



NAFEMS

MAGAZIN

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

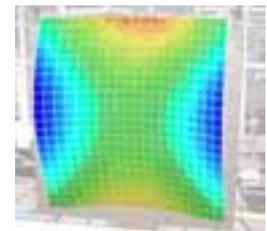
Fachbeiträge:

Fokus Strukturtechnik

Ansatz eines Vorgehensmodells zur ganzheitlichen Auslegung von AD-Sandwich-Blechen als Beitrag zum Systemleichtbau
 Dr. Jörg Forsen, Andreas Kropp, Fabian Fischer (BMW AG)



Bild: BMW AG



Parameteridentifikation für nichtlineare Materialmodelle in der FEM mittels optischer Verformungsanalyse
 Bernd Kleuter, Marc Bosseler
 (Parsolve, Marc Bosseler & Dr. Bernd Kleuter GbR)

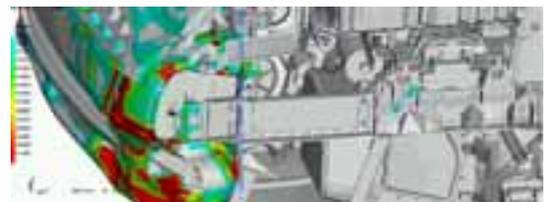


Bild: FH Ingolstadt

Unzulänglichkeiten von Balkentheorien und -elementen für die Beschreibung hochfrequenter Biegewellenausbreitung in Fahrzeugstrukturen
 Marinus Luegmair (FH Ingolstadt)

Fokus Computational Fluid Dynamics

Die Immersed Boundary Methode – Eine schnelle, verlässliche und hoch automatisierte Methode zur Simulation komplexer Strömungsfelder am Beispiel des LOw RESistance MOBILE "Loremo"

Marco Lanfrit, Hauke Reese (Ansys Germany GmbH);
 Hans Peter Hemmer (Loremo AG)



Bild: Parsolve GbR

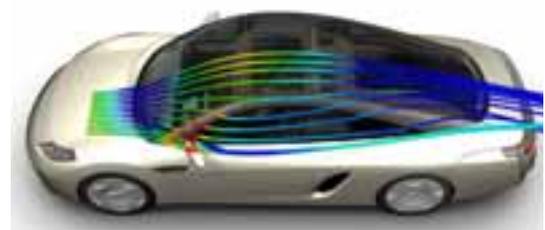
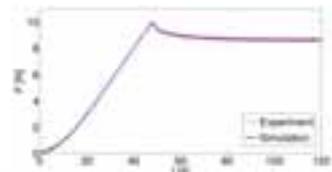


Bild: Ansys Germany GmbH

Trainingskurse

- Basic 2: Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Berechnungen
13. - 14. Mai 2009 *
- Basic 1: Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre
19. - 20. Oktober 2009 *
- Basic CFD: Practical CFD Analysis (in English)
11. - 12. November 2009 *
- Basic 2: Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Berechnungen
23. - 24. November 2009 *

Seminar

- Multidisziplinäre Simulationen – Die Zukunft der virtuellen Produktentwicklung
09. - 10. November 2009 *

* Wiesbaden



Jetzt anmelden!



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

Sehr geehrte Leserin,
sehr geehrter Leser,

fast täglich lesen oder hören wir neue Meldungen über das Ausmaß und die Auswirkungen der weltweiten Finanz- und Wirtschaftskrise. In diesem Zusammenhang fällt auf, wie schwankend doch die Aussagen über die vorhergesagten Entwicklungen sind. Innerhalb weniger Wochen, ja Tage, können schon einmal die Wachstumsraten von plus 3% auf minus 5% ‚korrigiert‘ werden. Auch wenn man konzidiert, dass die wirtschaftliche Entwicklung ein chaotischer Prozess ist, der sehr stark von Stimmungen abhängt und diese wiederum durch Meldungen über die wahrscheinliche Entwicklung beeinflusst werden, muss man schlussfolgern, dass die Modelle zur Vorhersage noch nicht voll ausgereift sind.

Ingenieure versuchen, ein chaotisches Verhalten möglichst zu vermeiden. Zudem spielen Stimmungen und andere menschliche Regungen in ihren Berechnungsmodellen in der Regel keine Rolle. Deshalb ist die Zuverlässigkeit dieser Modelle auch wesentlich höher. Allerdings muss in jedem Einzelfall geprüft werden, ob die dem Modell zugrunde liegenden Annahmen auch für das untersuchte Problem zutreffen. Die Modellbildung ist somit die zentrale Ingenieuraufgabe. Das wird auch in den vier wissenschaftlichen Beiträgen des vorliegenden Heftes deutlich, die aus NAFEMS-Seminaren des vergangenen Jahres stammen. Die Untersuchung der Parsolve GbR Kaiserslautern behandelt die Parameteridentifikation für nichtlineare Materialmodelle mit Anwendung auf viskoelastisches und plastisches Materialverhalten. In dem Beitrag aus dem Institut für Angewandte Forschung in Ingolstadt wird auf die Unzulänglichkeit üblicher Balkenmodelle zur Beschreibung hochfrequenter Antworten von dünnwandigen Strukturen hingewiesen. Die Auslegung von Anti-Drön-Blechen für den Pkw-Bau, gestützt auf ein ganzheitliches, systematisches Vorgehensmodell, ist Thema des Beitrags aus der BMW AG, München. Für Strömungsprobleme ist die Qualität der Modellierung der Oberflächen von ausschlaggebender Bedeutung. In dem Artikel von der Ansys Germany GmbH, Darmstadt, gemeinsam mit der Firma Loremo AG, München, wird die ‚immersed boundary technique‘ propagiert, die auf einer besonderen Behandlung derjenigen Zellen basiert, durch die die Oberfläche verläuft.

Die Auswahl der Beiträge zeigt die Vielseitigkeit der Simulation im Ingenieurbereich, die auch ohne eine Berücksichtigung von Stimmungen und Sensationsmeldungen spannend sein kann. Ich wünsche Ihnen eine informative und anregende Lektüre.

Mit freundlichen Grüßen

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



Prof. Dr.-Ing. Klaus Rohwer

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



www.altair.com



www.ansys-germany.com



www.simulia.com



www.esi-group.com



www.intes.de



www.mscsoftware.com

Über NAFEMS

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

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

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

Mitglieder des internationalen NAFEMS Councils

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

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

Mitglieder des deutschen NAFEMS Steering Committees

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

Mitglied bei NAFEMS?

NAFEMS hat weltweit über **900 Mitgliedsunternehmen und -Institutionen**.

NAFEMS Mitglieder erhalten unter anderem:

- Benchmark (Internationales FEM-Magazin)
- Literatur
- Freie Seminarplätze
- Ermäßigungen für Trainingskurse, Kongresse und Literatur
- Zugriff auf passwortgeschützten Webbereich mit Kontaktmöglichkeiten und Informationen
- Kontakt zu über 900 Organisationen weltweit

Werden auch Sie Mitglied !



Die Zeitschrift „Benchmark“ – Relaunch mit neuen Rubriken

Benchmark, das internationale NAFEMS Magazin wurde in der April-Ausgabe im neuen Layout veröffentlicht. Hinzu kamen neue Rubriken wie „to the editor“, „www dot“ und „I want one!“ sowie weitere, die in den nächsten Ausgaben einfließen werden. Natürlich ist auch weiterhin die beliebte Rubrik „The CAE Guy“ sowie News, Basiswissen, Fachbeiträge etc. fester Bestandteil dieser einzigartigen Publikation. Jetzt abonnieren – für Mitglieder natürlich frei!

Weitere Informationen erhalten Sie unter:
www.nafems.org

Impressum

Editor in Chief

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

Redaktioneller Beirat

- Dr. Yasar Deger (HSR, CH)
- Dr. Alfred Svobodnik (Harman/
Becker Automotive Systems, A)
- Prof. Dr. Manfred Zehn (TU Berlin
/ Femcos mbH, D)

Redaktion

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

Gestaltung / Layout / Anzeigen

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

Bezugspreis / Aboservice

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

Anzeigenpreise

Preisliste vom 02.02.2009

Verteilung / Bezug

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

Copyright © 2009, Werbos GbR.

Nachdruck – auch auszugsweise -, Ver-
vielfältigung oder sonstige Verwertung
ist nur mit schriftlicher Genehmigung
unter ausdrücklicher Quellenangabe
gestattet. Gekennzeichnete Artikel stel-
len die Meinung des Autors, nicht un-
bedingt die Meinung der Redaktion dar.
Für unverlangt eingesandte Manuskrip-
te und Datenträger sowie Fotos über-
nehmen wir keine Haftung. Alle Unter-
lagen, insbesondere Bilder, Zeichnun-
gen, Prospekte etc. müssen frei von
Rechten Dritter sein. Mit der Einsen-
dung erteilt der Verfasser / die Firma
automatisch die Genehmigung zum ko-
stensen weiteren Abdruck in allen Pu-
blikationen von NAFEMS, wo auch das
Urheberrecht für veröffentlichte Manu-
skripte bleibt. Eine Haftung für die Rich-
tigkeit der Veröffentlichungen kann trotz
Prüfung durch die Redaktion vom Her-
ausgeber nicht übernommen werden.

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

Vorwort des Editor in Chief 2

Sponsoren 3

Über NAFEMS / Mitgliedschaft 4

Impressum 5

Inhalt 5

NAFEMS DACH Aktuell: Überblick: Seminare und Kurse / Literatur 6

NAFEMS DACH Aktuell: Seminare und Kurse 7 - 9

Neuigkeiten 10 - 18

Veranstaltungskalender 19

Veranstaltungen: NAFEMS World Congress 20

Stellenanzeigen 19 - 22

Fachbeiträge

Fokus Strukturtechnik

**Ansatz eines Vorgehensmodells zur ganzheitlichen Auslegung
von AD-Sandwich-Blechen als Beitrag zum Systemleichtbau**
Dr. Jörg Forsen, Andreas Kropp, Fabian Fischer (BMW AG) 21

**Parameteridentifikation für nichtlineare Materialmodelle in der
FEM mittels optischer Verformungsanalyse**
Bernd Kleuter, Marc Bosseler
(Parsolve, Marc Bosseler & Dr. Bernd Kleuter GbR). 34

**Unzulänglichkeiten von Balkentheorien und -elementen für
die Beschreibung hochfrequenter Biegewellenausbreitung in
Fahrzeugstrukturen**
Marinus Luegmair (FH Ingolstadt). 53

Fokus Computational Fluid Dynamics (CFD)

**Die Immersed Boundary Methode – Eine schnelle, verlässliche
und hoch automatisierte Methode zur Simulation komplexer
Strömungsfelder am Beispiel des LOw REsistance MOBILE
“Loremo”**
Marco Lanfrit, Hauke Reese (Ansys Germany GmbH);
Hans Peter Hemmer (Loremo AG). 64

Rückmeldeformular 74 - 75

Werbeanzeigen

CADFEM GmbH 13

Comsol Multiphysics GmbH 11

Dr. Heck Consulting and Engineering 14

DYNAmore GmbH 15

Die nächsten NAFEMS Trainingskurse

Basiswissen für die Anwendung von Finite-Element-Berechnungen für Ingenieure und Konstrukteure

Basic 2: Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Analysen	13. - 14. Mai 2009
Referent: Dr.-Ing. Yasar Deger (HSR - Hochschule für Technik Rapperswil)	
Basic 1: Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre	19. - 20. Okt. 2009
Referent: Dr.-Ing. Yasar Deger (HSR - Hochschule für Technik Rapperswil)	
Practical CFD Analysis (in English)	11. - 12. Nov. 2009
Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Uwe Janoske (ISMVT - Steinbeis-Transferzentrum)	
Basic 2: Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Analysen	23. - 24. Nov. 2009
Referent: Dr.-Ing. Yasar Deger (HSR - Hochschule für Technik Rapperswil)	

Das nächste NAFEMS Seminar

Multidisziplinäre Simulationen

– Die Zukunft der virtuellen Produktentwicklung

09. - 10. Nov. 2009

Ein Call for Papers wird in Kürze versendet - **Abstract bitte bis 4. Sept.**

Alle Kurse und Seminare finden in Wiesbaden statt. Mehr Informationen zu den Veranstaltungen sowie das internationale NAFEMS Seminar- und Kursangebot finden Sie auf den Seiten 7 bis 9 sowie unter www.nafems.org.

