch den Vergleich der Streubereiche der berechneten Größen mit den Zeitverläufen der Messergebnisse (Abb. 12) konnten darüber hinaus Aussagen zur Modellqualität und zur Abgleichbarkeit des numerischen Modells mit den Versuchsergebnissen getroffen werden. Umschließt der Streubereich des Simulationsmodells den gemessenen Verlauf, dann ist ein erfolgreicher Abgleich innerhalb der gewählten Parametergrenzen möglich. Abb. 12 zeigt, dass das ab dem Beginn des Erhitzerversuchs ($t=0$) gegeben ist.

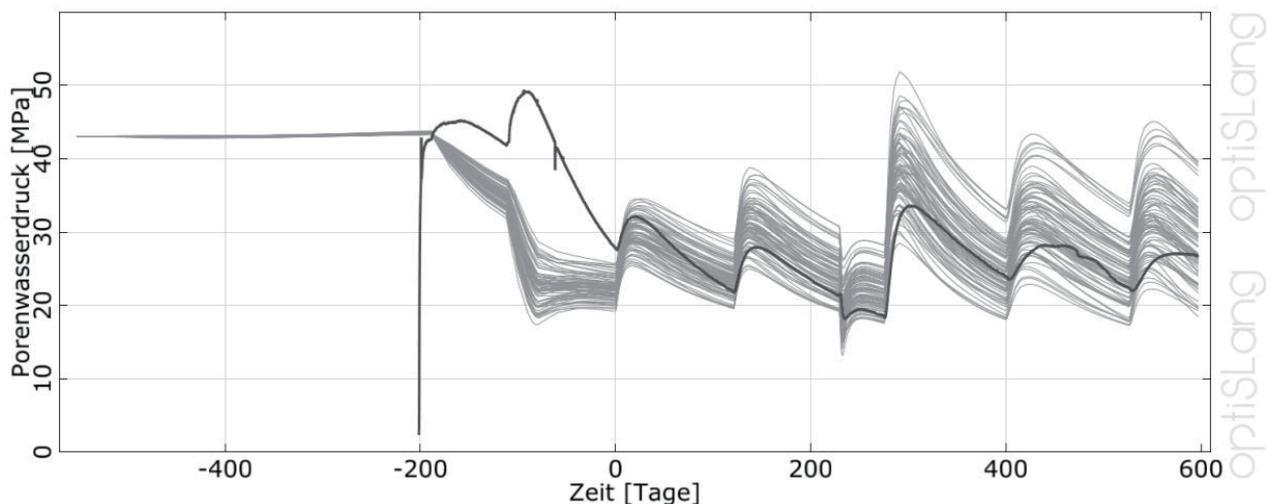


Abb. 12: Porenwasserdruck am Messpunkt 1253 als ein Signal über die Zeit verglichen mit den simulierten Signalen der Sensitivitätsanalyse.

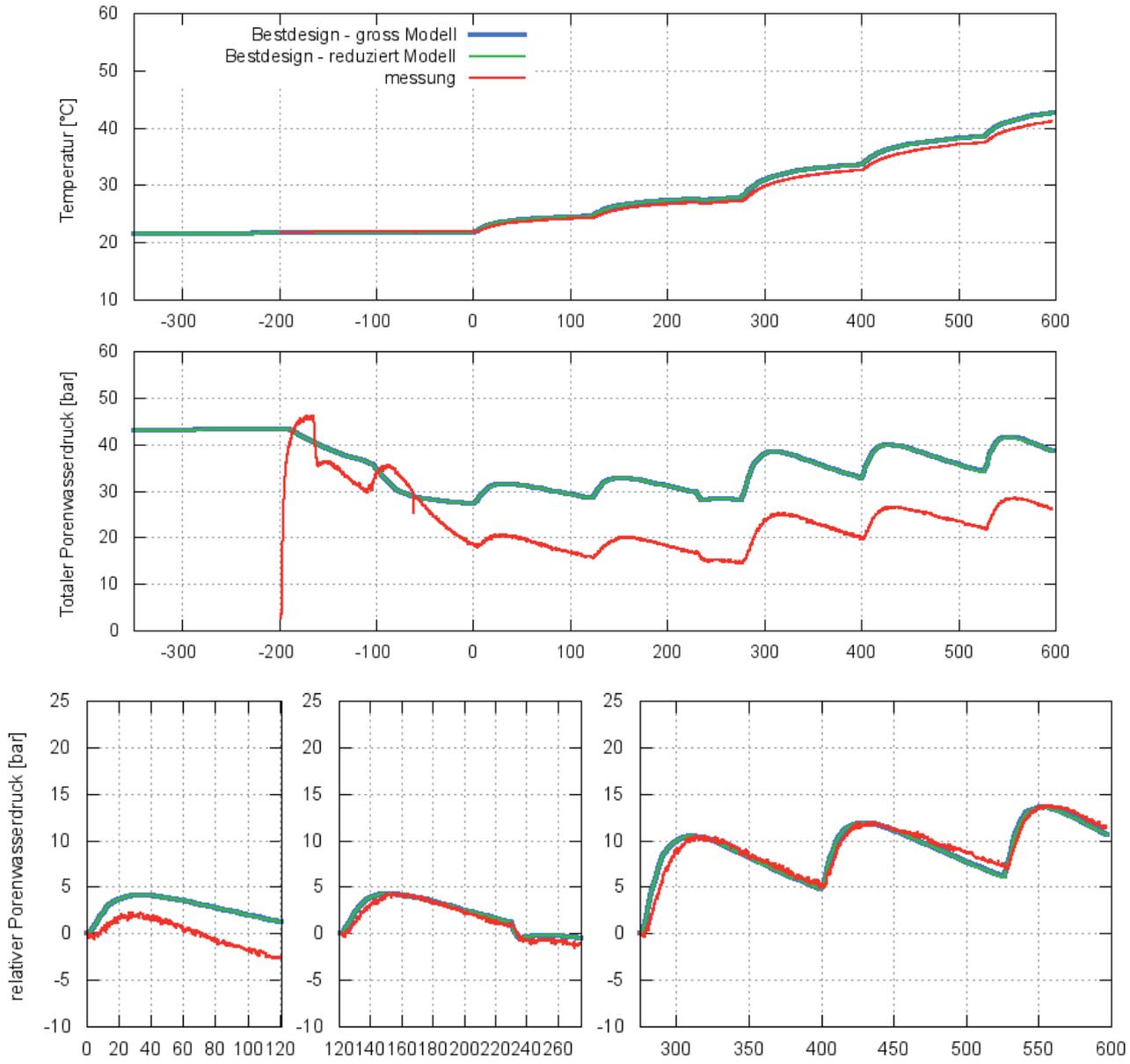


Abb. 13: Vergleich Messung vs. Simulation am Messpunkt 1252 nach der Parameteridentifikation.
 Oben: Temperaturverlauf, Mitte: totaler Porenwasserdruck,
 Unten: relativer Porenwasserdruck der drei Heizphasen.

Im Rahmen der Parameteridentifikation wurde ein Set von Inputparametern, welches die Zeitverläufe der gemessenen und berechneten Temperaturen und Porenwasserdrücke sehr gut abgleicht, ermittelt. Parameter, die in der Sensitivitätsanalyse keinen Einfluss auf die Antwortgrößen zeigten, wurden nicht in die Parameteridentifikation einbezogen. Sie wurden mit ihren Referenzwerten berücksichtigt.

Der Vergleich der gemessenen und berechneten Zeitsignale der Temperaturen und relativen Porenwasserdrücke (Abb.13) verdeutlicht, dass mit der hier verwendeten Modellbildung die im Erhitzerversuch zu beobachtenden physikalischen Phänomene (thermohydraulische und thermomechanische bzw. thermoplastische Effekte) sehr plausibel simuliert werden konnten und ein sehr guter Abgleich für Temperaturen und Porenwasserdrücke gefunden werden konnte.

4 Ausblick

In diesem Artikel haben wir mit theoretischen und einem praktischen Beispiel demonstriert, wie die Kalibrierung eines Modells mit Parameteridentifikation als ein Optimierungsproblem unter Nutzung von Signalen behandelt werden kann. Diese Herangehensweise hat das Potential eine wichtige Standardtechnologie für die Entwicklung von akkurateren Modellen für die Simulation zu werden.

5 Literatur

- [1] T. Most, J. Will. Sensitivity Analysis using the Metamodel of Optimal Prognosis. In Proc. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktag 8.0, Weimar, Deutschland, November 24-25, 2011.
- [2] T. Most, J. Will. Metamodel of Optimal Prognosis - an automatic approach for variable reduction and optimal metamodel selection. In Proc. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktag 5.0, Weimar, Deutschland, November 20-21, 2008.
- [3] J. Will. The Calibration of Measurement und Simulation as Optimization Problem. NAFEMS Seminar Virtual Testing - Simulationsverfahren als integrierter Baustein einer effizienten Produktentwicklung. Wiesbaden, Deutschland, Mai 10-11, 2006. 2006.
- [4] <http://www.dynardo.de/bibliothek.html>
- [5] V. Zabel, M. Brehm. System identification of high-speed railway bridges. In Proc. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktag 5.0, Weimar, Deutschland, November 20-21, 2008.
- [6] J. Will. Optimizing of hydraulic fracturing procedure using numerical simulation. In Proc. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktag 7.0, Weimar, Deutschland, Oktober 21-22, 2010.
- [7] R. Schlegel, P. Vymlatil, J. Will, M. Jobmann, M. Polster, M. Breustedt, Parameteridentifikation von Tonsteininformationen in Untertagelaboratorien. In Proc. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktag 9.0, November 29-30, 2012

Numerische Modellierung von Polymerlagern in fraktional-differentieller Formulierung

Ruslan Herlein, Sven Herold (Fraunhofer LBF)

In vielen technischen Systemen, die im Betrieb einer schwingenden Anregung ausgesetzt sind, müssen, aus Gründen der Lebensdauer, der Funktionalität oder des Komforts, Maßnahmen zur Schwingungsreduktion ergriffen werden. Ein weit verbreitetes Mittel zu Reduktion einer Schwingung ist die Entkopplung/Isolierung der Eigendynamik von der Anregung. Zu diesem Zweck werden oft Lagerungen aus Elastomeren verwendet. Diese Werkstoffe zeigen ein ausgeprägt elastisches Verhalten mit einem schwächeren viskosen Charakter. Eine weitere Möglichkeit, einer Schwingung entgegen zu treten ist, die Dämpfung zu erhöhen. Um das viskose Verhalten eines Elastomers zu erhöhen, werden Additive, wie Kohlestaub, hinzugegeben. Solche Werkstoffe zeigen ein viskoelastisches Verhalten, das es einerseits die Eigendynamik zu entkoppeln erlaubt, andererseits die Dämpfung im System erhöht und somit beide elementare Maßnahmen zur Schwingungsreduktion effizient vereinigt.