NAFEMS Literatur

NAFEMS bietet mit über 200 Publikationen eine umfangreiche Auswahl an Fachliteratur im Berechnungsumfeld an.

Häufig bestellte Publikationen sind zum Beispiel:

- Tips and Workarounds for CAD Generated Models
- International Journal of CFD Case Studies Vol 7
- Why do Probabilistic Finite Element Analysis?
- A Designers Guide to Simulation with Finite Element Analysis
- How To Undertake a Smoke Movement Analysis in Complex Enclosed Spaces using CFD
- BENCHmark Magazin

Auch in Zukunft wird sich NAFEMS um die Weiterentwicklung und Erstellung neuer Fachliteratur für ihre Mitglieder und für den weiteren Kreis der Ingenieure bemühen.

Werden Sie Autor!

Falls Sie Interesse haben, eine Publikation im Auftrag von NAFEMS zu verfassen oder mitzuwirken, setzen Sie sich bitte mit uns in Verbindung.

Aktuell werden Autoren für folgende geplante NAFEMS Publikation gesucht:

- [How to Undertake Fluid Structure Interaction](#)
- [2nd NAFEMS Workbook of CFD Examples](#)



Ein vollständige Literaturliste, Informationen für Autoren sowie online-Bestellmöglichkeiten finden Sie unter

www.nafems.org/publications

NAFEMS Trainingskurse

Basiswissen für die Anwendung von FEM/CFD-Berechnungen für Ingenieure / Konstrukteure

FEM-Basic 1:

Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre

19. - 20. Oktober 2009

Der Kurs vermittelt praxisorientiert das Basiswissen, welches für das Verständnis und für die kompetente Auswertung von FE-Berechnungen unerlässlich ist. Er richtet sich vor allem an Ingenieure und Konstrukteure, die ihre einschlägigen Kenntnisse aus der Studienzeit an einer Fachhochschule oder Hochschule im Hinblick auf die Anwendung bei FE-Analysen auffrischen und festigen möchten.

Der Kurs wird in einer Workshop-Atmosphäre durchgeführt, wodurch eine aktive Mitwirkung gefördert werden soll. Ausgewählte Beispiele aus der Industrie tragen zur effizienten Erreichung des Kurszieles bei.

Kursinhalte

- Einführung, Grundbegriffe und Prinzipien
 - Freiheitsgrade / Lagerung / Freischneiden / Gleichgewichtsbetrachtung
 - Innere Kräfte / Beanspruchung / Schnittgrößen
 - Spannungszustände / Hauptspannungen
- Typische Beanspruchungsfälle
 - Zug und Druck
 - Abscheren, Schubspannung und Schubdeformation
 - Biegespannungen und Biegedeformation / Biegung + Schub
 - Torsionsspannung und Torsionsdeformation
 - Spannungen und Verformungen bei Scheiben, Platten und Schalen

- Zusammengesetzte Beanspruchung
- Materialverhalten / Versagenshypothesen / Sicherheitsfaktor
- Wechsel- und Dauerfestigkeit, Ermüdung und Kerbwirkung
- Thermische Beanspruchung
- Spannungen und Verformungen in dünnwandigen Strukturen
- Stabilitätsprobleme: Knicken und Beulen
- Grundlagen der Elastodynamik / dynamische Beanspruchung
- Erste Kenntnisse der FEM zur Lösung von Festigkeitsaufgaben (ausführliche Grundlagen siehe „Basic 2“)

FEM-Basic 2:

Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Berechnungen

- 13. - 14. Mai 2009
- 23. - 24. November 2009

Der Kurs vermittelt praxisorientiert und programmunabhängig die notwendigen Grundlagen für den erfolgreichen und effizienten Einsatz der Finite-Element-Methode. Er erklärt die Arbeitsweise auf leicht verständliche Art und beschreibt die Voraussetzungen und Vorgehensschritte anhand zahlreicher, einfach gehaltener, anwendungsspezifischer Beispiele.

Die Teilnehmer können als Vorschlag ein konkretes aktuelles Problem, das mit FE-Analyse zu lösen wäre, mitbringen und zur Diskussion stellen. Der Kurs wird in einer Workshop-Atmosphäre durchgeführt, wodurch eine aktive Mitwirkung gefördert werden soll.

Kursreferent FEM-Basic 1 / FEM-Basic 2

Dr. sc. techn.
ETH/SIA
Yasar Deger



HSR, Abt. Maschinentechnik,
Inst. für Anlagen- und Sicherheitstechnik – SITEC

Herr Deger hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis der Methode der Finiten Elemente und in der Angewandten Mechanik. Zugleich ist er als Dozent für Technische Mechanik und Methode der Finiten Elemente an der HSR, Hochschule für Technik Rapperswil, in der Schweiz tätig und erteilt ausserdem seit 1992 Weiterbildungskurse / Workshops für Konstrukteure und Ingenieure in der Industrie.

Sein Buch „Die Methode der Finiten Elemente“ erschien kürzlich beim Expert Verlag, Renningen, in der 5. Auflage und ist Teil der Kursunterlagen.

Kursinhalte

- Einleitung / Übersicht
- „Kräfte-Management“ / Zusammenspiel von Struktur, Belastung, Lagerung und Material
- Modellbildung als ingenieurmäßiger Prozess und als Grundhandlung bei einer FE-Analyse / 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 / Elemente mit rotationssymmetrischem Spannungszustand
- Modellierung von Materialverhalten / Evaluation von Versagungskriterien
- Dynamische FE-Berechnungen / modale Analyse / Dämpfung / dynamischer Lastfaktor / Betriebsschwingungen als Lastfall
- 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 / Ansätze zu deren Erkennung und Behebung / Möglichkeiten zur Überprüfung der Ergebnisse
- Fallbeispiele / Workshop / Diskussion

CFD-Basic:

Practical CFD Analysis *

11. - 12. November 2009

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.

Kursinhalte

- 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

Kursreferent CFD-Basic

Prof. Dr.-Ing. habil. Uwe Janoske



ISMVT – Steinbeis-Transferzentrum für Simulation in Maschinenbau und Verfahrenstechnik

Herr Janoske hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis auf dem Gebiet der Strömungsberechnung.

Neben der Leitung des Studiengangs Virtual Engineering an der Berufsakademie Mosbach sowie Lehraufträgen an den Universitäten Wuppertal und Stuttgart, gründete er 2002 das Steinbeis Transferzentrum Simulation in Maschinenbau und Verfahrenstechnik.

- 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

* Der Kurs wird in englischer Sprache gehalten.

Bitte fordern Sie nähere Informationen unter Verwendung des Rückmeldeformulars auf Seiten 74 und 75 an. Für den Trainingskurs Basic 2 vom 13. - 14. Mai melden Sie sich ggf. bitte schnellstmöglich online unter <http://www.nafems.org/events/nafems/2009/Basic2DACH/> an.

Call for Papers & Ankündigung zum NAFEMS Seminar:

Multidisziplinäre Simulationen – Die Zukunft der virtuellen Produktentwicklung

09. - 10. November 2009, Wiesbaden

Produkte besser, schneller, kostengünstiger entwickeln – ein einleuchtendes Rezept, um die Wettbewerbsfähigkeit zu steigern. Aber wie kann das gelingen? Bessere Produkteigenschaften bedeutet heute in vielen Fällen, ein komplexes, integriertes System von mechanischen, elektrischen, thermischen und/oder akustischen Komponenten mit eingebetteter Steuer- und Regelungssoftware zu verbessern. Dieses Niveau der Komplexität, gepaart mit kontinuierlich steigendem Marktdruck, erfordert neue Wege im Erforschen und Entwickeln von Produkteigenschaften. Die jüngere Vergangenheit hat gezeigt, dass Methoden der virtuellen Produktentwicklung der Forderung „besser, schneller, kostengünstiger“ durchaus gerecht werden können. Wie aber soll es nun „noch besser, noch schneller, noch kostengünstiger“ werden? Brauchen wir einen grundsätzlichen Paradigmenwechsel oder können wir den derzeitigen Entwicklungstrend fortsetzen? Revolutionär oder evolutionär, das ist die Frage.

Während im ersten Ansatz der virtuellen Produktentwicklung der Fokus auf einer monodisziplinären Simulation von Einzelkomponenten und Baugruppen lag, steht es nun an, die virtuelle Produktentwicklung auf Systemebene zu betreiben, auch wenn diese von unterschiedlichen Disziplinen beeinflusst wird. Die Verbesserung einer singulären physikalischen Eigenschaft einer Einzelkomponente oder Baugruppe bedeutet nicht notwendigerweise auch eine entsprechende Verbesserung des Gesamtsystems. Vielmehr ist die häufig multidisziplinäre Interaktion von Komponenten und Baugruppen zu beachten. Dabei müssen nicht nur unterschiedliche physikalische Effekte gekoppelt werden; miteinander müssen gänzlich unterschiedliche Ingenieursdisziplinen mit möglicherweise disloziert arbeitenden Mitarbeitern zusammenspielen. Da-

durch kann das Ziel – der virtuelle Versuch – auch bei komplexen Systemen schneller erreicht werden, und es eröffnet sich weiteres Potenzial für Produktverbesserungen. Eine sorgfältig geplante Produktentwicklungsstrategie ist dabei ein Schlüsselfaktor, da die Komplexität zusätzlich durch die Forderung „schneller, kostengünstiger“ erhöht wird.

Prinzipiell gibt es zwei Philosophien für multidisziplinäre Simulationen. Zum einen wird der Ansatz verfolgt, alle Modellkomponenten in einem einzigen Simulationssystem, das alle Disziplinen integriert, abzubilden. Andererseits gibt es auch einen Trend, spezifische Tools für einzelne Disziplinen mittels entsprechender Schnittstellen zu koppeln bzw. zu integrieren. Beide Philosophien werden derzeit verfolgt und können zum Erfolg führen, bedürfen aber einer sehr sorgfältigen Planungsphase. A priori kann keiner der beiden Philosophien der Vorzug gegeben werden. Vielmehr bestimmen das Produkt- sowie das Unternehmensumfeld, welche Philosophie zum Erfolg führt.

Ziel des Seminars

Das Seminar soll Möglichkeiten der virtuellen Produktentwicklung auf multidisziplinärer Systemebene aufzeigen. Dabei interessieren sowohl der Stand der Technik, also Methoden die bereits heute in der Produktentwicklung im industriellen Umfeld eingesetzt werden, als auch aktuelle Trends der Forschung, die kurz vor einer industriellen Umsetzung stehen. Das Seminar wendet sich sowohl an Berechnungsingenieure unterschiedlicher Disziplinen als auch an Systemanalysten.

Erwünschte Beiträge

Wir suchen Beiträge, die entweder die Kopplung von Tools für einzelne Disziplinen aufzeigen, oder aber Komplettsysteme beschreiben, die

alle Disziplinen in einem Simulationswerkzeug abbilden. Als Beispiele multidisziplinärer Simulationen seien hier erwähnt (ohne Vollständigkeit):

- Systems Modeling und Controls (z. B. Kopplung zwischen hydraulischen und elektrischen Systemen)
- Controls und Kinematiksysteme
- Kinematiksysteme und Strukturmodelle
- Thermische Effekte einer umströmten Struktur
- Kopplung zwischen Numerik und Messtechnik
- Aktive und passive Lärminderung in elastischen Systemen
- CFD und Struktur
- Kopplung analytischer und numerischer Verfahren
- Einbindung von Versuchen in die numerische Simulation

Der Schwerpunkt soll dabei in der Darstellung der praktischen Anwendbarkeit anhand typischer Beispiele aus der Produktentwicklung liegen. Besonders erwünscht sind Beiträge, die über die Modellierung von Baugruppen hinausgehen und multidisziplinäre Simulationen von Gesamtsystemen zeigen. Weiterhin interessieren Aspekte der technischen und organisatorischen Rahmenbedingungen sowie Anforderungen an Mitarbeiter, um multidisziplinäre Simulationen erfolgreich einzuführen.

Begleitende Fachausstellung

In einer begleitenden Fachausstellung werden Lösungen von Softwareherstellern und Dienstleistern präsentiert.

Fachliche Koordinatoren

Dr. A. J. Svobodnik (Harman/Becker Automotive Systems) und Dipl.-Ing. A. Pfaff (MSC Software GmbH), beide Mitglieder des deutschen NAFEMS Steering Committees.

Abstract bitte bis 04. September 2009 an info@nafems.de.

Algor

siehe „Autodesk“

www.algor.com

Altair Engineering

Altair HyperWorks bei ThyssenKrupp Talent Ltd.

Altair Engineering, Inc., gab bekannt, dass ThyssenKrupp Talent Ltd die HyperWorks CAE Plattform im Bereich Automotive Chassis als unternehmensweite Simulationslösung für Design, Optimierung und virtuelle Fertigung einsetzt. Die Flexibilität von HyperWorks war entscheidend bei der Entwicklung von Komponenten für Fahrgestelle und Fahrwerk, die hinsichtlich Performance und Gewicht optimiert wurden.

PSA Peugeot Citroën erweitert Nutzung von HyperShape/Catia

Altair Engineering, Inc., gab bekannt, dass PSA Peugeot Citroën den Einsatz von HyperShape/Catia, Altairs integrierter Optimierungslösung für Catia V5 Anwender, erweitert hat. HyperShape/Catia hilft Optimierungstechnologien früh in den Entwicklungsprozess einzubinden, damit auch Nicht-FE-Experten, wie beispielsweise mit Catia arbeitende Konstrukteure, schneller strukturell effiziente und hochleistungsfähige Produkte entwickeln.

Madymo wird Teil der Altair HyperWorks Enabled Community

Altair Engineering, Inc., gab bekannt, dass die Madymo-Suite von TASS-safe, einem führenden Anbieter von hochentwickelten Softwarelösungen für Insassensicherheit (www.tass-safe.com), Teil der HyperWorks Enabled Community (HWEC) ist. Ab sofort sind 49 Lösungen, inklusive der 21 Lösungen von Drittanbietern, unter der HyperWorks Plattform erhältlich. HyperWorks Kunden werden Madymo Version 7.0 zusammen mit anderen verfügbaren Modulen unter www.hyperworkscommunity.com heruntergeladen und mit ihren existierenden HyperWorks Lizenzen ohne zusätzliche Kosten nutzen können.

Cranfield Impact Centre entscheidet sich für HyperWorks Enterprise Simulation Suite

Altair Engineering, Inc., gab bekannt, dass sich der Sicherheitsspezialist Cranfield Impact Centre (CIC), ein führender Anbieter von Lösungen und Dienstleistungen für Insassensicherheit und biomechanische Analyse, sowie für die Untersuchung der Crashesicherheit von Formel 1 und anderen Fahrzeugen, für die Altair HyperWorks Enterprise Simulationssoftware entschieden hat, um die Design- und Analysemöglichkeiten des Unternehmens zu verbessern.

EADS Innovation Works Europe fügt HyperWorks hinzu

Altair Engineering, Inc., gab bekannt, dass EADS Innovation Works, die EADS-Organisation für Unternehmensforschung und technologische Organisation, die Nutzung von HyperWorks auf alle europäischen Standorte ausgeweitet und die HyperWorks Software Suite in die Reihe seiner bevorzugten CAE Werkzeuge aufgenommen hat.

www.altair.de

Ansys Germany

Ansys, Inc. hat als Projektpartner von @neurIST einen weiteren Meilenstein in dem Ziel erreicht, Krankenhausärzten ein besseres Verständnis von zerebralen Aneurysmen zu ermöglichen. Das Projektteam arbeitete eng mit Ansys zusammen, um leistungsfähige Ingenieurssoftware, die zunehmend auch in der Biomedizin und im Gesundheitswesen genutzt wird, in den Prozess zu integrieren. Das @neurIST-Projekt hat gezeigt, wie verschiedene Werkzeuge und Verfahren (eine sogenannte „Tool-Chain“) erfolgreich verknüpft werden und zusammenwirken, um komplexe Aufgaben, wie das Modellieren und die Simulation von Aneurysmen zu automatisieren. Im nächsten Schritt wird nun versucht, eine patientenspezifische Behandlung für diese lebensbedrohliche Krankheit zu entwickeln.

Ein Aneurysma ist die Ausweitung einer geschwächten Arterienwand, wodurch ein ständiges Risiko des Aufreißens besteht, das in der Folge zu inneren Blutungen und häufig dem Tod führt. Die letztendlichen Erwartungen an das @neurIST-Projekt bestehen darin, individuelle Voraussagen für das Risiko eines Risses zu treffen. Die Tool-Chain ist dabei entscheidend für eine zuverlässige Vorhersage: Sie kombiniert verschiedene unabhängige Werkzeuge in einer integrierten Umgebung, in der das Resultat des einen Werkzeugs als Ausgangswert für das andere genommen wird. Der daraus entstehende Ablauf verbindet mehrere Stränge mit Patientendaten – u. a. CT-Scans, Röntgenbilder, Angiogramme und andere Routineuntersuchungen – und wandelt sie in dreidimensionale Daten um, die wiederum die Basis für die Simulation mit der Ansys-Software bilden. Die Resultate können in anderen @neurIST-Softwareprogrammen eingelesen werden und ermöglichen es Ärzten und Forschern an Krankenhäusern, Universitäten und bei Medizingeräteherstellern, patientenspezifische Behandlungsmöglichkeiten zu entwickeln. Die derzeitigen operativen Eingriffsmöglichkeiten bringen ein beträchtliches Risiko mit sich. Der innovative Ansatz von @neurIST wird es den Medizinern aber gestatten, die Rissgefahr im Verhältnis zum Operationsrisiko besser abzuwägen. Die Projektpartner sammeln und analysieren zur Zeit klinische Daten, um optimale Vorgehensweisen zu entwickeln und möglicherweise den Ursachen der Ruptur auf den Grund zu gehen.

www.ansys-germany.com

Autodesk

Autodesk übernimmt Algor, Inc.

Autodesk hat den Vertrag zur Übernahme von Algor, Inc. unterzeichnet. Der Kaufpreis beträgt rund 34 Mio. US-Dollar. Die CAE-Software von Algor, dessen Sitz sich in Pittsburgh befindet, wird für Berechnung und Simulation in den Branchen Automobil, Luftfahrt, Medizin und Konsum-

güter eingesetzt. Durch die Akquisition will Autodesk seine Lösung für Digital Prototyping um neue, leistungsfähige Simulationsfunktionen erweitern, darunter Multiphysik, Mechanical Event Simulation (MES) und Strömungssimulation. Die Software von Algor ermöglicht die Simulation von komplexen Vorgängen für verschiedenste Produkte wie Mobiltelefone und Druckerpatronen bis hin zu Ölpipelines. Durch die Akquisition können Autodesk-Kunden künftig noch komplexere Analysen unter mechanischen und thermischen Belastungen auf Grundlage bestimmter strukturmechanischer und thermischer Bedingungen durchführen. Nach Abschluss der Akquisition strebt Autodesk die Integration von Algor in seine Geschäftseinheit Manufacturing Solutions an, damit die Produkte von Algor weiter entwickelt und weiter vertrieben werden. Autodesk verfolgt bei der Weiterentwicklung der Algor-Produkte eine offene Strategie, die auch weiterhin eine Zusammenarbeit mit anderen CAD-Systemen ermöglicht. www.autodesk.de

Bull

siehe „science + computing“

www.bull.com

CADFEM

Berufsbegleitend zum Master of Engineering in Applied Computational Mechanics

Moderne technische Berechnungs- und Simulationsmethoden haben als Teil der virtuellen Produktentwicklung massiv an Bedeutung gewonnen. Entsprechend knapp ist das Angebot an qualifizierten Berechnungsingenieuren. Der wachsende Bedarf nach hochqualifizierten Mitarbeitern kann durch gezielte Weiterbildung gedeckt werden. Genau diese Zusatzqualifikation wird im berufsbegleitenden Masterstudiengang „Applied Computational Mechanics“ vermittelt. Der berufsbegleitende Studiengang richtet sich insbesondere an Berechnungsingenieure

COMSOL
MULTIPHYSICS® 

Multiphysik- Simulation

Nutzen Sie COMSOL® für beliebige Multiphysik-Simulationen: modellieren Sie Strukturmechanik, Strömungsdynamik und Wärmetransport in einem Simulationsmodell.

Schnell, flexibel und benutzerfreundlich.



Kostenfreie CD!