In der vorliegenden Arbeit haben wir alternativ zu Gummi-Werkstoffen einen Polymerwerkstoff mit Additiven auf seine viskoelastischen Eigenschaften untersucht. Ferner wurde die Geometrie von zylindrischen Lagern aus diesem Werkstoff in Betracht gezogen und das Verhältnis Steifigkeit zu Dämpfung studiert. Wir betrachteten ein einfaches Ein-Massen-Schwinger-Modell mit einer Kraftkoppelung durch das Polymerlager. Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens dieser Polymerlagerung bedienten wir uns des Differentialoperators mit einer fraktionalen statt der ganzzahligen Ordnung in der differentiellen Formulierung. Fraktional-differentielle Formulierung ist eine Verallgemeinerung der ganzzahligen differentiellen und erlaubt auch die Ordnung des Differentialoperators als Modellparameter zu nutzen. Generell führt eine solche Werkstoffmodellierung auf Modelle mit vielen nicht physikalischen Parametern (z.B. Kelvin-Voigt-Ketten). Die Hinzunahme der Differentialordnung zu den Modellparametern verbessert die Situation bezüglich der Parameter-Komplexität nicht, erlaubt aber eine genauere Beschreibung der Realität. In vielen Fällen lohnt sich der Einsatz eines Differentialoperators mit einer fraktionalen Ordnung nicht, denn die gewonnene Genauigkeit erhöht den Modellierungsaufwand. Im Falle eines stark gedämpften Systems erscheint es als der richtige Weg. Die Ergebnisse des numerischen Modells wurden in einem Versuch validiert. Dabei wurde auch die Geometrie der zylindrischen Lagerung (Puffer) variiert, um den Einfluss auf die Steifigkeit und Dämpfung zu studieren. Der experimentelle Aufbau entsprach im Wesentlichen der Vorstellung eines Ein-Massen-Schwingers.

1 Fraktional-Differentielle Formulierung

Mit Hilfe von Differentialgleichungen lassen sich viele physikalische Effekte beschreiben. In der Welt eines Ingenieurs sind das gewöhnliche oder partielle Differentialgleichungen, die eins gemeinsam haben: sie enthalten Differentialoperatoren von ganzzahliger Ordnung. Die wesentliche Eigenschaft der Differentialgleichungen liegt in der Anwesenheit eines/mehrerer Differentialoperators/-toren, denn der/die erfassen die Veränderungen eines Prozesses/Systems. Viele Arbeiten zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens von polymeren Werkstoffen mittels der konstitutiven Gleichungen zeigen, dass die Einschränkung auf den Differentialoperator mit ganzzahliger Ordnung nicht durch Physik begründet liegt [1-3]. Im Gegenteil, Messungen vom Verhalten realer Werkstoffe verlangen eher, dass die Ordnung des Differentialoperators einen beliebigen Wert annehmen muss. Dies äußert sich darin, dass in [7] und [8] für Relaxationsgesetze statt einen exponentiellen Verlauf eine Potenzfunktion gefordert wird. Aus diesem Grund wurde der Zugang zu einem Differentialoperator von beliebiger Ordnung erarbeitet [4]. Die Theorie von einem Differentialoperator von fraktionaler Ordnung geht bereits auf Leibniz zurück [4]. Die Bezeichnung „fraktional“ hat sich bis heute gehalten, obwohl man eine beliebige Ordnung meint und nicht nur eine, die durch rationale Zahlen erfasst wird. Somit ist unter der „fraktionalen“ Ordnung des Differentialoperators eine Verallgemeinerung des ganzzahligen Differentialoperators zu verstehen. Es gibt mehrere Definitionen eines fraktionalen Differentialoperators. Wir halten uns in dieser Arbeit an die Definition von Caputo [4]:

$$(1) \quad \frac{d^\alpha f(t)}{dt^\alpha} := \frac{1}{\Gamma(n-\alpha)} \int_0^t \frac{f^{(n)}(\tau)}{(t-\tau)^{\alpha-n+1}} d\tau, \quad \alpha \in \mathbb{R}, \quad n := \min\{n \in \mathbb{Z} \mid n > \alpha\}$$

Beim Betrachten dieser Definition wird einem deutlich, dass eine Ableitung der fraktionalen Ordnung α von einer Funktion f im Wesentlichen ein Faltungsintegral (von ganzzahligen Ordnung) eines Produktes aus ganzzahligen Ableitung n dieser Funktion und einer Wichtungsfunktion über der Veränderlichen τ ist, wobei die Ableitungsordnung n immer kleiner ist als α . Die geometrische Interpretation einer Ableitung ist nach dieser Definition nicht einfach die Steigung im betrachteten Punkt t , sondern eine Summe aller Steigungen, hier, von einem Zeitpunkt $t=0$ bis zum aktuellen Zeitpunkt t . Dabei gehen die Summanden gewichtet in die Summe ein, derart, dass die ferne liegende Steigungen schwächer gewichtet werden. Dies zeigt, dass der lokale Charakter einer ganzzahligen Ableitung verloren geht. Der lokale Charakter ist als Sonderfall im nicht lokalen beinhaltet. Durch diesen nicht lokalen Charakter des fraktionalen Differentialoperators ist es nun möglich, ein Gedächtnis zu beschreiben. Der Zeitpunkt, von dem aus die Ableitungen aufsummiert (Integration im zeitkontinuierlichen Fall) werden, zeichnet den Beginn einer zyklischen Belastung.

Die Abbildung Abb.1 zeigt verschiedene Sprungantworten eines fraktionalen Ableitungsterms bei der Variation der Ableitungsordnung.

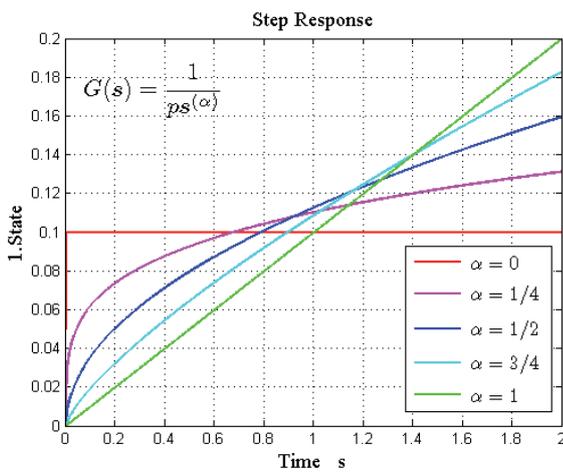


Abb. 1: Sprungantwort eines Ableitungsterms mit variabler Ableitungsordnung α

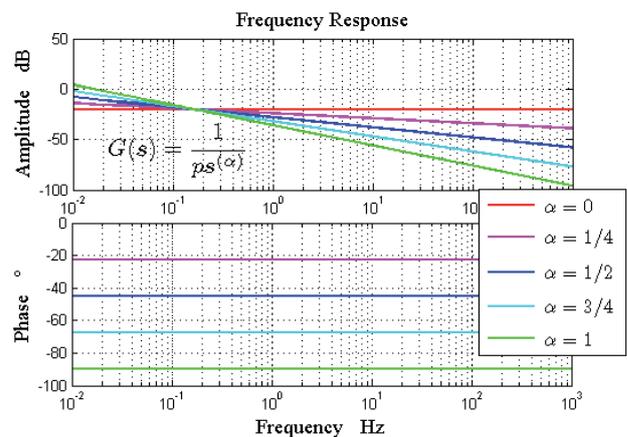


Abb. 2: Frequenzgang eines Ableitungsterms mit variabler Ableitungsordnung α

Für die α Werte von 0 und 1 ergeben sich die Sprungantworten eines Steifigkeits- und eines Viskositätsesementes. Trotz der Verallgemeinerung des Differentialoperators bleiben viele Eigenschaften einer Differentialgleichung erhalten. So ist z.B. die Linearität einer gewöhnlichen Differentialgleichung mit konstanten Koeffizienten trotz Ableitungstermen mit nicht ganzzahliger Ordnung nicht verletzt [4]. Dadurch ist die Anwendung von linearen Transformationen, wie Fourier oder Laplace, uneingeschränkt möglich. Die Abbildung Abb.2 zeigt die, dem Ableitungsterm mit variabler Ordnung entsprechenden Übertragungsfunktionen. Durch die Laplace-Transformation wird die Ordnung des Differentialoperators auf den Exponenten der Potenzfunktion abgebildet. Die gilt für beliebige Ableitungsordnung [4]. Im Gegensatz zu der ganzzahligen Ableitungsordnung, wie z.B. Geschwindigkeit ist eine zeitlich Ableitung des Weges, lassen sich die beliebigen Ableitungsordnungen nicht direkt physikalisch interpretieren. Die physikalische Bedeutung einer z.B. $3/4$ -Ableitung zu verstehen, ist im Zeitbereich nicht ohne weiteres möglich. Im Frequenzbereich wird die Bedeutung der Ableitungsordnung klar, wenn man sich den Phasengang oder Amplitudengang anschaut. Die Ableitungsordnung bestimmt die Verzögerungsdauer bei der Übertragung eines harmonischen Signals in Abhängigkeit der Periode. Sie hat ebenfalls einen Einfluss auf die Steigung der Verstärkung des übertragenen Signals.

Eine wichtige Eigenschaft des verallgemeinerten Differentialoperators, wie schon oben erwähnt, geht für nicht ganzzahlige Ordnung allerdings verloren, nämlich die, dass eine fraktionale Ableitung nicht mehr eine lokale Änderung einer Funktion darstellt. Dadurch, wie schon bei der Erörterung der Definition des Differentialoperators nach Caputo angeklungen, lässt sich Materialgedächtnis modellieren.

Für die Handhabung und die Analyse von fraktionalen Differentialgleichungen sowie für die Modellierung von physikalischen Sachverhalten (hier Modellierung des Werkstoffverhaltens), wurde von uns ein Tool in der Programmierumgebung von Matlab erstellt. Dieses Tool erlaubt auch die Behandlung der fraktionalen Differentialgleichungen als Übertragungsfunktionen im Frequenzbereich.

2 Allgemeines numerisches Modell zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Polymerlagern

Wir betrachten ein Ein-Massen-Schwinger als ein vereinfachtes Modell zur Erfassung von dynamischen Übertragungsverhalten einer mechanischen Struktur (hier eines Massenpunktes), die über eine Kraftkoppelung an die zweite, mit der Umgebung verbundene Struktur Kräfte überträgt. Die Kraftkoppelung soll eine zylindrische Lagerung aus einem Polymer übernehmen. Als eine weitere Vereinfachung wird angenommen, dass diese Lagerung masselos ist. Aus solchen elementaren mechanischen Strukturen setzen sich die realen Strukturen zusammen, so dass deren Untersuchung auch für die Realität von Bedeutung ist.