Mit aktuellen Fachbeiträgen zur Multiphysik-Simulation
http://www.comsol.de/ad_09



www.comsol.de

COMSOL AND COMSOL MULTIPHYSICS ARE REGISTERED TRADEMARKS OF COMSOL AB.

niere, die besser die theoretischen Grundlagen der Simulationstechnik verstehen wollen und müssen. Viele Unternehmen sind bereit, ihre Mitarbeiter bei der Teilnahme zu unterstützen, um sie speziell für die Simulation innerhalb der Produktentwicklung aus- und weiterzubilden. Das zweijährige Studium ist modular aufgebaut und wird wochenweise und an Wochenenden abgehalten. Die Unterrichtssprache ist Englisch. Die Teilnehmer erarbeiten sich dieses Fachwissen mit Gewichtung auf den praxisbezogenen Transfer in den Ingenieuralltag. Zusätzlich werden ausgewählte Managementthemen einbezogen - soweit wie sie für Berechnungsingenieure notwendig sind. Ein vielseitiges Dozententeam mit Experten aus Wissenschaft und Industrie steht dafür zur Verfügung. Getragen wird das Studium von den Hochschulen für angewandte Wissenschaften Landshut und Ingolstadt, an denen auch die Präsenzblöcke stattfinden. Die Zulassung zum Studium setzt einen ersten Studienabschluss, Berufspraxis und Englischkenntnisse voraus. Der Studiengang wurde durch die ASIIN akkreditiert. Der Studiengang wird durch ein Scientific and Industrial Advisory Board (SIAB) unterstützt. Dessen Mitglieder prüfen insbesondere die Aktualität der Studieninhalte und weisen auf neue Trends in Industrie und auch Forschung hin. So ist sichergestellt, dass der Studiengang auf die Bedürfnisse der Industrie ausgerichtet werden kann. Die Beisitzer des Boards sind: Dr.-Ing. Brune, BMW AG, Herr Neumayer, BSH Bosch-Siemens Hausgeräte GmbH, Dr.-Ing. Müller, CADFEM GmbH, Prof. Schrefler, Universität Padua, Prof. Wall, TU München, Prof. Huber, Hochschule für angewandte Wissenschaften Landshut und Prof. Dallner, Hochschule für angewandte Wissenschaften Ingolstadt. Das Masterstudium wird in einer Public-Private-Partnership durch die CADFEM GmbH und die Hochschulen für angewandte Wissenschaften Landshut und Ingolstadt seit 2005 angeboten. Als Innovationsprojekt durch die EU gefördert, hat sich der Studiengang inzwischen etabliert und zählt bisher

über 40 Studenten aus Deutschland, Europa, Asien und den USA. Weitere Informationen: Individuelle Fragen können per E-Mail unter info@esocaet.com oder telefonisch unter +49 (0)8092-7005-52 gerne an Frau Anja Vogel gerichtet werden.

www.esocaet.com

www.cadfem.de

CD-adapco

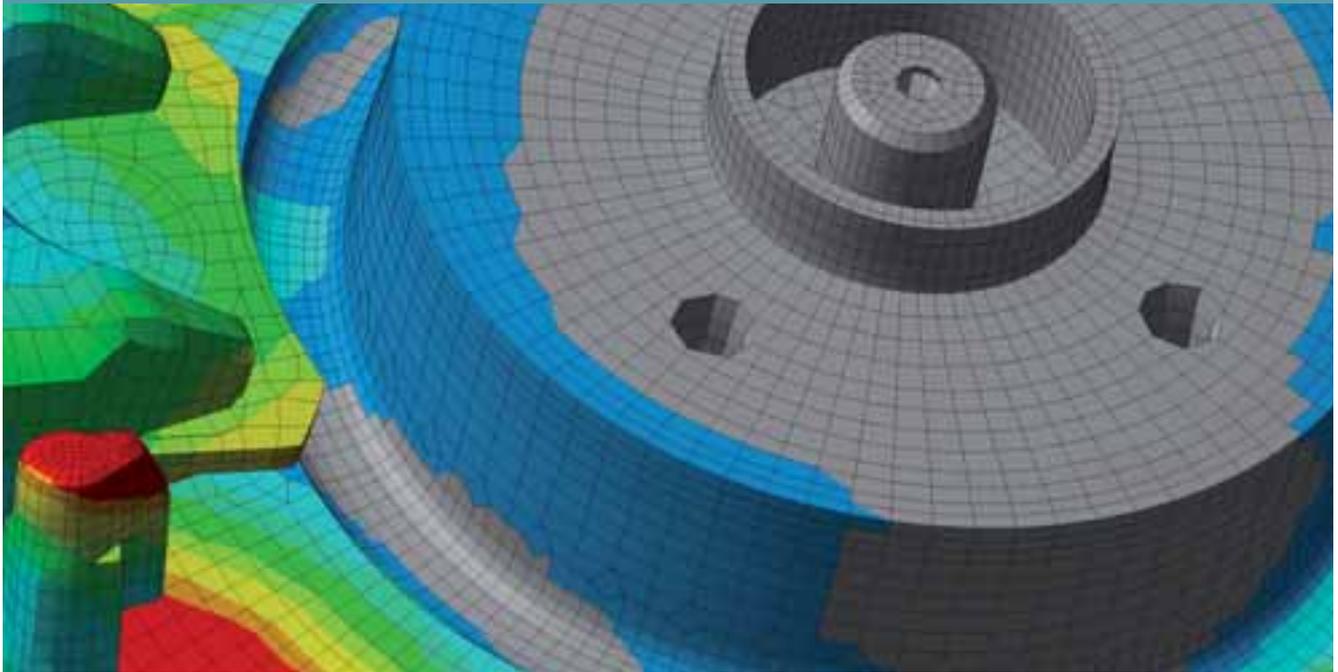
Star-CCM+ V4

CD-adapco kündigt die Release von Star-CCM+ an, ihrer innovativen multidisziplinären technischen Simulationssoftware, die ab sofort auf der User Services Site zur Verfügung steht. In den sechs Jahren seit der ersten Veröffentlichung des Programms, entwickelte sich Star-CCM+ zu mehr als nur einem CFD-Programm und stellt nun eine integrierte Plattform für leistungsstarke multidisziplinäre Simulation dar, die Verbrennung, Mehrphasenströmung, Wärmeübergang in Festkörpern und Fluiden, dynamische Fluid-Körper-Interaktion und Strukturberechnung beinhaltet, und all das innerhalb einer einzigen Benutzeroberfläche. Wie auch bei jedem vorangegangenen Release verfügt Star-CCM+ V4 über neue physikalische Modelle wie nämlich die Einführung eines Erosionsmodells, verbesserte Verbrennungsmodelle sowie die Fähigkeit, Schmelzen und Erstarren zu simulieren. Laut Jean-Claude Ercolanelli, CD-adapcos Vizepräsidenten des Produktmanagements, bietet die neue Version noch viel mehr hinsichtlich Produktivität und Verbesserungen bei der Zusammenarbeit: „Um innerhalb einer integrierten technischen Umgebung eine effiziente Rolle zu spielen, erfordert die Simulation eine enge Zusammenarbeit zwischen Ingenieuren und Konstrukteuren, die eine Vielzahl unterschiedlicher Lebensläufe und technischer Fachrichtungen aufweisen. Star-CCM+ V4 führt neue Tools ein, die den Austausch von CAD-Daten mit der technischen Simulation erleichtern, so dass Innovation durch eine Steigerung von Integration und Automatisierung vorangetrieben wird.“

No Engineer Left Behind: Eine Anti-Rezessions-Initiative für freigesetzte und arbeitslose Ingenieure

CD-adapco gab den Start von "No Engineer Left Behind" (Kein Ingenieur bleibt zurück) bekannt. Dieses hochinteressante Programm ermöglicht jüngst freigestellten oder arbeitslos gewordenen Ingenieuren kostenlosen Zugang zu CAE-Software (rechnergestützte Entwicklung) und Trainingskursen. Diese günstige Gelegenheit, die an sich weit über 25,000 USD wert ist, bietet teilnahmeberechtigten Ingenieuren kostenlose Lizenzen und Trainingskurse für Star-CCM+, CD-adapcos branchenführende CFD-Simulation (numerische Strömungsmechanik), mit dem Ziel, ihre zukünftige Vermittelbarkeit zu erhöhen: "Der bedauernswerte Zustand der globalen Wirtschaft hat viele hochtalentiertere Ingenieure als schuldlos betroffene Opfer zurückgelassen", so CD-adapcos Senior VP of Operations, Dr. Bill Clark. "Das 'No Engineers Left Behind'-Programm wurde mit dem Ziel entworfen, eben diesen Ingenieuren eine Möglichkeit zu geben, ihre Fähigkeiten im Bereich der rechnergestützten Entwicklung und somit ihre Vermittelbarkeit in einem der lebhaftesten Bereiche des Ingenieurwesens zu verbessern." Teilnahmeberechtigte Ingenieure sind dazu eingeladen, kostenlose Trainingskurse in den weltweit bestehenden CD-adapco Trainingszentren zu besuchen. Die Trainingskurse werden die praktische Anwendung von Star-CCM+ im Hinblick auf die Lösung von industriellen Problemen in den Vordergrund stellen. Die erlernten Fähigkeiten können in einer Vielzahl von Industrien zum Einsatz kommen, einschließlich Raumfahrt- und Verteidigungsindustrie, Automobilindustrie, Biomedizin, Bauwesen, chemische Industrie, Umweltindustrie, Marineindustrie, Öl- und Gasindustrie, sowie in Energieerzeugung und Turbomaschinerie. Die verfügbaren Trainingskurse decken eine grosse Anzahl an Inhalten ab, wie zum Beispiel: Introductory and Advanced Star-CCM+ (Star-CCM+ Einführungs- und Weiterbildungskurse); Engineering Process Automation

Berufsbegleitend zum Master



Master of Engineering Applied Computational Mechanics

Zweijähriges berufsbegleitendes Master-Studium (FH, TFH, TU, BA)
Praxisnah. International. Akkreditiert.

Nutzen Sie staatliche Fördermaßnahmen!

Kontakt:
E-Mail info@esocaet.com
Tel +49-(0)8092-7005-52
www.esocaet.com

HOCHSCHULE
FÜR ANGEWANDTE
WISSENSCHAFTEN FH
INGOLSTADT



CADFEM®

through JAVA (Prozessautomatisierung auf Basis von JAVA); Virtual Tow Tank - Computational Simulation Training for Naval Architects & Marine Engineers (Der virtuelle Schlepptank - Rechenbetontes Simulationstraining für Schiffsarchitekten und Schiffingenieure); Effective Heat Transfer Modeling (Effektive Modellierung von Wärmeübertragung) und viele andere mehr. Nach Abschluss des ersten Kurses dürfen Teilnehmer ein Fähigkeitszertifikat und eine kostenlose StarCCM+ Softwarelizenz mit nach Hause nehmen. Der Zugang zu StarCCM+ ermöglicht den Teilnehmern, die erlernten Fähigkeiten einzuüben und zu erhalten, die weltweit als Standard für CAE-Simulation gelten. Für weitere Details kontaktieren Sie bitte Maeve O'Brien, maeve.obrien@de.cd-adapco.com +49 911 946 43-3 oder besuchen Sie die Webseite www.cd-adapco.com/nelb.