Das Hauptaugenmerk in dieser Arbeit liegt in der Modellierung der Kraftkoppelung bzw. der Approximation des gemessenen dynamischen Verhaltens eines Ein-Massen-Schwingers mit Kraftkoppelung durch ein zylinderförmiges Element (Puffer) aus einem Polymer. Das von uns verwendete Polymer zeigt ein ausgeprägtes viskoelastisches Verhalten. Viskoelastische Materialien zeigen einen frequenzabhängigen Amplituden- und Phasengangverlauf. Die numerischen Modelle für viskoelastisches Verhalten kann man grundsätzlich auf zwei Arten erhalten. Die erste Vorgehensweise ist phänomenologischer Natur: mit Hilfe von Maxwell- oder Kelvin-Voigt-Ketten. Die zweite Vorgehensweise ist mathematisch. Das so genannten „curve-shaping“ – Verfahren, bei dem die Null- und Polstellen der Übertragungsfunktion geeignet gewählt werden können und ein passender Amplituden- sowie Phasenverlauf gefunden werden kann. Dabei gibt es oft Probleme mit der globalen Konvergenz bei diesem Verfahren [4-6]. Wir denken, dass wir dem schlechteren Konvergenzverhalten bei der Approximation eines aus der Messung gewonnene Frequenzganges durch eine Übertragungsfunktion mit nicht ganzzahligen Potenzordnungen entgegen wirken können. Wie schon oben erwähnt, bestimmt die Ableitungsordnung den Amplituden- und Phasengang. Die nicht ganzzahlige Ableitungsordnung erlaubt dabei einen feineren Eingriff in den Verlauf des Amplituden- bzw. Phasenganges. Durch fraktionale Ableitungsordnung lässt sich ein Bruchteil der Amplitudensteigung von 20dB pro Dekade realisieren. Ähnliches gilt für den Phasengang; es ist möglich, durch nicht ganzzahlige Ableitungsordnung die Phase nur einen Bruchteil von 90° abfallen zu lassen. Die Gleichung (2) gibt das allgemeine numerische Modell im Frequenzbereich für den zu untersuchenden Ein-Massen-Schwinger mit einer viskoelastischen Kraftkoppelung wider:

$$(2) \quad \frac{s^2 X(s)}{U(s)} = \frac{\sum_{i \in O} q_i s^{\alpha_i}}{\sum_{i \in O} p_i s^{\alpha_i}}, \quad O := 0, 1, \dots, \frac{2}{\alpha} + 1, \quad \alpha_i \in \{i\alpha \mid 1 > \alpha \in \mathbb{Q}, i \in O\}$$

Diese Gleichung ist die Transferfunktion des betrachteten Systems und beschreibt die Übertragung einer äußeren Kraft auf die Systembeschleunigung. Die Parameter p_i und q_i werden im „curve-shaping“ – Verfahren ermittelt. Die Variable s ist die komplexe Frequenz. Das Verhältnis aus Beschleunigung und Anregungskraft auf der linken Seite der Gleichung (2) wird in der Messung mittels Korrelationsmethoden geschätzt. Eine entsprechende Formulierung im Zeitbereich ist durch die Gleichung (3) gegeben:

$$(3) \quad \sum_{i \in O} p_i x^{(\alpha_i)} = \sum_{i \in O} q_i u^{(\alpha_i)}, \quad O := 0, 1, \dots, \frac{2}{\alpha} + 1, \quad \alpha_i \in \{i\alpha \mid 1 > \alpha \in \mathbb{Q}, i \in O\}$$

Aufgrund der Gleichheit der höchsten Ableitung auf der linken und der rechten Seite ist gewährleistet, dass die Kausalität selbst für den Verformungsweg noch erfüllt ist. Wir beschränken die Modellordnung des Zähler- und des Nennerpolynoms, wie schon oben ausgeführt, zwecks besserer globaler Konvergenz. Der Parameter α bestimmt den Abstand zwischen den Exponenten zweier Polynomterme bzw. den Ableitungsordnungen zweier Differentialterme.

3 Validation von Modellen durch die Messergebnisse

Der Versuchsaufbau ist in Abb. 3 schematisch dargestellt. Es wird ein einfaches, schwingend-gelagertes Ein-Massen-System realisiert. Die schwingende Masse hat eine kleine geometrische Ausdehnung und wird daher im Versuch als ein Massenpunkt betrachtet. Sie ist über einen Puffer (Lager) aus einem polymeren Werkstoff mit der weiteren mechanischen Struktur als Inertialsystem verbunden. Das Anregungssignal ist ein Sinus-Sweep, das mittels eines FFT-Analysator (Ono Sokki CF 7200) erzeugt wird und durch einen Shaker-Kontrollier

verstärkt mittels eines Shakers (RMS SW 123/1) in die Masse als Kraft eingeleitet wird. Mit Hilfe eines Kraftsensors (PCB 208C01) sowie eines Beschleunigungssensors (B&K 4518-003) wird durch den FFT-Analysator der Frequenzgang geschätzt. Die Schätzung der Frequenzgänge erfolgt mittels der spektralen Korrelationsanalyse. Im Versuch wird neben dem Überprüfen der Gültigkeit von Modellen, die im Abschnitt 2 diskutiert sind, auch der Frage nachgegangen, ob der Durchmesser einen Einfluss nur auf die Elastizität hat und die Viskosität davon unberührt bleibt. Aus diesem Grund werden mehrere Durchmessergrößen des Polymer-Puffers getestet. Dabei beträgt die Höhe der Puffer für alle Varianten 10mm.

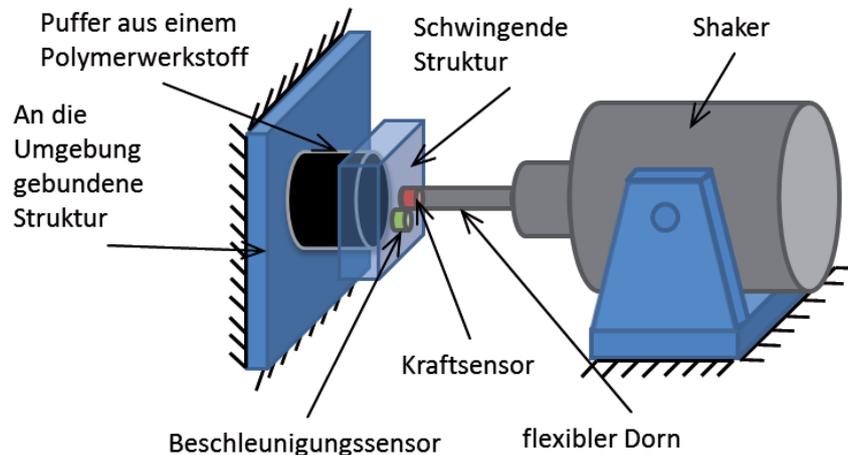


Abb. 3: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus.

In Abb. 4 sind die Messergebnisse für drei Durchmesservarianten zu sehen. Alle drei Varianten weisen eine fast gleich hohe Dämpfung auf (Steigung im Phasengang in der Nähe der Eigenfrequenz). Die Eigenfrequenz nimmt mit dem Durchmesser des polymeren Puffers zu. Bemerkenswert ist, dass trotz einer weiten Entkopplung des Ein-Massen-Schwingers von dem restlichen Versuchsaufbau der Phasenverlauf im unteren Frequenzbereich nicht gegen 180° zu laufen scheint. Das ist auch der Grund, warum wir unsere Modelle mit Hilfe von fraktionalem Ableitungen beschreiben wollen. Wie bereits oben diskutiert, lässt sich mit deren Hilfe eine bessere Approximation eines solchen Verlaufs erreichen.

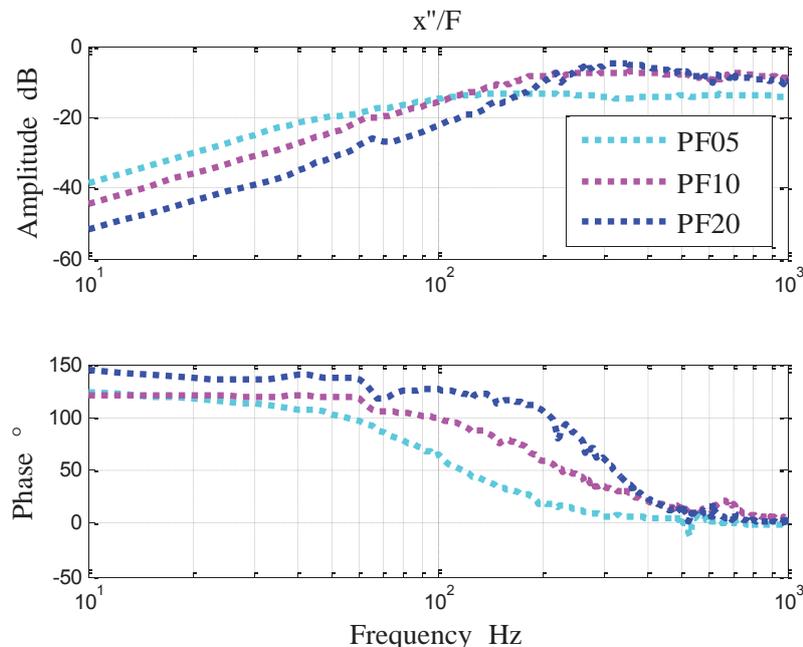


Abb. 4: Frequenzgang der im Versuch untersuchten Varianten von Strukturkoppelung durch einen Polymerpuffer. Pufferdurchmesser: PF05 – 5mm, PF10 – 10mm, PF20 – 20mm.

Die Ergebnisse der Parameteridentifikation für die drei aus der Messung geschätzten Varianten sind in den Abbildungen Abb. 5-7 dargestellt. Als Vergleich zu den „fraktionalem“ Modellen, unter den Bezeichnungen „mo-

del2“ und „model3“, wird auch ein Modell mit ganzzahligen Ableitungen, unter der Bezeichnung „model1“ betrachtet. Die Modellformulierung ist durch die Gleichung 4 gegeben. Die „fraktionale“ Modelle werden durch die Gleichung 2 für $\alpha=1/2$ und $\alpha=1/3$ beschrieben.

$$(4) \quad \frac{s^2 X(s)}{U(s)} = \frac{\sum_{i \in O} q_i s^{(i)}}{\sum_{i \in O} p_i s^{(i)}}, \quad O := 0,1,2$$

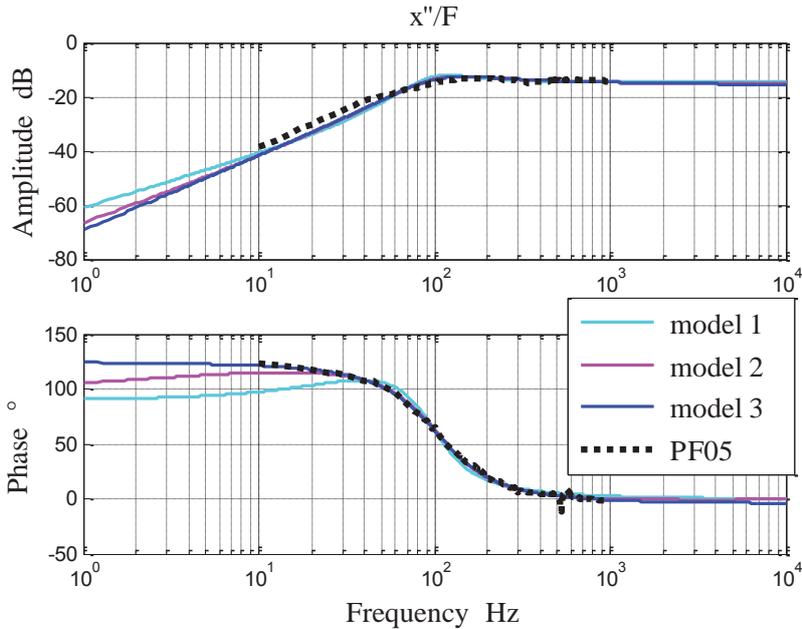


Abb. 5: Vergleich der Frequenzgänge für die Variante PF05, mit 5mm Pufferdurchmesser. model1 ist in der Formulierung mit ganzzahligen Differentialtermen gegeben durch die Gl. (4); model2 und model3 sind durch die Gl. (2) für $\alpha=1/2$ und für $\alpha=1/3$ gegeben.

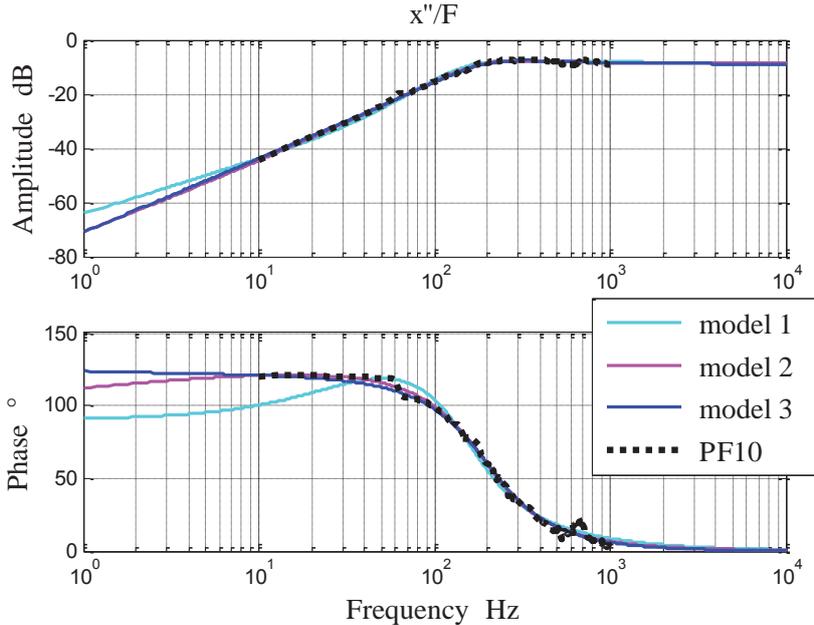


Abb. 6: Vergleich der Frequenzgänge für die Variante PF10, mit 10mm Pufferdurchmesser. model1 ist in der Formulierung mit ganzzahligen Differentialtermen gegeben durch die Gl. (4); model2 und model3 sind durch die Gl. (2) für $\alpha=1/2$ und für $\alpha=1/3$ gegeben.

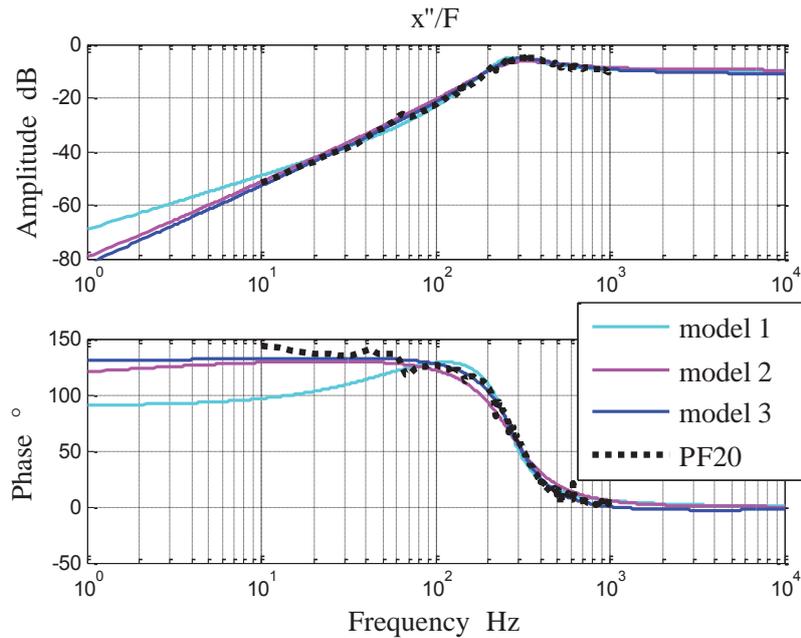


Abb. 7: Vergleich der Frequenzgänge für die Variante PF20, mit 20mm Pufferdurchmesser. model1 ist in der Formulierung mit ganzzahligen Differentialtermen gegeben durch die Gl. (4); model2 und model3 sind durch die Gl. (2) für $\alpha=1/2$ und für $\alpha=1/3$ gegeben.

Alle Modelle mit fraktionalen Ableitungstermen bilden die aus der Messung geschätzten Frequenzgänge relativ gut ab. Das Modell mit ganzzahligen Ableitungsordnungen liefert aber schlechte Approximation im unteren Frequenzbereich für alle Varianten des Pufferdurchmessers. Durch zu Null Setzen des ersten Parameters (Parameter für Masse) im Nennerpolynom und anschließend zweifacher Integration denken wir, ein Modell für den Polymerpuffer zu bekommen. Die Abbildung Abb. 8 zeigt Real- und Imaginärteile der Frequenzgänge für die drei Durchmesservarianten, berechnet aus dem Modell „model3“, das oben angegeben ist. Der Realteil beschreibt dabei die wegproportionale Verformung zu Kraftübertragung und der Imaginärteil die geschwindigkeitsproportionale Verformung zu Kraftübertragung. Man sieht, dass beide Anteil, der Real- und Imaginärteil, für alle Durchmesservarianten verschieden sind. Sowohl die Steifigkeit als auch die Dämpfung hängen von der Größe des Pufferdurchmessers ab.

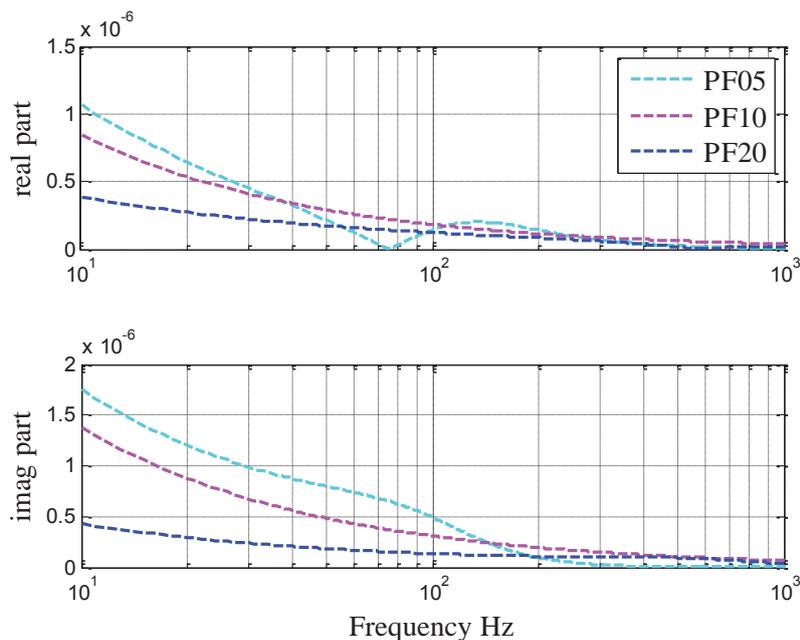


Fig. 8: Der Real- und Imaginärteil der Übertragungsfunktion durch „model3“ beschrieben für drei Durchmesservarianten des Polymerpuffers.

4 Danksagung

Diese Arbeit entstand im Rahmen des LOEWE-Zentrums AdRIA (Adaptronic, Research, Innovation and Application), das vom Fraunhofer LBF koordiniert und vom Bundesland Hessen finanziell gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die Unterstützung.

5 Literatur

- [1] Nonnenmacher, T. F.: "Fractional Relaxation Equations for Viscoelasticity and Related Phenomena", Lecture Notes in Physics Volume 381, Springer, 1991, s. 309-320
- [2] Bagley, R. L. & Torvik, P. J.: "A Theoretical Basis for the Application of Fractional Calculus to Viscoelasticity", Journal of Rheology, 1983, Vol. 27, No. 3, s. 201-210
- [3] Bagley, R. L. & Torvik, P. J.: "On the Appearance of the Fractional Derivative in the Behavior of Real Materials", Journal of Applied Mechanics, 1984, Volume 51, Issue 2, s. 294-298
- [4] Poudlubny, I.: "Fractional Differential Equations", Academic Press, 1999
- [5] Petrone, F. & Lacagnina, M. & Scionti, M.: "Dynamic characterization of elastomers and identification with rheological models", Journal of Sound and Vibration, 271 (2004) 339–363
- [6] Syed Mustapha, S.M.F.D. & Phillips, T. N. & Price, C. J.: "Towards the Characterization of Viscoelastic Materials Using Model-Based Reasoning Techniques", 1999
- [7] Gross, D. & Hauger, W. & Schnell, W. & Wriggers, P.: „Technische Mechanik 4“, Springer, 2002, s. 327
- [8] Giesekus, H.: „Phänomenologische Rheologie“, Springer, 1994, s. 209-211

Robuste und effiziente Simulation komplexer Problemstellungen der Fluid-Struktur-Interaktion

Dr.-Ing. Volker Gravemeier (AdCo Engineering^{GW} GmbH)

Prof. Dr.-Ing. Wolfgang A. Wall (Lehrstuhl für Numerische Mechanik, Technische Universität München)

In diesem Beitrag stellen wir robuste, genaue, zuverlässige und effiziente numerischen Methoden für Probleme der Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) vor. Derartige Interaktionsprobleme sind von hoher Relevanz, da sie in einer Vielzahl von technischen Anwendungen und verschiedensten Bereichen des Ingenieurwesens auftreten. Bereits die Ansätze für die beiden beteiligten Einzelfelder, Strömungs- und Strukturfeld, die wichtige Bestandteile der Gesamtmethode darstellen, sind von uns so entwickelt, dass allen spezifischen Herausforderungen der Einzelfelder adäquat begegnet werden kann. Wir werden in diesem Artikel verschiedene Optionen zur Kopplung der Felder erläutern. Hierbei sind einerseits die Formulierung der Kopplung, für die sich Methoden auf bewegten und fixen Gittern sowie hybride Ansätze anbieten, und andererseits die Lösung des gekoppelten Gleichungssystems von entscheidender Bedeutung. Ein monolithischer Ansatz zur Lösung des gekoppelten Gleichungssystems, der besonders erhöhte Robustheit und Effizienz verspricht, wird von uns vorgestellt werden, inklusive eines industriellen Anwendungsbeispiels, das mit Hilfe eines solchen monolithischen Löser simuliert wurde. Ein weiterer besonders anwendungsrelevanter Aspekt, den wir darüber hinaus, z. B. mit Blick auf die Simulation von Klappen und Dichtungen, anbieten können ist die korrekte Einbeziehung von Kontakt und/oder Topologieänderungen im Rahmen einer FSI. Schließlich werden wir einen Ausblick auf eine Auswahl diverser anderer gekoppelter Multiphysik-Probleme, die mit unseren Methoden erfolgreich simuliert werden können, geben.

1 Einführung

Die Interaktion von Fluiden, d. h. Gasen oder Flüssigkeiten, und (mehr oder weniger) flexiblen Strukturen, die üblicherweise als „Fluid-Struktur-Interaktion (FSI)“ bezeichnet wird, stellt ein Problem dar, das in einer Vielfalt technischer Anwendungen und in verschiedensten Bereichen des Ingenieurwesens auftritt. Eine exemplarische graphische Ergebnisdarstellung aus der Simulation einer Strömung über eine flexible wandartige Struktur ist in Abb. 1 dargestellt.

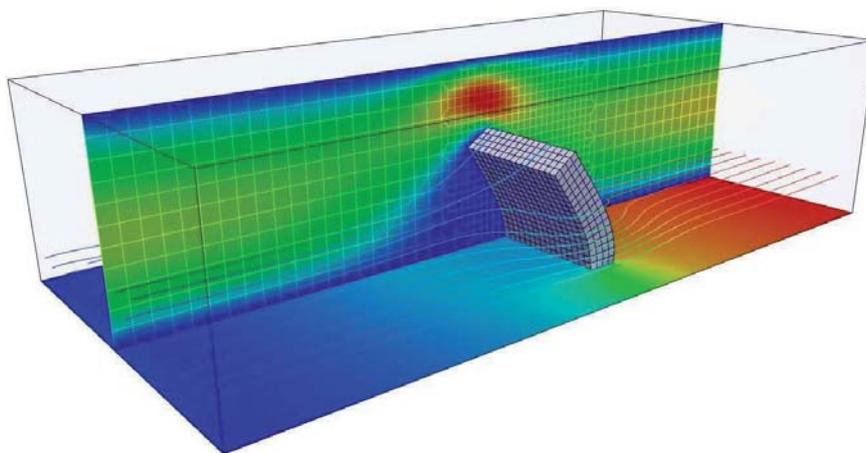


Abb. 1: Simulation einer Strömung über eine flexible wandartige Struktur [8].