Projekt „Atomic“ zur Simulation von Motoren

Der Schwerpunkt des Projektes „Atomic“ basiert auf der Entwicklung von CFD-Methoden zur Modellierung von Zerstäubungsvorgängen in Motoreinspritzsystemen, die wesentlich für Wirkungsgrad und Emissionen von Diesel- und Benzinmotoren sind. Beteiligt sind die Unternehmen Daimler AG, Delphi Diesel Systems, Lotus, Honda, MAN Diesel, Porsche AG und Wärtsilä sowie die Universitäten Zurich (ETH) und Loughborough. Gerechnet wird auf einem HP Cluster, basierend auf fünf Blade-Servern Typ HP ProLiant BL260c G5 mit je zwei Quad-Core-Prozessoren Xeon Intel E5450 und einem Gigabit-Ethernet-Switch. Für nähere Informationen senden Sie eine E-mail an atomic@cd-adapco.com.

www.cd-adapco.com

Comsol

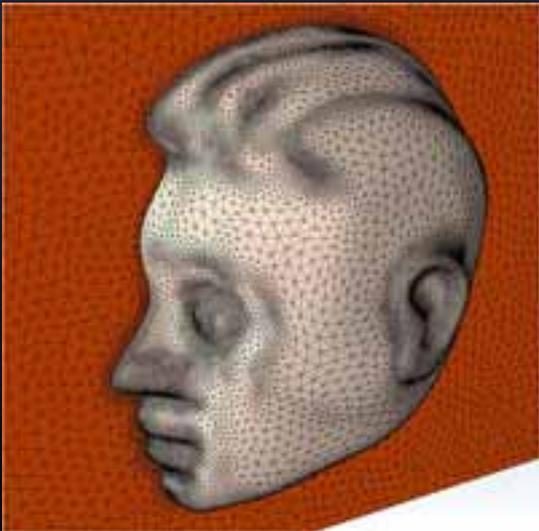
Internationales Vortragspektrum zur Simulation

Eine neue CD mit Fachbeiträgen der Konferenzen zur Multiphysik-Simulation ist ab sofort kostenfrei bei der Comsol Multiphysics GmbH erhältlich. Die CD umfasst über 270 Fachvorträge und wird durch zahlreiche Präsentationen, Modellbeispiele und Animationen ergänzt. Das Spektrum der Vorträge ist weit gespannt. Es reicht von der dynamischen Simulation von Elektromagneten in der Automobilentwicklung (Continental AG), über die Kopplung von Wärmetransport und Strömungen in flüssigem Metall (Ugitech) und die Modellierung sauberer Energieen (SRI International) bis hin zur Simulation von Elektrochemischen Prozessen in Scherköpfen von Rasierapparaten (Philips). Die Vorträge wurden während der Comsol-Konferenzen im Herbst 2008 in Europa und den USA gehalten. Die Beiträge stammen u.a. aus den Bereichen: Bio- und Chemietechnologie, Elektromagnetik, Geowissenschaften, Mikrosystemtechnik, Strömungsmechanik, Strukturmechanik und Verfahrenstechnik. Die CD leistet damit einen wichtigen Beitrag zur aktuellen Forschungsdiskussion rund um die Mathematische Simulation. Produkte und Verfahren können mit Hilfe der Multiphysik-Modellierung schnell und sicher am Computer simuliert werden. So können physikalische Phänomene wie z.B. elektromagnetische oder strukturelle Eigenschaften eines Bauteil oder auch Wechselwirkungen innerhalb ganzer Systeme untersucht werden. Eingesetzt wird Comsol Multiphysics unter anderem in der Automobilentwicklung, in der Luft- und Raumfahrttechnik, in der Medizintechnik, der mechanischen Verfahrenstechnik, im Bereich Mikrosystemtechnik und in der Forschung und Lehre. Die CD kann kostenfrei bestellt werden unter info@comsol.de oder unter www.comsol.de/conference_2008/cd/.

www.comsol.de

Werbeanzeige

CastNet
Modellierungstoolbox:
Mehr als nur ein Vernetzer



z.B. für OpenFOAM:
geometriebezogene Randbedingungen
unterstützt spezielle Face- und Cellzones
Solvereinstellungen und vieles mehr

www.dhcae-tools.de
 DHCAE-Tools UG (haftungsbeschränkt)
 Friedrich-Ebert-Str. 368, 47800 Krefeld
 Email: info@dhcae-tools.de



Dhcae Tools**Neue Modellierungstoolbox CastNet**

Dhcae Tools gibt seine Modellierungstoolbox CastNet frei. CastNet liest CAD-Geometrie (Parasolid, Acis oder Granite) direkt ein und vernetzt diese hochwertig und zuverlässig für CFD und FE Anwendungen. Durch globale krümmungskontrollierte und relative Elementgrößenvorgaben werden problemgerechte Gitter mit geringem Definitionsaufwand erzeugt. Andererseits kann der Anwender durch die Vorgabe individueller, lokaler Vernetzungsparameter auf die Elementgrößen und den Vernetzungsprozess Einfluss nehmen. Darüber hinaus bietet CastNet umfangreiche Funktionen zum Generieren von Grenzschichtgittern für CFD-Anwendungen und löst z.B. automatisch Problemsituationen, die beim Zusammentreffen von Boundary-Layern mit anderen Boundary-Layern auftreten können. Neben Gitterexportfunktionalitäten zu gängigen CFD- und FE-Tools besitzt CastNet direkte Modellierungsfähigkeiten für Solver wie z.B. OpenFOAM oder Abaqus. Dies gestattet nicht nur die Definition von Randbedingungen, sondern auch die Erstellung des vollständigen Berechnungsfalls mit Solvereinstellungen, Zonen (wie z.B. poröse Zonen), speziellen Flächen (wie Baffle-Faces) und lokalen Anfangsbedingungen. Alle Vorgaben bezüglich der Vernetzung, Lösung und Randbedingungen werden geometrieassoziiert definiert. Dadurch ergeben sich Vernetzungsvarianten durch einfaches Ändern eines jeweiligen Parameters. Weiterhin können diese Modellierungsparameter durch „abstrakte Modellierung“ mit anderen CAD-Modellen ausgetauscht werden. Diese Funktionalität eignet sich zur Durchführung von Konzeptstudien sehr unterschiedlicher CAD-Geometrie. Die Toolbox wird von Dhcae-Tools bei Bedarf individuell an die jeweilige CAE-Infrastruktur, die Bedürfnisse (z.B. bzgl. der Exportfunktionen) und die Arbeitsweise des Kunden angepasst.

www.dhcae-tools.de

DYNAMore**Kostenlose Fachliteratur zur Simulation von Crash, Insassensicherheit und Metallumformung**

Unter www.DYNAlook.de verbirgt sich die DYNAMore Literaturdatenbank mit über 840 Fachbeiträgen, die kostenlos heruntergeladen werden können. Schauen Sie vorbei!

Neues DYNAMore Büro in Dresden eröffnet

DYNAMore eröffnete am 12. März 2009 ein neues Büro in Dresden. Neben der Betreuung von Kunden im Bereich Crashsimulation und Insassensicherheit in den neuen Bundesländern sind die Mitarbeiter in der neu gegründeten Geschäftsstelle vorwiegend mit den Themen Softwareentwicklung im Bereich Optimierung und Prozessintegration betraut.

www.dynamore.de

EnginSoft**Prozessintegration und Designoptimierung mit modeFrontier**

Die Esteco GmbH, 2005 als Joint Venture von EnginSoft SpA, Esteco Srl und der CFD Consultants GmbH gegründet, firmiert ab 12. Februar 2009 als EnginSoft GmbH. Der neue Firmenname steht auch stellvertretend für den neuen alleinigen Eigentümer EnginSoft S.p.A. EnginSoft S.p.A. mit Hauptsitz in Trento, Norditalien, ist Italiens führender Anbieter für modernste Technologien im Bereich CAE Computer Aided Engineering und VP Virtuelles Prototyping. In Europa vertreibt EnginSoft über ein Netzwerk von Niederlassungen und Partnerfirmen in verschiedenen Ländern außerdem das Programm modeFrontier, eine führende Software für Prozessintegration und multidisziplinäre Designoptimierung, die von Esteco srl produziert wird. Ein Team von mehr als

Werbeanzeige

**7. Europäische****LS-DYNA Konferenz**

14. - 15. Mai 2009 in Salzburg, Österreich

In über 150 Fachvorträgen und einer umfassenden Hard- und Softwareausstellung erhalten Sie aktuelle Informationen zur FEM-Simulation in den Bereichen

- Crash
- Insassen- und Fußgängerschutz
- Metallumformung
- Optimierung
- CAE-Integration
- neue Entwicklungen
-

Informationen und online-Anmeldung unter

www.dynamore.de/conference

DYNA
MORE

90 hochversierten Ingenieuren betreut die Kunden von EnginSoft europaweit, in verschiedenen Industriezweigen, Hochschulen und Forschungszentren zu allen Fragen rund um Ingenieursdienstleistungen, Entwicklung, Projektarbeit und Consulting, Software, Training und Weiterbildung.

www.enginsoft.com

ESI Group

Kooperation mit dem Forschungszentrum PPE

Die ESI Group und Pôle de Plasturgie de l'Est (PPE) haben eine Vereinbarung über die Entwicklung eines Angebots unterzeichnet, das den gesamten Lebenszyklus von Verbundwerkstoffteilen und -konstruktionen abdeckt, die mittels Injektions- bzw. Infusionsprozessen gefertigt werden. Ziel dieser Kooperation ist es, ein Komplettangebot zu schaffen, das den neuen industriellen Herausforderungen im Bereich der Entwicklung von Verbundwerkstoffteilen und -konstruktionen gerecht wird. Die gemeinsame Entwicklung zielt darauf ab, Design- und Simulationswerkzeuge für die speziellen Ansprüche unterschiedlicher Industrie-segmente, wie der Luft- und Raumfahrt, der Transportmittel-, Schiffbau- und der Windenergie-Industrie, anzubieten.

Die ESI Group und das Simdat Projekt

Die ESI Group gab aktive Beteiligung an dem Simdat Projekt bekannt. Das Projekt trieb die Entwicklung von industriellen Produkten und Prozessen durch die Einführung einer verbesserten Grid-Technologie in vier verschiedenen Anwendungsbereichen – Automobil, Luftfahrt, Pharmazie und Meteorologie – voran, um die verschiedenen Bereiche abzudecken, mit denen man sich in Bezug auf Design, Entwicklung und Produktion von komplexen Produkten und Dienstleistungen befassen muss. Die Zusammenarbeit der ESI Group fand im Automotive-Bereich des SIMDAT Projektes statt und beschäftigte sich hauptsächlich

mit den Herausforderungen der virtuellen Entwicklung von Automobilen.

Das PAM-Crash Forum 2009 ein voller Erfolg

Am 5./6. Februar veranstaltete die ESI GmbH zum ersten Mal das PAM-Crash Forum 2009. Trotz der angespannten wirtschaftlichen Lage, vor allem in der Automobilindustrie, folgten zahlreiche Anwender der Einladung. Ihnen wurde eine Veranstaltung geboten, die neben zahlreichen Fachvorträgen auch ausgiebig Gelegenheit zum Austausch mit Experten bot.