In der Tat kann eine Vielzahl von Beispielen für FSI angeführt werden, um die weitreichende Relevanz derartiger Probleme aufzuzeigen: Airbags, Flugzeuge in Flugbewegung, Gebäude unter Windeinfluss, kardiovaskuläre Strömungen durch die Arterien, membranartige Strukturen unter Windeinfluss, Fallschirme, pneumatische

Strukturen unter Gas- bzw. Flüssigkeitseinfluss und respiratorische Strömungen durch Atemwege. Auch in der Automobilindustrie spielen bei der Fahrzeugentwicklung beispielsweise lokale Wechselwirkungen zwischen umströmender Luft und Fahrzeugstruktur eine Rolle; in Abb. 2 ist hierzu beispielhaft die Simulation der turbulenten Umströmung eines vereinfachten Fahrzeugmodells, des sog. Ahmed-Körpers, illustriert. Darüber hinaus könnten viele weitere Problemstellungen aus der Prozess- und Anlagentechnik, der Produktion, etc. an dieser Stelle genannt werden. Wie alle zuvor aufgeführten Beispiele zeigen, ist eine FSI üblicherweise als ein sogenanntes oberflächengekoppeltes Multiphysik-Problem zu betrachten.

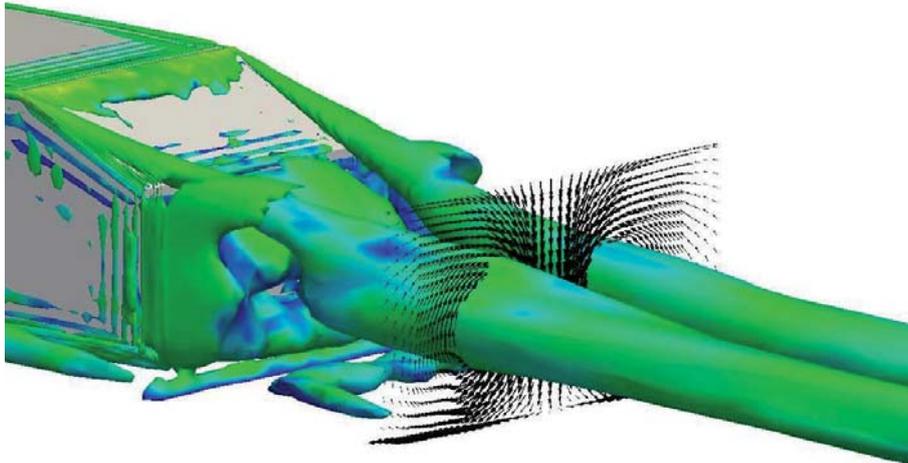


Abb. 2: Verwirbelung (nach Q-Kriterium) im Nachlauf eines vereinfachten Fahrzeugmodells [21].

Trotz der hohen Relevanz der Thematik ist festzustellen, dass die meisten, wenn nicht sogar alle derzeit verfügbaren Simulationswerkzeuge für derartige gekoppelte Multiphysik-Probleme keine adäquate Robustheit aufweisen. Dies ist u. a. auf die hohen Anforderungen, vor die solche Probleme die numerischen Methoden stellen, zurückzuführen. Sowohl für gekoppelte Multiphysik-Probleme im Allgemeinen als auch FSI-Probleme im Speziellen muss sich die Entwicklung von numerischen Methoden einer Vielfalt von notwendigen Zielen stellen: genaue, robuste, zuverlässige und effiziente Algorithmen sowohl für die Einzelfelder, d. h. das Strömungs- und das Strukturfeld im speziellen Fall einer FSI, als auch für die Kopplung. Während diese Qualitätskriterien von verfügbaren Simulationswerkzeugen für die Einzelfelder noch relativ häufig erreicht werden, kann dies in der Regel nicht für die Kopplungsansätze konstatiert werden. Stattdessen müssen oftmals schwerwiegende Kompromisse, insbesondere bezüglich der Genauigkeit, der Robustheit und sogar Komplexität der Modellierung, eingegangen werden, um zumindest in der Lage zu sein, überhaupt eine Simulation durchzuführen. Eine weitere häufig zu beobachtende Situation mündet darin, dass sehr einfache, separierte und sequentielle Lösungsstrategien der Art „löse Einzelfeld 1, dann, basierend auf diesen Ergebnissen, löse Einzelfeld 2 usw.“ verwendet werden. Bei Verwendung derartiger Strategien muss für eine Vielzahl gekoppelter Probleme nicht nur mit unzureichender Robustheit und Genauigkeit gerechnet werden; sie sind sogar zuweilen nachweisbar (unbedingt) instabil.

Um sinnvolle Simulationen gekoppelter Multiphysik-Probleme durchführen zu können, müssen sie grundsätzlich immer aus einer Mehrfeld-Perspektive betrachtet werden. Hierzu ist die Klärung zweier prinzipieller Fragen unerlässlich:

- Wie beabsichtigt man, die Einzelfelder zu modellieren und zu koppeln?
- Wie beabsichtigt man, das gesamte gekoppelte Problem zu modellieren und zu lösen?

Man muss bei einer Betrachtung aus einer solchen Mehrfeld-Perspektive nicht nur Fragen bezüglich der „Numerik“ korrekt stellen und beantworten, sondern auch Fragen zur Modellierung müssen (unter Umständen erneut) gestellt werden. Hiervon ist in der Tat nicht nur das gekoppelte Problem selber betroffen, sondern es ergibt sich sehr häufig die Notwendigkeit, die Modellierung der Einzelfelder gegenüber einer isolierten Betrachtung der jeweiligen Felder zu überdenken und gegebenenfalls zu modifizieren.

Wir möchten in diesem Zusammenhang zwei Beispiele mit Bezug zur FSI anführen. Zum einen erfordert eine auf einem bewegten Gitter formulierte Methode zur Lösung des Strömungsfelds, auf die wir im Abschnitt 3 näher eingehen werden, u. a. einen Lösungsansatz, der die gleiche Genauigkeit, Robustheit, Zuverlässigkeit und Effizienz sowohl für bewegte als auch fixe Gitter aufweist. Es ist allerdings vielfach zu beobachten, dass bei

Strömungslösern, sobald diese auf bewegten Gittern angewendet werden, mit einer deutlichen Verringerung der Genauigkeit zu rechnen ist. Zum anderen ist es unerlässlich, den Übergangsrand zwischen Strömungs- und Strukturgebiet, das Interface, mit zumindest der gleichen Genauigkeit wie die verbleibenden Bereiche der Felder zu bestimmen. In diesem Zusammenhang stellt man jedoch leider sehr häufig fest, dass die Qualität des Strömungs- und/oder des Strukturlösers am Interface bzw. in dessen Umgebung kompromittiert wird. In den besonders herausfordernden Fällen von zusätzlich auftretendem Kontakt und/oder Topologieänderungen sind ganzheitlich neue Ansätze sowie eine zielgerichtete Einbeziehung des Interface von herausragender Bedeutung, um eine fundamental korrekte Betrachtung derartiger Probleme zu ermöglichen. Der Fall, dass z. B. zwei an einer FSI beteiligte Strukturen zusätzlich noch in Kontakt treten, erhöht die Gesamtkomplexität. Demzufolge werden die Schwierigkeiten, solche Konstellationen zu simulieren, noch einmal deutlich erhöht. Es gibt eine Vielzahl von Anwendungen, bei denen derartige Phänomene eine Rolle spielen. Allgemein gesprochen ist dies immer der Fall, wenn Kontakt zwischen zwei oder mehr an einer FSI beteiligten (Teil-)Strukturen eintritt; zwei sehr bekannte Beispiele sind Klappen und Dichtungen. Ein weiteres Beispiel für FSI-Probleme, bei denen neben dem Kontakt auch noch gleichzeitig Topologieänderungen auftreten, ist der Kontakt zwischen in einem Strömungsgebiet eingetauchten Festkörpern angeführt werden. Topologieänderungen treten darüber hinaus z. B. bei der Entstehung von Rissen in an das Strömungsgebiet angrenzenden Strukturen auf.

Im weiteren Verlauf dieses Artikels werden wir uns an den beiden oben angeführten prinzipiellen Fragen orientieren. Im folgenden Abschnitt 2 werden wir kurz unsere Ansätze für die Einzelfelder eines FSI-Problems, das Strömungs- bzw. Fluidfeld und das Strukturfeld, vorstellen. Anschließend folgt im Abschnitt 3 eine Beschreibung der Kopplung der Felder. Beispiele für FSI mit Kontakt und/oder Topologieänderungen werden im Abschnitt 4 angeführt werden. Unsere Schlussfolgerungen sowie ein Ausblick auf weitere gekoppelte Multiphysik-Probleme werden Gegenstand des abschließenden Abschnitts 5 sein.

2 Methodische Ansätze für Fluid- und Strukturfeld

Eine Vielzahl von Strömungen beschreibenden Gleichungen können, anhängig von der tatsächlichen Anwendung, als Grundlage für die Lösung des **Fluidfeldes** in Betracht kommen. Die anspruchsvollsten Fälle sind diejenigen, bei denen es unausweichlich ist, die vollständigen, nichtlinearen Navier-Stokes-Gleichungen, d. h. ohne jegliche Vereinfachungen, heranzuziehen. In der für eine Vielzahl von Anwendungen gültigen inkompressiblen Form sind diese z. B. wie folgt gegeben:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} + \nabla p - \nabla \cdot (2\nu \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u})) = \mathbf{b}^F, \quad (2)$$

Hierbei bezeichnet \mathbf{u} den Geschwindigkeitsvektor, p den Druck, ν die (kinematische) Viskosität, $\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u})$ den Deformationsgeschwindigkeitstensor und \mathbf{b}^F einen potentiellen Volumenkraftvektor im Fluidgebiet. Die Viskosität kann dabei als konstant betrachtet, aber auch diverse Variationen Nicht-Newton'scher Fluide mit zum Teil extremen Viskositätsänderungen berücksichtigt werden. Aufgrund der hohen Bedeutung dieses Gleichungssystems wollen wir im Folgenden gerne etwas näher hierauf eingehen.

In den vergangenen Jahren entwickelten wir eine neuartige Methode, die sogenannte algebraische variationelle Mehrskalen-Mehrgitter-Methode („Algebraic Variational Multiscale-Multigrid Method (AVM³)“; siehe hierzu auch z. B. [12]), die zugleich exzellente Genauigkeit, Robustheit, Zuverlässigkeit und Effizienz, insbesondere für Strömungen innerhalb des besonders anspruchsvollen turbulenten Strömungsregimes, aufweist. Grundlage der Methode ist ein Ansatz zur Großwirbelsimulation („Large-Eddy Simulation (LES)“), der auf eine Auflösung der größeren Strömungsskalen bei gleichzeitiger Modellierung der kleineren Strömungsskalen abzielt. Darüber hinaus wird ein nahtloser Übergang vom laminaren über das transitionelle bis hin zum turbulenten Strömungsregime ohne jegliche künstliche Maßnahmen bzw. Nutzereingriffe ermöglicht. Im Gegensatz zu vielen traditionellen LES-Modellen bringt die AVM³ nämlich keine unverhältnismäßig hohe Dissipation in laminar-transitionellen Strömungsregimen ein. Das Konzept der variationellen Mehrskalen-Methode, das einen essentiellen Bestandteil der AVM³ darstellt, kann bis zu [15] zurückverfolgt werden. In der Zwischenzeit wurde bereits die nochmals erweiterte Nachfolgemethode AVM⁴ veröffentlicht, die auf einem multifraktalen Ansatz zur verbesserten Modellierung der unaufgelösten Strömungsskalen, der ursprünglich in [4] vorgestellt wurde, beruht (siehe z. B. [24] für weitere Details). Zwei Erweiterungen unserer Methoden sollen im Folgenden noch kurz erwähnt werden

Zum einen wurden sowohl die AVM³ als auch die AVM⁴ nicht nur für inkompressible, sondern auch für laminare-transitionelle-turbulente Strömungen variabler Dichte bei niedriger Mach-Zahl entwickelt, die durch das folgende Gleichungssystem gegeben sind:

$$\frac{\partial \rho^F}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho^F \mathbf{u}) = 0, \quad (3)$$

$$\rho^F \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho^F \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} + \nabla p_{\text{hyd}} - \nabla \cdot (2\mu \boldsymbol{\varepsilon}'(\mathbf{u})) = \rho^F \mathbf{g}, \quad (4)$$

$$\rho^F \frac{\partial T}{\partial t} + \rho^F \mathbf{u} \cdot \nabla T - \nabla \cdot \left(\frac{\lambda}{c_p} \nabla T \right) = \frac{1}{c_p} \left[\frac{dp_{\text{the}}}{dt} + Q \right], \quad (5)$$

Zusätzlich zum inkompressiblen Gleichungssystem treten hier die Dichte des Fluid ρ^F , die dynamische Viskosität μ , der Gravitationsvektor \mathbf{g} , die Temperatur T , die Wärmeleitfähigkeit λ und die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p auf. Außerdem müssen in diesem Zusammenhang ein thermodynamischer und ein hydrodynamischer Anteil des Drucks unterschieden werden. Wir möchten den Leser z. B. auf [13] bezüglich weiterer Details verweisen. In Abb. 3 sind beispielhafte graphische Ergebnisdarstellungen aus der Simulation einer turbulenten Strömung über eine Stufe mit Aufheizung gegeben.

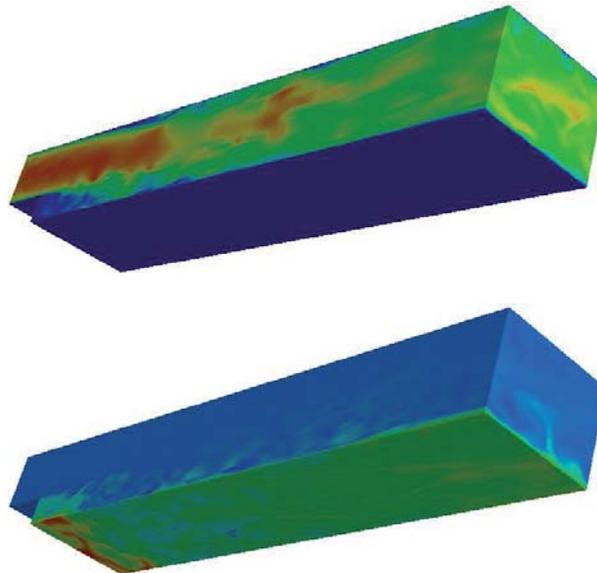


Abb. 3: Simulation einer turbulenten Strömung über eine Stufe mit Aufheizung: Geschwindigkeit (oben) und Temperatur (unten) [12].

Zum anderen wurde unser Lösungsansatz erfolgreich für zweiphasige Strömungen erweitert (siehe z. B. [25]). Um den Phasenübergangsrand korrekt wiedergeben zu können, die größte Herausforderung bei derartigen Zweiphasenströmungen, wurde auf das Konzept der sogenannten erweiterten Finite-Element-Methode („eXtended Finite Element Method (XFEM)“) zurückgegriffen (siehe z. B. [2]). Eine beispielhafte Ergebnisdarstellung aus der Simulation einer in einer turbulenten Wasserströmung aufsteigenden Luftblase ist in Abb. 4 in einer fotorealistischen Darstellung erkennbar.



Abb. 4: Simulation einer in einer turbulenten Wasserströmung aufsteigenden Luftblase (K. R. Wichmann, LNM).

Für das Festkörper- bzw. **Strukturfeld** werden von uns, wie für das Fluidfeld, in der Regel die vollständig nicht-linearen Gleichungen betrachtet, d. h. in diesem Fall die folgende Gleichung der nichtlinearen Strukturodynamik:

$$\rho^s \frac{d^2 \mathbf{d}}{dt^2} = \nabla \cdot (\mathbf{F} \cdot \mathbf{S}) + \rho^s \mathbf{b}^s \quad (6)$$

Die Dichte ρ^s der Struktur, der Verschiebungsvektor \mathbf{d} , der Deformationsgradient \mathbf{F} , der zweite Piola-Kirchhoff-Spannungstensor \mathbf{S} und der Volumenkraftvektor \mathbf{b}^s sind in dieser Gleichung enthalten. Darüber hinaus können verschiedenste Konstitutivgesetze einbezogen werden. Wie bereits zuvor erwähnt, akzeptieren wir mit Blick auf das gekoppelte Problem auch in Bezug auf den Lösungsansatz für das Strukturfeld keinerlei Kompromisse. Somit steht das komplette Spektrum von Struktur- sowie (nichtlinearen) Materialmodellen zu unserer Verfügung, so dass sowohl sogenannte „Locking“-Effekte als auch potentielle Probleme in hochdynamischen Regimen vermieden werden können.

Besonders herausfordernde Strukturen sind dünne Schalenstrukturen, die jedoch zugleich an vielen FSI-Problemen beteiligt sind. Um der üblichen nachteiligen Situation einer schlecht konditionierten Steifigkeitsmatrix bei der numerischen Simulation solcher dünnen Schalen z. B. im Rahmen von FSI-Simulationen begegnen zu können, entwickelten wir kürzlich eine sogenannte skalierte Dicken-Konditionierung („Scaled Thickness Conditioner (STC)“) in [16]. Die Entwicklung der STC, die eine Vorkonditionierung für mit Kontinuums-Elementen diskretisierte dünnwandige Strukturen darstellt, war rein mechanisch motiviert.

3 Kopplung der Felder

Bezüglich der Kopplung der Felder sind zunächst zwei essentielle Fragen zu beantworten:

- Wie soll die Kopplung formuliert werden?
- Wie soll das gekoppelte Gleichungssystem gelöst werden?

Zur korrekten **Formulierung der Kopplung** können wir aus drei grundsätzlichen Strategien auswählen, die in Abb. 5 dargestellt sind: bewegtes Gitter („moving grid“), fixes Gitter („fixed grid“) und hybrider Ansatz („hybrid approach“). Bezüglich der prinzipiellen Formulierung der Kopplung für Methoden auf sowohl bewegten als auch fixen Gittern haben wir neuartige Ansätze entwickelt. Vorneweg möchten wir anmerken, dass eine Berechnung auf bewegten Gittern mittels sogenannter „Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE)“-Algorithmen für uns immer die erste Wahl darstellt, solange eine derartige Vorgehensweise für das zu betrachtende Problem sinnvoll durchführbar ist. Dies ist in der Regel der Fall, wenn z. B. die Strukturverformungen nicht zu groß werden. Zur Durch-

führung eines ALE-Algorithmus ist, wie bereits in der Einführung erwähnt wurde, eine robuste und effiziente Methode zur Berechnung der Gitterbewegung von großer Wichtigkeit. Besonders hilfreich kann in diesem Zusammenhang auch die Möglichkeit zur Verwendung von nicht passenden Vernetzungen am Interface sein, wie sie z. B. in [17] vorgestellt wurde. Der entscheidende Aspekt in diesem Zusammenhang ist, dass die in [17] vorgestellte Methode, die auf dualen Mortar-Ansätzen basiert, eine konsistente Formulierung am Interface erlaubt. Infolgedessen kann die Genauigkeit, die man bei Verwendung von vergleichbaren passenden bzw. konformen Vernetzungen erreichen würde, mit dieser Methode vollständig aufrechterhalten werden. Für sehr komplizierte und demzufolge sehr schwierig zu diskretisierende Geometrien können solche nicht passenden Vernetzungen sehr häufig sogar überhaupt erst den Aufbau und die Durchführung einer Simulation, zumindest innerhalb eines sinnvollen Zeitrahmens, ermöglichen.

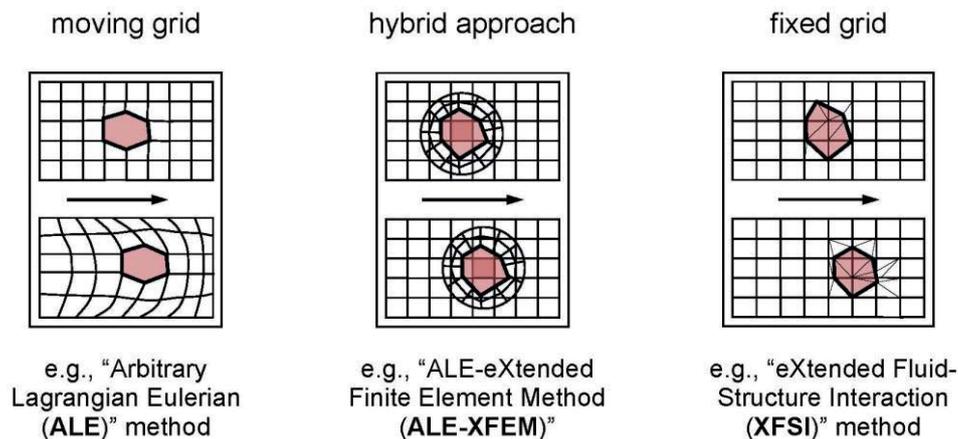


Abb. 5: Strategien zur Formulierung der Kopplung.

Es müssen allerdings auch vielfach Situationen betrachtet werden, bei denen eine Berechnung auf bewegten Gittern nicht mehr empfehlenswert bzw. möglich ist, z. B. eben infolge zu großer Deformationen der beteiligten Strukturen. Hierfür bieten sich nunmehr Ansätze auf fixen Gittern als Alternative an. Derartige Strategien für die FSI wurden von uns z. B. in [9] und [26] vorgestellt. Sie basieren auf einer XFEM, die bereits im vorangegangenen Abschnitt im Zusammenhang mit Zweiphasenströmungen erwähnt wurde. Solch ein XFEM-basierter Ansatz für FSI auf fixen Gittern bietet eine Reihe von Vorteilen:

- die Ermöglichung beliebiger Translationen, Rotationen und Verformungen der Strukturen,
- eine exakte Erfassung des Interface innerhalb des fixen Hintergrundgitters und
- eine konsistente Formulierung sowohl des Strömungs- als auch des Strukturfeldes basierend auf Finite-Element-Methoden bei gleichzeitiger größtmöglicher Freiheit bezüglich der Wahl der Diskretisierung, der Elementtypen und Approximationsordnungen.

Diese Vorteile unterstreichen das sehr hohe Potential von XFEM-basierten Methoden auf fixen Gittern für die genaue Modellierung und Simulation von FSI-Problemen. Bezüglich hybrider Ansätze, die Strategien auf bewegten und fixen Gittern zusammenführen, möchten wir den Leser an dieser Stelle z. B. auf [27] und [10] verweisen.

Zur **Lösung des gekoppelten Gleichungssystems** haben wir in den letzten Jahren neuartige Methoden entwickelt, die das komplette Spektrum von vollständig partitionierten bis hin zu vollständig monolithischen Ansätzen abdecken, inklusive diverser Ansätze, die zwischen diesen beiden „reinen“ Konzepten anzuordnen sind. Beispielsweise in [19] und [18] sind nähere Ausführungen zu verschiedenen Kopplungsstrategien zu finden. Unsere jüngsten Forschungserkenntnisse zeigten, dass mit monolithischen Ansätzen, insbesondere für komplexe Anwendungen, eine deutlich verbesserte Robustheit und Effizienz erreicht werden kann. Aus diesem Grund möchten wir diese Methodik im Folgenden etwas detaillierter ausführen; weitere Informationen können z. B. [7] entnommen werden.