ESI Group gibt Weld Planner frei

Die ESI Group gab heute die Freigabe von Weld Planner bekannt, eine innovative Softwarelösung zur frühzeitigen Berechnung und Kontrolle des Schweißverzugs bereits in der Vorentwicklung und Planung. Das Programm ermöglicht so eine wesentliche Zeitersparnis für die Fertigungsvorbereitung und entsprechende Einsparungen bei den Produktionskosten. Es ist äußerst einfach zu bedienen und ermöglicht auch denjenigen Zugang zur Simulation des Schweißverzugs, die mit der Finite-Elemente-Simulation nicht vertraut sind. Von der Einarbeitung bis zum praktischen Einsatz dauert es nur einen Tag. Der Weld Planner ist für den industriellen Einsatz optimiert und beinhaltet u.a.: schnelle Generierung bzw. automatisches Finden von Schweißnähten, komfortable Definition von Schweißplänen für Schweißroboter, typische industrielle Einspannbedingungen und vielfältige Möglichkeiten für die Visualisierung der errechneten Verformungen.

www.esi-group.com

Intes

25 Jahre FEM-Berechnungen mit Permas

In diesem Jahr jährt sich die Entwicklung von Permas und auch die Gründung des Intes-Entwicklungsteams in Stuttgart zum 25. Male. Als Ausgründung aus der Universität Stuttgart wurde die Intes GmbH 1984 mit

dem Ziel gegründet, die von der Universität übernommene FEM-Software unter industriellen Vorzeichen weiterzuentwickeln. Damals wurde Permas als Markenname für die Software eingeführt. Zunächst stand die Weiterentwicklung von statischen, dynamischen und thermischen Berechnungsmöglichkeiten im Vordergrund. Doch schon in den 80er Jahren wurden neue Themen aufgegriffen, wie Akustik, Optimierung, Berechnung von Composites und stochastische FEM. Die 90er Jahre standen dann im Zeichen einer neuen Software-Architektur für Permas, der Parallelisierung und dem Beginn der Entwicklung von nichtlinearen Berechnungen mit Permas, insbesondere der Kontaktanalyse. In den Jahren des neuen Jahrhunderts nun hat die Entwicklung von Permas einen deutlichen Aufschwung genommen. Vor allem die Steigerung der Anzahl der Anwender und Kunden hat der Permas-Entwicklung zusätzliche Impulse verschafft. Kunden und Anwender von Permas werden nun das Jubiläum zusammen mit Intes im Rahmen eines Technologietages am 14. Mai 2009 in Stuttgart angemessen feiern.

Intes auf dem NAFEMS Weltkongress 2009

Intes nimmt am NAFEMS Weltkongress in Kreta vom 16. - 19. Juni 2009 teil und ist dort mit Vorträgen vertreten und einem Stand in der begleitenden Ausstellung (siehe NAFEMS website). Intes präsentiert zwei Vorträge: "Aktive Dämpfung von Verbundbauteilen" zum Einsatz von Regelementen in PERMAS zur aktiven Dämpfung von Leichtbaustrukturen, und "Vom dynamischen Modell zu akustischen Ergebnissen" zur automatisierten Hohlraumvernetzung von Fahrzeugen und Bauteilen mit VisPER für gekoppelte akustische Berechnungen. Der Fokus von Vorträgen und Ausstellungsstand liegt in der Präsentation neuer Entwicklungen in Permas und seinem Modelleditor VisPER.

www.intes.de

LMS

Neue Lösung für Windenergiebranche: LMS Virtual.Lab Aerodyn Wind Loads

Laut Ankündigung durch LMS hat das Unternehmen an Europas bedeutendster Veranstaltung für die Windenergiebranche, der EWEC 2009, teilgenommen. Auf der EWEC 2009, Treffpunkt führender internationaler Experten für erneuerbare Energien, stellte LMS verschiedene auf die Branche zugeschnittene Lösungen für Hersteller von Windkraftanlagen vor. Hierzu gehört vor allem das neue Feature LMS Virtual.Lab Motion Aerodyn Wind Loads im aktuellen Release LMS Virtual.Lab Rev 8Blm. Unterschied zu anderen Branchen müssen Entwickler von Windkraftanlagen ganz besondere Anforderungen meistern, beispielsweise die Modellierung aeroelastischer Windlasten, die Automatisierung von Berechnungen zahlreicher, variierender Belastungen sowie umfassendes Pre- und Postprocessing. Früher mussten diese Aufgaben mit einer externen Spezialsoftware außerhalb der Umgebung von LMS Virtual.Lab gelöst werden, was zeitraubende Datenkonversion und -import mit sich brachte. Dank der neuen Lösung LMS Virtual.Lab Aerodyn Wind Loads, lassen sich transiente dynamische Belastungen zuverlässig berechnen und als Input für anschließende Berechnungen zu Lebensdauer und Geräuschemissionen verwenden, ohne dazu die Umgebung von LMS Virtual.Lab verlassen zu müssen.

Eine starke Partnerschaft – Toyota baut auf Energiemanagement Lösungen von LMS

LMS, kündigte an, dass Toyota seine Partnerschaft mit LMS International auf die Wärmemanagement-Analyse in Fahrzeugen ausdehnt. Das Engineering Team von LMS wird Toyota mit drei kundenspezifischen Simulationsmodellen im Fahrzeugenergiemanagement für drei unterschiedliche Fahrzeuge ausstatten: den Toyota Corolla, das Hybridfahrzeug Toyota Prius und den neuen kleinen Viersitzer Toyota iQ. Mit diesen neuen Simulatoren ist

Toyota in der Lage Wärme-management-Strategien und Architekturen zu erforschen, indem die Systemsimulation schon sehr früh im Entwicklungsprozess eingesetzt wird. Dies ermöglicht Toyota den direkten Auswirkungen von Designänderungen auf den Kraftstoffverbrauch sowie auf die CO2 Emissionen zu analysieren. So kann die Anzahl physischer Prototypen und die damit verbundenen Kosten deutlich reduziert werden.

www.lmsgermany.com

MSC.Software**MD-Lösungen erhalten in China begehrte Auszeichnungen**

MSC.Software gab bekannt, dass seine multidisziplinären Lösungen (MD) in China zwei renommierte Technologieauszeichnungen erhielten. MSC.Software wurde kürzlich von „China Information World“ der Impact Award verliehen. Gleichzeitig wurde offiziell bekannt gegeben, dass Lösungen von MSC.Software im Jahr 2008 zu den einflussreichsten der Branche gehörten. Mit diesem Preis werden besondere Produkte und Lösungen ausgezeichnet, die einen wesentlichen Einfluss auf den Fortschritt der Produktionstechnologie in China haben. Die Gewinner werden anhand der Popularität und Leistung ihrer Technologielösungen sowie aufgrund von Anwenderfokussierung und Benutzerempfehlungen ausgewählt. Zusätzlich wurden die MD-Lösungen von MSC.Software vom „Manufacture Information Engineering“ (MIE) in China mit dem Preis für Produktinnovation ausgezeichnet. Für diesen Preis werden die besten Lösungen aus dem Bereich Produktionstechnologie anhand von Innovation und Kundennutzen ausgewählt.

MSC.Software Simulationspartner von EADS bei „Phenix“

MSC.Software gab bekannt, dass man künftig im Rahmen der EADS-Initiative Phenix mit der EADS als Hauptpartner für virtuelle Produktentwicklungslösungen (VPE) in allen Geschäftsbereichen des Unterneh-

mens zusammenarbeitet. Phenix, eine unternehmensweite Initiative des EADS-Konzerns, wurde 2007 ins Leben gerufen. Ziel dieses Programms ist die Harmonisierung und Standardisierung von Methoden, Prozessen und Tools rund um PLM über alle Geschäftsbereiche des Unternehmens hinweg.

Frontier Wind mit MSC.Software

MSC.Software gab bekannt, dass Frontier Wind, LLC, sich für mehrere Lösungen von MSC.Software entschieden hat, darunter SimEnterprise, SimManager, SimXpert sowie MD Adams. Mit Hilfe dieser Simulationslösungen will Frontier die Entwicklung robusterer Produkte forcieren, Gewährleistungskosten senken, die Konstruktion rationalisieren und durch die Wiederverwendung bewährter Verfahren Gewinnspannen erhöhen. Das US-Energieministerium plant bis zum Jahr 2030 eine Erhöhung des Anteils an Windenergie für die Energieversorgung in den USA von derzeit 1,6 % auf 20 %. Das bedeutet einerseits eine riesige Chance, andererseits aber auch eine enorme Herausforderung. Den Herstellern von Windkraftanlagen werden permanente Innovationen abverlangt, da der Druck im Markt stetig wächst. Um diese Herausforderungen zu bewältigen, hat sich Frontier Wind für MSC.Software als Partnerunternehmen entschieden.

Jaguar Land Rover optimiert mit SimEnterprise

MSC.Software gab bekannt, dass sich Jaguar Land Rover zur Optimierung seiner Simulationsprozesse für Lösungen von MSC.Software entschieden hat. Zu diesen Lösungen zählen SimEnterprise einschließlich multidisziplinärer Lösungen (MD) und SimManager sowie Kernkonstruktionstechnologien einschließlich MSC Nastran und Adams. Mit den Lösungen von MSC.Software verfügt Jaguar Land Rover nach der Trennung von Ford über die wichtigsten virtuellen Entwicklungswerkzeuge sowie die notwendige Basis für effektive und effiziente Simulationen.

Triple Eight Race Engineering nutzt MSC.Software

MSC.Software gab bekannt, dass Triple Eight Race Engineering, das für Konstruktion, Bau und Autorennen des Vauxhall VX Rennsportteams verantwortliche Motorsportunternehmen, nun auch die multidisziplinären Lösungen (MD) von MSC.Software einsetzt. Mit den MD-Lösungen von MSC.Software will Triple Eight Race Engineering schrittweise den Umfang und die Komplexität sowie letztendlich auch die Zuverlässigkeit seiner Simulationen für Rennwagen steigern.

www.mscsoftware.com

NAFEMS

NAFEMS World Congress 2009

Der zweijährliche NAFEMS World Congress findet von 16. - 19. Juni 2009 auf Kreta, Griechenland, statt. Der weltweit größte, unabhängige Kongress im Bereich Engineering Simulation hat das Thema „The Analysis Advantage: Perspectives on Engineering Simulation for Today and Beyond – Case Studies, Best Practices, Breakthrough Technologies, Future Advances“. Über 250 Vorträge aus allen Industriebereichen und Anwendungsgebieten (FEM, CFD, MBS, Multiphysik, SDM, Stochastik, Optimierung, ...) wurden eingereicht. Eine vollständige Liste von Vortragsthemen sowie weitere Informationen ist unter www.nafems.org/congress zu finden. Neben einem umfangreichen Vortragsprogramm sind Workshops, Kurse, Round Table Discussion on Business Drivers, Mini-Symposien (Composite) und vieles mehr geplant. Eine begleitende Ausstellung von Hard- und Softwareanbietern sowie Dienstleistungsunternehmen rundet die Veranstaltung ab.

www.nafems.org

science + computing (Bull)

Systemmanagementsoftware scVenus 2.3 veröffentlicht

Die science + computing ag (s+c) hat eine neue Version ihrer Systemmanagementsoftware scVenus veröffentlicht. Die beiden Hauptziele der Weiterentwicklung zu Version 2.3: eine deutlich erweiterte Unterstützung des Betriebssystems Windows und eine weitere Verbesserung der Administrationseffizienz. Daneben gibt es eine Vielzahl zusätzlicher Neuerungen und Verbesserungen.

www.science-computing.de

Siemens PLM Software

Auslieferung der Version 4.1 der cPDM-Lösung Teamcenter

Siemens PLM Software kündigte an, dass die Version 4.1 seiner Teamcenter Express-Software ab sofort verfügbar ist. Teamcenter Express ist Komponente für kollaboratives Produktdatenmanagement, kurz cPDM (collaborative Product Data Management), in der Velocity Series. In die Version 4.1 sind verschiedene, von Kunden vorgeschlagene Erweiterungen eingeflossen, darunter ein neues Werkzeug, das den Konfigurationsprozess in der cPDM-Umgebung weiter vereinfacht. Dieses neue intelligente Anpassungswerkzeug – Business Modeler Integrated Development Environment (BMIDE) Express – und nutzt die Teamcenter BMIDE Technology, die auf der einheitlichen Architektur von Teamcenter 2007 basiert.