Die Entwicklung dieser neuartigen monolithischen Lösungsmethode für FSI wurde gleichsam von Innovation und Verständnis mit Bezug auf die zwei zu Beginn der Einführung formulierten Fragen nach der Modellierung und Kopplung der Einzelfelder sowie der Lösung des gekoppelten Problems angetrieben. Wir zielten dabei auf

eine einzigartige Wechselbeziehung der Kopplung und der Löser für das schlussendlich erhaltene lineare Gleichungssystem ab. Hierzu nutzen wir algebraische Mehrgitter-Methoden (AMG), d. h. die effizientesten Löser, die derzeit verfügbar sind. In Kombination mit einem Iterations-Schema in Form eines Block-Gauß-Seidel (BGS) ergeben sich schließlich zwei alternative Lösungsstrategien, die in Abb. 6 prinzipiell dargestellt sind. Abhängig davon, ob AMG-Löser für die Einzelfelder von einer „äußeren“ BGS-Iteration umfasst werden oder eine „innere“ BGS-Iteration der Einzelfelder in einen AMG-Löser eingebettet sind, werden die Strategien, wie in Abb. 6 erkennbar, als BGS(AMG) oder als AMG(BGS) bezeichnet.

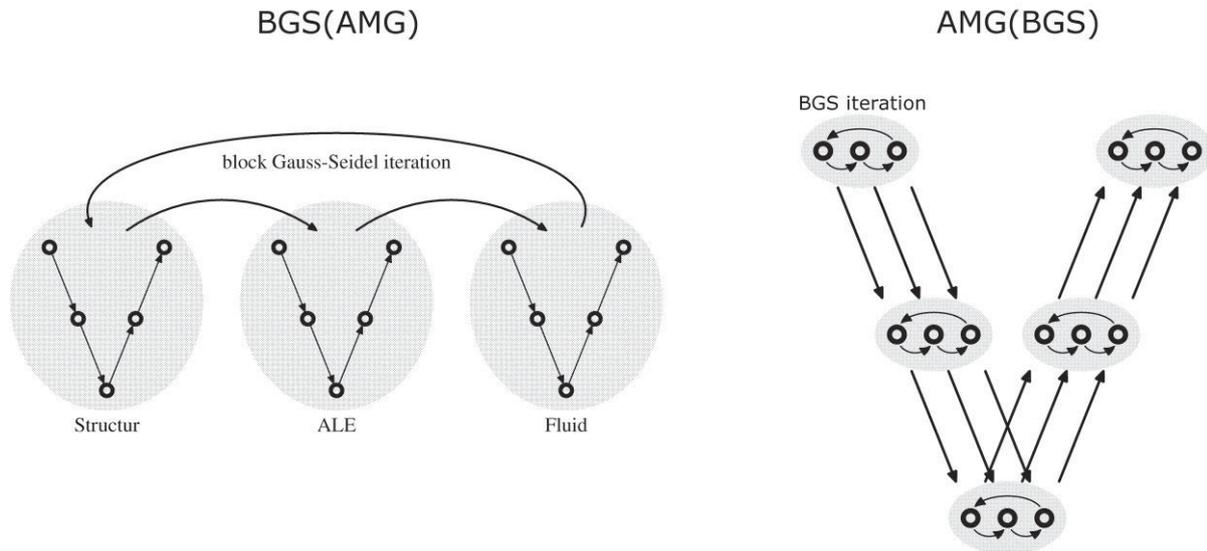


Abb. 6: Lösungsstrategien BGS(AMG) und AMG(BGS) [7].

4 Fluid-Struktur-Interaktion mit Kontakt und/oder Topologieänderungen

In diesem Abschnitt möchten wir uns einem interessanten und besonderes anwendungsrelevanten Aspekt widmen, nämlich die korrekte Behandlung von Kontakt und/oder Topologieänderungen im Rahmen einer FSI. Bereits in der Einführung hatten wir diverse Beispiele für FSI-Probleme mit Kontakt und/oder Topologieänderungen genannt, den Kontakt zwischen zwei oder mehr an einer FSI beteiligten Festkörpern (als sogenannter „Trockenkontakt“), den Kontakt zwischen in einem Strömungsgebiet eingetauchten Festkörpern (sogenannter „Nasskontakt“) und die Entstehung von Rissen in an das Strömungsgebiet angrenzenden Strukturen genannt. Bei den letzteren beiden Beispielen treten eben über den Kontakt hinaus noch Topologieänderungen auf. Wichtige technische Anwendungen in diesem Zusammenhang sind z. B. Klappen und Dichtungen. In Abb. 7 ist eine – aus Vertraulichkeitsgründen stark abgewandelte – industrielle Anwendung in Form einer Fluid-Pumpe dargestellt. Es handelt sich hierbei um eine hochgradig nichtlineare FSI-Trockenkontakt-Problematik, die neben den, wie zuvor ausgeführt, grundsätzlich nichtlinearen Problemstellungen der Fluidodynamik (inklusive Nicht-Newton'scher Fluide in diesem Fall) und Strukturdynamik u. a. eine elastische dünnwandige Struktur, die im üblichen Anwendungsablauf mit einer anderen, dickwandigeren Struktur in Kontakt kommt, sowie strömungsabhängige (und somit nichtlineare) Randbedingungen aufweist. Derartige Problemstellungen können wir trotz dieser extremen Nichtlinearität mit Hilfe unseres monolithischen Löser erfolgreich simulieren. Im unteren Teil von Abb. 7 ist eine beispielhafte Ergebnisdarstellung in Form des simulierten Pumpvolumens für einen ausgewählten Anwendungsablauf eingefügt.

Anhand des Beispielfalls verschwindender bzw. neu entstehender Fluidgebiete im Rahmen einer FSI möchten wir eine FSI-Nasskontakt-Situation demonstrieren, die mit Hilfe von Berechnungen auf fixen Gittern gelöst werden kann. Derartige Phänomene müssen nämlich beispielsweise bei auftretendem Kontakt zwischen Festkörpern in einem Fluidgebiet berücksichtigt werden. Der Übergang zum Kontakt muss hierbei besonders präzise gehandhabt werden. Dies verlangt von den eingesetzten Methoden, dass sie in der Lage sind, Strömungslösungen sogar in Bereichen darzustellen, die kleinere Abmessungen als eine Diskretisierungseinheit, z. B. ein finites Element bzw. ein finites Volumen, aufweisen. Für eine Beschreibung einer ersten Idee in dieser Richtung möchten wir den Leser auf [20] verweisen. Eine für den zuvor beschriebenen Fall beispielhafte Situation ist in Abb. 8 dargestellt: Ein Kanal wird infolge an der oberen und unteren Wand angeordneter Strukturen, die sich

aufeinander zubewegen, extrem eingeschnürt, so dass der Durchflussbereich schließlich kleiner als die Länge einer Diskretisierungseinheit orthogonal zur Strömungsrichtung ist. Wie man in der Abbildung erkennen kann, wird trotz dieser herausfordernden Konstellation ein korrektes (parabolisches) Strömungsprofil erhalten. Uns ist keine andere vergleichbare und derzeit verfügbare Methode bekannt, die die Simulation derartiger Situationen ermöglicht.

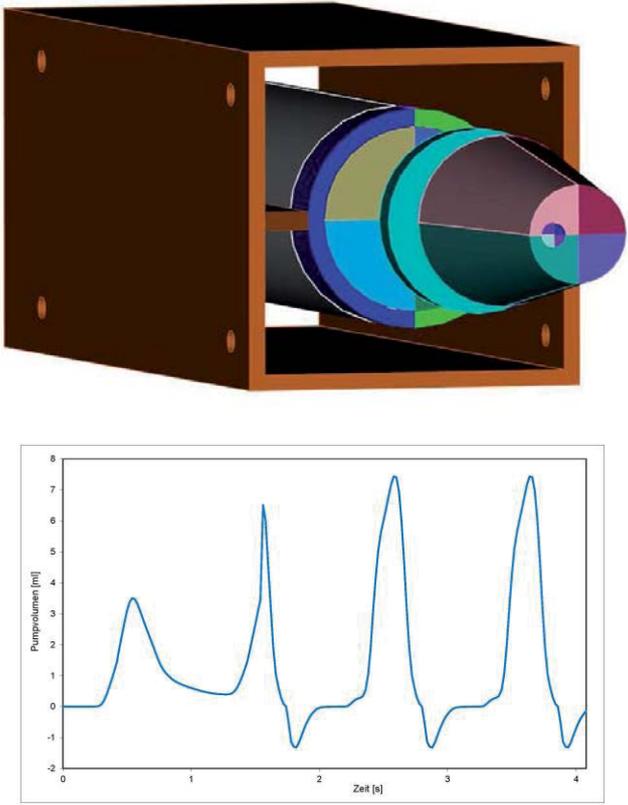


Abb. 7: Industrielles Anwendungsbeispiel Fluid-Pumpe: Geometrie in abgewandelter Form (oben) und Darstellung des simulierten Pumpvolumen für einen ausgewählten Anwendungsablauf (unten).

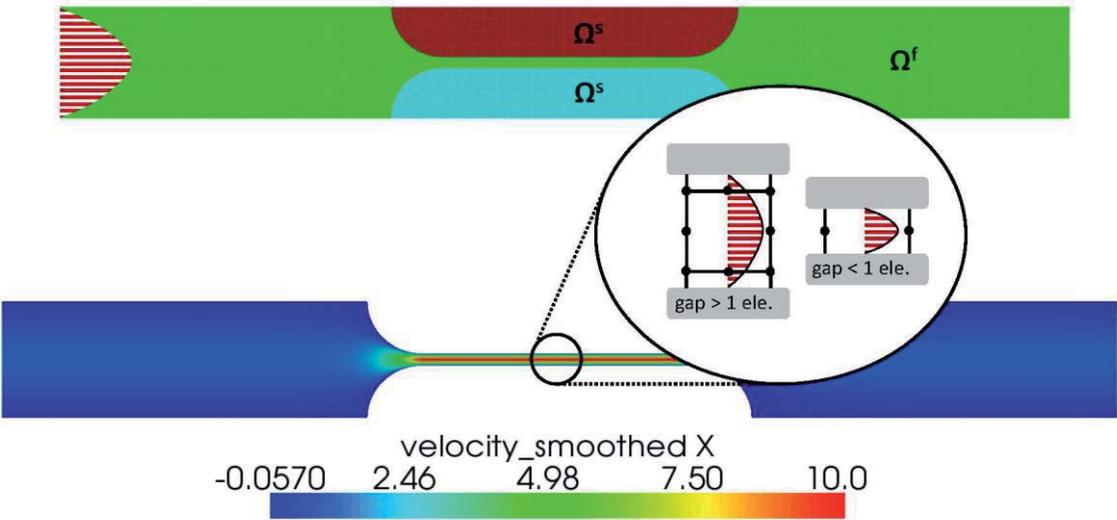


Abb. 8: Beispiel für eine Methode auf fixem Gitter zur Modellierung von Phänomenen mit einer Größenordnung kleiner als die Diskretisierungslänge (A. Popp, LNM).

5 Schlussfolgerungen

In diesem Beitrag haben wir eine Auswahl unserer methodischen Ansätze für Probleme der Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) präsentiert. Hierzu haben wir uns zunächst mit den besonderen Herausforderungen, die mit gekoppelten Multiphysik-Problemen verbunden sind und innerhalb derer die FSI einen besonders wichtigen Fall darstellt, sowie vielversprechenden Lösungsstrategien hierfür befasst. Anschließend haben wir uns zum einen den Ansätzen für die Einzelfelder und zum anderen der Kopplung dieser Felder gewidmet. Die Methoden, die wir für FSI- und andere gekoppelten Multiphysik-Probleme, auf die wir im folgenden Absatz noch kurz eingehen werden, entwickelt haben, werden weltweit als einige der leistungsfähigsten überhaupt angesehen.

Neben FSI-Problemen, die im Fokus dieses Artikels gestanden haben, sind darüber hinaus die weit überwiegende Mehrzahl von technischen Anwendungen und Problemen des Ingenieurwesens bei realistischer Betrachtung gekoppelte Probleme, für die die Interaktionen der einzelnen physikalischen, chemischen und anderen Einzelfelder unbedingt mit in Betracht gezogen werden müssen. Dieser Einbezug der Interaktionen ist insbesondere dann unausweichlich, sobald z. B. Grenzbereiche zur Dimensionierung von Konstruktionselementen bzw. gesamter Anlagen erreicht werden. Eine Auswahl gekoppelter Multiphysik-Probleme, die FSI einschließend, mit denen wir uns in den vergangenen Jahren beschäftigt haben, ist in Abb. 9 in Form exemplarischer Ergebnisdarstellungen aus unseren entsprechenden Simulationen aufgeführt. Details zu den Methoden, die wir zur Lösung dieser jeweiligen Probleme entwickelt haben, können in unseren entsprechenden Veröffentlichungen gefunden werden, z. B. [1] und [6] für elektrochemische Systeme, [3] und [14] für Verbrennung, [5] für Thermo-Struktur-Interaktion und [22], [23] und [11] für Kontakt. Diese Auswahl stellt allerdings auch nur einen Ausschnitt der von uns bereits simulierten gekoppelten Multiphysik-Probleme dar. Weitere Informationen finden Sie z. B. auf unserer Unternehmens-Website unter <http://www.adco-engineering-gw.de>.

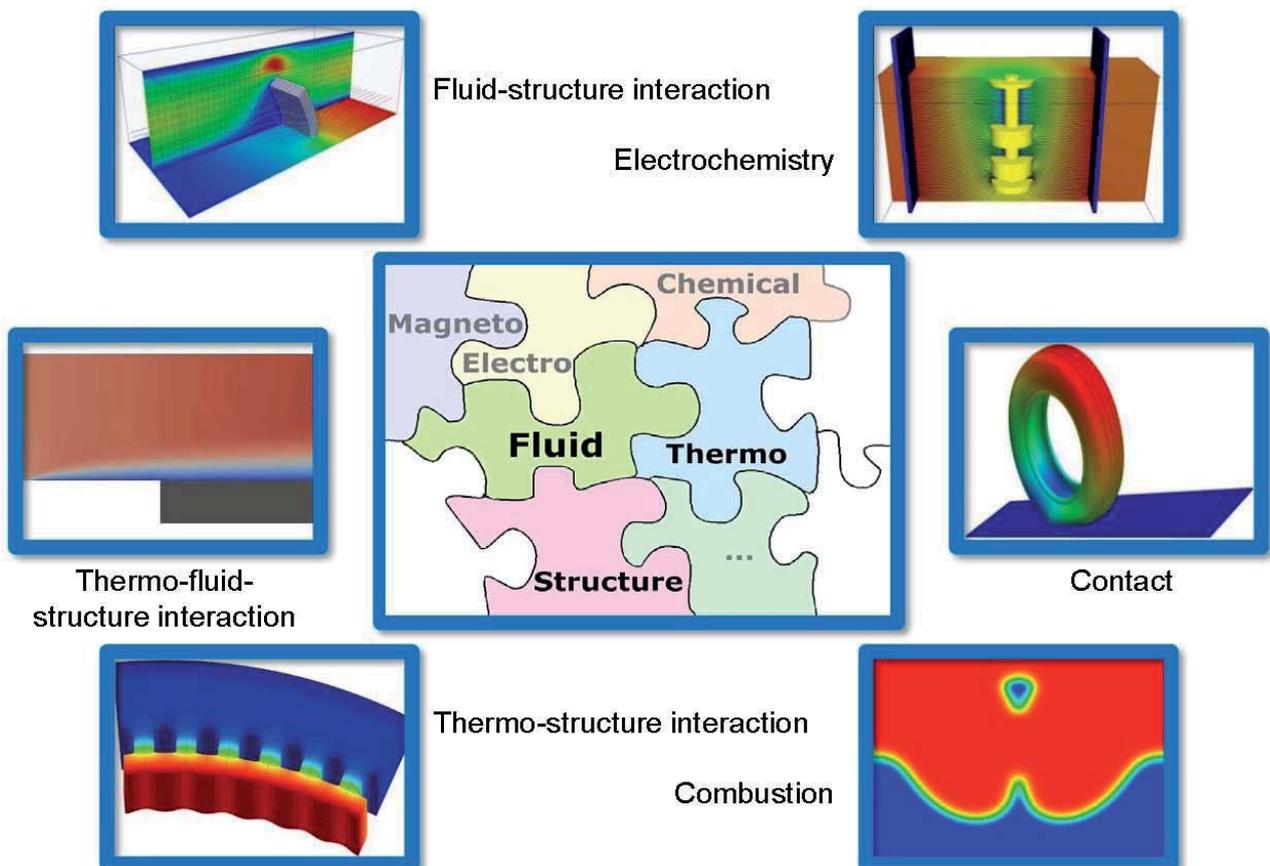


Abb. 9: Auswahl gekoppelter Multiphysik-Probleme.

6 Literatur

- [1] Bauer, G., Gravemeier, V., Wall, W. A.: "A 3D finite element approach for the coupled numerical simulation of electrochemical systems and fluid flow", *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 86, 2011, 1339-1359.
- [2] Belytschko, T., Black, T.: "Elastic crack growth in finite elements with minimal remeshing", *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 45, 1999, 601-620.
- [3] van der Bos, F., Gravemeier, V.: "Numerical simulation of premixed combustion using an enriched finite element method", *Journal of Computational Physics* 228, 2009, 3605-3624.
- [4] Burton, G. C., Dahm, W. J. A.: "Multifractal subgrid-scale modeling for large-eddy simulation. I. Model development and a priori testing", *Physics of Fluids* 17, 2005, 075111-1-16.
- [5] Danowski, C., Gravemeier, V., Yoshihara, L., Wall, W. A.: "A monolithic computational approach to thermo-structure interaction", *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 95, 2013, 1053-1078.
- [6] Ehrl, A., Bauer, G., Gravemeier, V., Wall, W. A.: "A computational approach for the simulation of natural convection in electrochemical cells", *Journal of Computational Physics* 235, 2013, 764-785.
- [7] Gee, M. W., Küttler, U., Wall, W. A.: "Truly monolithic algebraic multigrid for fluid-structure interaction", *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 85, 2011, 987-1016.
- [8] Gerstenberger, A.: "An XFEM based fixed-grid approach to fluid-structure interaction", Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2010.
- [9] Gerstenberger, A., Wall, W. A.: "An extended finite element method/Lagrange multiplier based approach for fluid-structure interaction", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 197, 2008, 1699-1714.
- [10] Gerstenberger, A., Wall, W. A.: "Enhancement of fixed-grid methods towards complex fluid-structure interaction applications", *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 57, 2008, 1227-1248.
- [11] Gitterle, M., Popp, A., Gee, M. W., Wall, W. A.: "Finite deformation frictional mortar contact using a semi-smooth Newton method with consistent linearization", *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 84, 2010, 543-571.
- [12] Gravemeier, V., Gee, M. W., Kronbichler, M., Wall, W. A.: "An algebraic variational multiscale-multigrid method for large eddy simulation of turbulent flow", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 199, 2010, 853-864.
- [13] Gravemeier, V., Wall, W. A.: "An algebraic variational multiscale-multigrid method for large-eddy simulation of turbulent variable-density flow at low Mach number", *Journal of Computational Physics* 229, 2010, 6047-6070.
- [14] Gravemeier, V., Wall, W. A.: "Variational multiscale methods for premixed combustion based on a progress-variable approach", *Combustion and Flame* 158, 2011, 1160-1170.
- [15] Hughes, T. J. R.: "Multiscale phenomena: Green's functions, the Dirichlet-to-Neumann formulation, sub-grid scale models, bubbles and the origins of stabilized methods", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 127, 1995, 387-401.
- [16] Klöppel, T., Gee, M. W., Wall, W. A.: "A scaled thickness conditioning for solid- and solid-shell discretizations of thin-walled structures", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 200, 2011, 1301-1310.
- [17] Klöppel, T., Popp, A., Küttler, U., Wall, W. A.: "Fluid-structure interaction for non-conforming interfaces based on a dual mortar formulation", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 200, 2011, 3111-3126.
- [18] Küttler, U., Gee, M., Förster, Ch., Comerford, A., Wall, W. A.: "Coupling strategies for biomedical fluid-structure interaction problems", *International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering* 26, 2010, 305-321.
- [19] Küttler, U., Wall, W. A.: "Fixed-point fluid-structure interaction solvers with dynamic relaxation", *Computational Mechanics* 43, 2008, 61-72.
- [20] Mayer, U. M., Popp, A., Gerstenberger, A., Wall, W. A.: "3D fluid-structure-contact interaction based on a combined XFEM FSI and dual mortar contact approach", *Computational Mechanics* 46, 2010, 53-67.
- [21] Moosbauer, C.: "Flow simulation of the Ahmed reference body using a stabilized FE approach", Semesterarbeit, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2013.
- [22] Popp, A., Gee, M. W., Wall, W. A.: "A finite deformation mortar contact formulation using a primal-dual active set strategy", *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 79, 2009, 1354-1391.
- [23] Popp, A., Gitterle, M., Gee, M. W., Wall, W. A.: "A dual mortar approach for 3D finite deformation contact with consistent linearization", *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 83, 2010, 1428-1465.
- [24] Rasthofer, U., Gravemeier, V.: "Multifractal subgrid-scale modeling within a variational multiscale method for large-eddy simulation of turbulent flow", *Journal of Computational Physics* 234, 2013, 79-107.

- [25] Rasthofer, U., Henke, F., Wall, W. A., Gravemeier, V.: "An extended residual-based variational multiscale method for two-phase flow including surface tension", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 200, 2011, 1866-1876.
- [26] Schott, B., Wall, W. A.: "A new face-oriented stabilized XFEM approach for 2D and 3D incompressible Navier-Stokes equations", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2014, in press, available online.
- [27] Wall, W. A., Gamnitzer, P., Gerstenberger, A.: "Fluid–structure interaction approaches on fixed grids based on two different domain decomposition ideas", *International Journal of Computational Fluid Dynamics* 22, 2008, 411-427.

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: magazin@nafems.de

Adresse für Fensterkuvert



NAFEMS GmbH
Osterham 23

D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (3/2014)

Bitte senden Sie mir nähere Informationen zu folgenden Themen:

NAFEMS Mitgliedschaft

NAFEMS Magazin „Benchmark“

NAFEMS Seminare

NAFEMS Trainingskurse

NAFEMS e-learning

Professional Simulation Engineer PSE

Internationale Arbeitsgruppen

NAFEMS World Congress 2015

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.

Ich interessiere mich für www.CAEjobsite.com. Bitte kontaktieren Sie uns.

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 Online-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/magazin

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
THE INTERNATIONAL
ASSOCIATION FOR
THE ENGINEERING
ANALYSIS COMMUNITY



www.nafems.org