PLM-Initiative für große und mittelständische Unternehmen

Siemens PLM Software dehnt seine weltweite PLM-Initiative aus. Nach Konzepten für kleinere mittelständische Unternehmen stellt der PLM-

Spezialist nun auch größeren mittelständischen und Großunternehmen vor, wie sie durch Implementierung und Ausbau einer PLM-Strategie die aktuellen wirtschaftlichen Herausforderungen meistern und mehr Ideen in erfolgreiche Produkte umsetzen können. Hierfür hat das Unternehmen ein Online Resource Center eingerichtet: www.siemens.com/plm/answers/mle.

www.siemens.de/plm

transtec

transtec präsentiert erstmalig externes RAID-Speichersystem mit 8-Gigabit-Technologie

transtec bringt mit dem Provigo 630 FC/SAS Performance RAID erstmals ein externes RAID-System mit 8-Gigabit-Technologie auf den Markt. Das hochverfügbare Speichersystem ist für den Midrange-Bereich konzipiert, unterstützt bis zu 112 SAS-/SATA-Festplatten und ist dank ausgebauter MAID-Unterstützung besonders energieeffizient. Basis ist die neueste ASIC667-Generation des Infortrend G6 RAID-Controllers, der gegenüber dem Vorgänger bis zu 50 Prozent mehr Leistung bringt. Mit einer sequentiellen Leserate von bis zu 2.800 Megabyte und einer Schreibgeschwindigkeit von bis zu 870 Megabyte pro Sekunde gehört das transtec Provigo 630 Performance RAID zu den schnellsten seiner Klasse. Das System verfügt über vier 8-Gigabit-Fibre Channel Hostanschlüsse. Es kann ab sofort bestellt werden und ist ab April lieferbar.

www.transtec.de

Bitte senden Sie Pressemitteilungen an magazin@nafems.de.

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

Veranstaltungstermine 2009

Int. Femfat User Meeting			
06.-08.05.	Steyr, A	www.femfat.com/usermeeting.html	Engineering Center Steyr
SafetyWeek			
06.-07.05.	Aschaffenburg, D	www.safetyweek.de	Zentec
10th RTT Conference			
07.-08.05.	München, D	www.rttconference.com	Realtime Technology
Siemens PLM Connection Deutschland			
11.-12.05	Pforzheim, D	http://www.plm-benutzergruppe.de/	PLM Benutzergruppe e.V.
ProSTEP iViP Symposium			
12.-13.05.	Berlin, D	www.prostep.org/de/events/symposium-2009.html	ProSTEP iViP
MSC.Software Virtual Product Development Conference			
12.-13.05	München, D	www.mssoftware.com	MSC.Software
NAFEMS Trainingskurs FEM Basic 2:			
Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Analysen			
13.-14.05.	Wiesbaden, D	www.nafems.org *	NAFEMS
Intes Technologietag zum 25-jährigem Jubiläum			
14.05.	Stuttgart, D	www.intes.com	Intes
Europäische LS-Dyna Conference			
14.-15.05.	Salzburg, A	www.dynamore.de	DYNAmore
Simulia Customer Conference			
18.-21.05	London, UK	www.simulia.com/events/scc	Dassault Systèmes
NAFEMS World Congress			
16.-19.06.	Kreta, GR	www.nafems.org	NAFEMS
Human Modelling and Simulation in Automotive Engineering			
18.-19.06.	Stuttgart, D	www.carhs.de	carhs.training
Internationale Supercomputing Conference			
23.-26.06.	Hamburg, D	www.supercomp.de	ISC
Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung			
24.- 25.06.	Würzburg, D	www.vdi-wissensforum.de	VDI Wissensforum
Cosmol Kolloquium zur Chemical Engineering-Simulation			
25.06	Darmstadt; D	www.cosmol.de/koll_09	Cosmol Multiphysics
4th European Automotive Simulation Conference (EASC)			
06.-07.07.	München, D	www.ansys-germany.com	Ansys Germany
The Finite Element Method in Biomedical Engineering, Biomechanics, and Related Fields			
15.-16.07	Ulm, D	http://www.uni-ulm.de/uni/intgruppen/fem	Universität Ulm
3. Europäischen Cosmol Konferenz 2009			
14.-16.10.	Mailand, I	www.cosmol.de/papers_09	Cosmol Multiphysics
NAFEMS Trainingskurs FEM Basic 1:			
Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre			
19.-20.10.	Wiesbaden, D	www.nafems.org *	NAFEMS
Internationale LMS Simulation Conference			
28.-29.10.	München, D	www.lmsgermany.com	LMS International
European Hyperworks Technology Conference			
02.-04.11	Ludwigsburg, D	http://www.altairhtc.com	Altair Engineering
NAFEMS Trainingskurs CFD Basic:			
Practical CFD Analysis (in English)			
11.-12.11.	Wiesbaden, D	www.nafems.org *	NAFEMS
LS-Dyna Anwenderforum			
12.11.	Filderstadt, D	www.dynamore.de	DYNAmore
Ansys Conference & 27. CADFEM Users Meeting			
18.-20.11.	Leipzig, D	www.usersmeeting.com	CADFEM
NAFEMS Trainingskurs FEM Basic 2:			
Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Analysen			
23.-24.11.	Wiesbaden, D	www.nafems.org *	NAFEMS
Euromold			
02.-05.12.	Frankfurt, D	www.euromold.com	Demat

* Bitte Sprache auf „Deutsch“ wechseln, um gefilterte Informationen für den deutschsprachigen Raum zu erhalten.



The Analysis Advantage: Perspectives on Engineering Simulation for Today and Beyond

- **Größter internationaler, unabhängiger Kongress im Berechnungsumfeld**
- **Über 150 Fachvorträge**
- **International anerkannte Keynotes**
- **Große Hard- und Softwareausstellung**

Zusätzliche, geplante Sonderthemen/Workshops:

- Mini-Symposium:
Composite Structures Including Damage and Failure Prediction
- Engineering Analysis Quality, Verification and Validation
- High Performance Computing in Engineering Simulation
- Multi-Physics Simulation - Advanced Coupling Algorithms and Strategies
- Crashworthiness
- NAFEMS Skills Management Initiative
- Simulation Data Management
- Material Data
- Optimization/Robustness
- Stochastics
- Multiphysics / code coupling
- Round Table Discussion on Business Drivers
- Computational Fluid Dynamics
- u.v.m.

Einladung und Agenda unter

www.nafems.org/congress

Jetzt anmelden!

Congress Committee

- David Boon, Jaguar Land Rover, UK
- Alexey I. Borovkov, St.Petersburg State Polytechnical University, Rußland
- Brian Budzynski, Caterpillar, USA
- Jean-Marc Crepel, Renault, Frankreich
- Rodney Dreisbach, Boeing, USA
- Jean Dunat, Ministre de l'Economie, de l'Industrie et de l'Emploi, Frankreich
- Fernando Espiga, Labein, Spanien
- Mary Fortier, General Motors, USA
- Steffen Frik, Adam Opel GmbH, Deutschland
- Geir Horrigmoe, Norut Technologies, Norwegen
- Jean-Francois Imbert, EADS, Frankreich
- M. Kannan, TVS Motor Company Limited, Indien
- Andrew Yee-tak Leung, City University of Hong Kong, China
- Philippe Manne, Goodyear, Luxemburg
- Werner Moretti, Schindler Elevator Ltd, Schweiz
- Stefano Odorizzi, EnginSoft, Italien
- Alexander Ptchelintsev, Nokia, Finnland
- Anup Puri, Selex Sensors and Airborne Systems, UK
- K.S. Raghavan, Infotech Enterprises Limited, Indien
- Sherif Rashed, CAE Lab, Japan
- Klaus Rohwer, DLR e.V., Deutschland
- Jesse Ruan, Ford Motor Company, USA
- Erich Schelkle, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Deutschland
- Myron A. Semegen, Virtual Reality Centre, Kanada
- Vijay Sharan, Consultant, Schweden
- Costas Stavrinidis, ESA ESTEC, Niederlande
- Grant Steven, Strand7, Australien
- Alfred Svobodnik, Harman/Becker Automotive Systems, Österreich
- John Verdicchio, Rolls Royce, UK
- Jean Wild, Schneider Electric Industries, Frankreich
- Zhenhan Yao Tsinghua, University Beijing, China
- Mingwu Yuan, Peking University Beijing, China
- Manfred Zehn, University Berlin, Deutschland
- Zhou Zhuang, Tsinghua University Beijing, China

Review Committee

- Jim Wood, University of Strathclyde, UK
- Victor Rollo, Consultant, UK
- Nigel Knowles, Consultant, UK

Ansatz eines Vorgehensmodells zur ganzheitlichen Auslegung von AD-Sandwich-Blechen als Beitrag zum Systemleichtbau

Dr.-Ing. Jörg Forsen, Dipl.-Math. Andreas Kropp, Dipl.-Ing. Fabian Fischer

BMW AG, München

Die derzeitige CO₂-Diskussion stellt neben steigenden Kraftstoffpreisen, sich weiter verschärfenden Sicherheitsanforderungen und einer steigenden CO₂-Besteuerung für die Automobilindustrie eine zusätzliche, ambitionierte Herausforderung dar. Die Fahrzeugmasse ist hiervon besonders betroffen, stellt sie doch einen wichtigen Stellhebel zur Reduzierung des Energieverbrauches dar. Maßnahmen zum Leichtbau sind daher unerlässlich.

Ein Leichtbauansatz ergibt sich aus einer ganzheitlichen, multifunktionalen Auslegung umfangreicher Konstruktionssysteme im Sinne des Systemleichtbaus. Das Ziel ist ein gewichts- und funktionsoptimal ausgelegtes Leichtbausystem. Zur Erreichung dieses Zieles werden evaluierte und validierte, virtuelle, in die vorhandenen Auslegungsprozesse integrierbare Auslegungs- und Berechnungsmethoden benötigt. Das alleinige Bereitstellen einzelner Werkstoffkennwerte ist nicht ausreichend, besonders im Hinblick auf moderne Mehrschichtverbundsysteme.

Die Bereitstellung validierter Berechnungsmethoden, inklusive Zielsysteme und benötigter Werkstoffkennwertmethoden ist zeit- und aufwandsintensiv. Eine effiziente und zielorientierte Bearbeitung kann durch ein ganzheitliches, systematisches Vorgehensmodell wirkungsvoll unterstützt werden. Der vorliegende Artikel präsentiert einen ersten Ansatz eines derartigen Vorgehensmodells anhand eines Anti-Dröhn(AD)-Sandwich-Blechs für die virtuelle NVH-Auslegung mittels Nastran.

1 Einleitung

Für den Automotive-Einsatz neuer Werkstoffsysteme, wie das beispielhaft behandelte Mehrschichtverbundsystem, ist eine frühzeitige Machbarkeits- und Potentialabschätzung innerhalb der etablierten Serienauslegungsprozesskette zwingend notwendig. Die moderne Fahrzeugentwicklung ist heute stark geprägt durch eine aufwändige, durchgängige Auslegung und Absicherung mit Hilfe der Finite-Element(FE)-Methode.

Die FE-Auslegung moderner Mehrschichtverbunde stellt unter den Randbedingungen der Serienentwicklung in den meisten Fällen immer noch eine Herausforderung dar, zum Beispiel in Bezug auf die Bereitstellung der benötigten Werkstoffkennwerte der jeweiligen Schichten oder einer entsprechenden Repräsentation in der „FE-Welt“. Die Komplexität und die Methoden der Werkstoffkennwertermittlung sind größtenteils von der zu behandelnden FE-Disziplin bzw. Fragestellung abhängig. Beginnend mit der statischen Steifigkeit sind in der Regel E-Modul, Dichte und Poisson-Zahl zunächst ausreichend. Für Nvh-Untersuchungen (Noise, Vibration and Harshness) müssen jedoch auch frequenzabhängige Werkstoffkennwerte bereitgestellt werden [1], [2]. Im Falle eines viskoelastischen Werkstoffverhaltens hängen die Kennwerte zusätzlich zur Frequenz auch noch von der Temperatur ab.

Die nächst höheren Komplexitätsstufe ist die Werkstoffmodellierung und Bedatung für Crash-Rechnungen. Im Fall der Crash-Berechnung von modernen Mehrschichtverbundsystemen stößt die heutige Serienberechnung an Grenzen der FE-Auslegung.

Es ist evident, dass das alleinige Bereitstellen einzelner Werkstoffkennwerte nicht ausreicht, besonders im Hinblick auf moderne Mehrschichtverbundsysteme. Die Bereitstellung validierter Berechnungsmethoden, inklusive

Zielsysteme und benötigter Werkstoffkennwertmethoden ist zeit- und aufwandsintensiv. Eine effiziente und zielorientierte Bearbeitung kann durch ein ganzheitliches, systematisches Vorgehensmodell wirkungsvoll unterstützt werden.

2 Erster Ansatz eines Vorgehensmodells

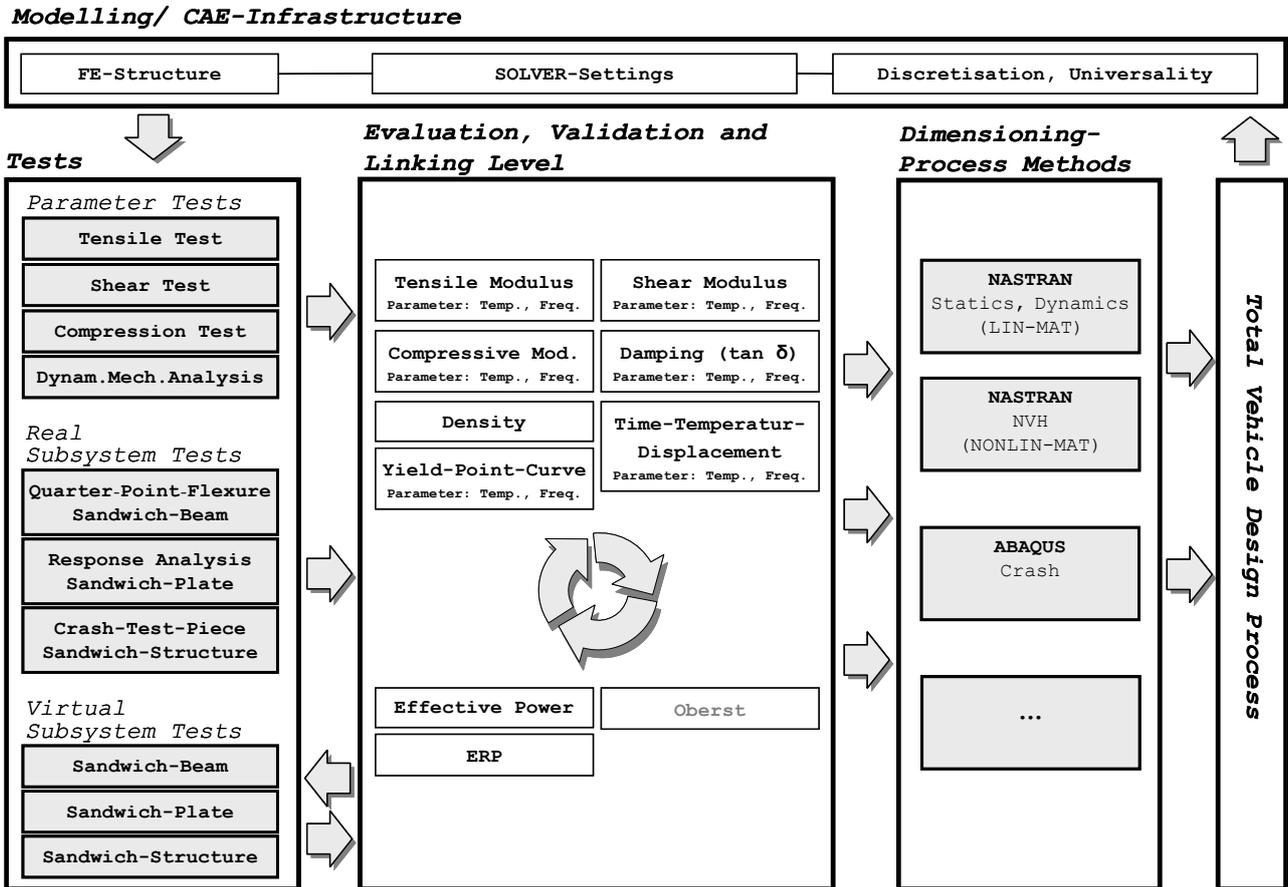


Abb. 1: Erster Ansatz eines Vorgehensmodells

Inspiziert durch die VDI-Richtlinie 2221 [3] wurde ein erster Ansatz eines Vorgehensmodells aufbauend auf Untersuchungen eines AD-Sandwich-Blechs (Abbildung 2) entwickelt. Ziel war es die Vielzahl von auftretenden Fragestellungen und Arbeitsschritten in eine kausale und zeitliche Beziehung zu setzen. Das Schema eines ersten Ansatzes ist in Abbildung 1 dargestellt.

Ausgehend vom Serienauslegungsprozess wurden vier Haupthandlungsfelder für das Vorgehensmodell definiert (Vgl. Abb. 1):

- Modellierung und CAE-Infrastruktur
- Werkstoffkennwertermittlung
- Reale und virtuelle Teilsystemversuche
- Evaluierung, Validierung und Verknüpfung

Der vorliegende Artikel behandelt exemplarisch für NVH-Fragestellungen die Themenfelder Modellierung und CAE-Infrastruktur und versucht die zentrale Bedeutung der Evaluierungs-, Validierungs- und Verknüpfungsebene darzulegen.

Es gilt zu betonen, dass die Betrachtung der NVH- Anwendung lediglich einen (sic!) Bereich der multi-funktionalen Auslegung des behandelten Sandwich-Bleches beschreibt.



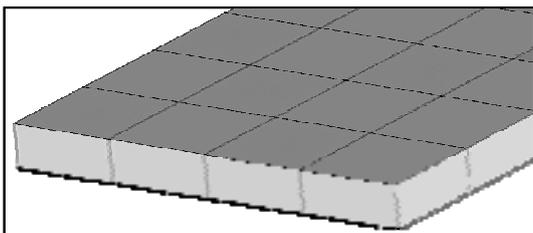
Abb. 2: AD-Sandwich-Blech [2]

3 Modellierung und CAE-Infrastruktur

3.1 Modellierung und Diskretisierung

Die in Abbildung 2 dargestellte Sandwich-Struktur lässt sich auf unterschiedlichste Art und Weise diskretisieren. Ausgehend von der bestehenden CAE-Infrastruktur wurden folgende vier Möglichkeiten als erster Handlungsschritt untersucht (Vgl. Abb. 1):

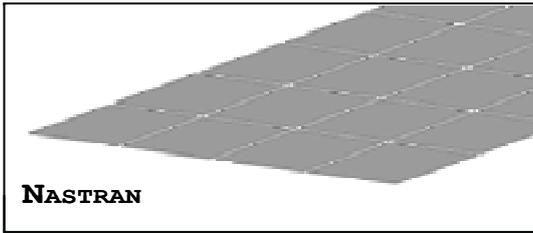
- Shell-Solid
- Pcomp (Shell)
- Shell-Rbe-Solid, LinchWeld
- Shell-Rbe-Solid, Ansa Adhesive.



Der erste "ideale" Fall (Abb. 3) ist eine homogene strukturelle Kopplung [4]. Dabei sind die Volumenelemente der Kernschicht mit den Schalenelementen der Deckschichten über identische Knoten gekoppelt. Kritisch zu beachten ist bei diesem Modellierungsansatz die korrekte Berücksichtigung der unterschiedlichen Anzahl von Freiheitsgraden (DOF) zwischen Volumenelemente (3 DOF je Knoten) und Schalenelemente (6 DOF je Knoten).

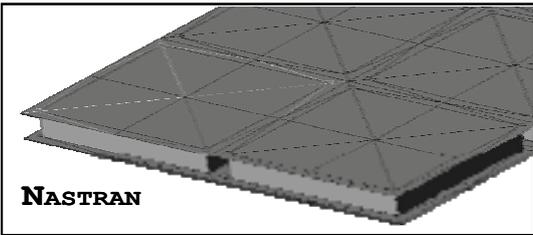
Abb. 3: Shell-Solid (homogenes Netz)

In der Praxis ist diese Modellierung für Karosseriestrukturen nicht nutzbar. In den seltensten Fällen ist auf Grund vielfältiger, komplexer Freiformflächen ein homogenes Netz (gleiche netzparallele Knoten) der beiden Deckschichten realisierbar.



Die zweite untersuchte Möglichkeit besteht in einer kondensierten Schalenformulierung, z.B. in Form der Nastran Pcomp Schale (Abbildung 4). Unter Berücksichtigung einer durchgängigen CAE-Prozesskette, mit der Bedingung dass die FE-Struktur in unterschiedlichen Solvern (z.B. Nastran und Abaqus) und von unterschiedlichen Berechnungsingenieuren genutzt werden sollen, ist diese Modellierung ebenso nicht praxistauglich.

Abb. 4: Pcomp (Shell)



Eine FE-Diskretisierung bei der die Schalenelemente der Deckflächen mit den Volumenelementen des Kernes über Shell-Rbe-Solid Verbindung realisiert ist zeigt Abbildung 5. Dabei werden die Volumenelemente sowie die Rbe-Elemente mit Hilfe von LinchWeld [5] automatisch generiert. Durch die Rbe-Verwendung ist eine strukturmechanische Kopplung von inhomogenen Netzen der beiden Deckschichten möglich.

Abb. 5: Shell-Rbe-Solid, LinchWeld

LinchWeld wurde ursprünglich für die automatische Generierung von Schweißpunkten und Schweißnähten entwickelt [5]. Wie in Abbildung 5 ersichtlich, erzeugt LinchWeld einzelne, voneinander unabhängige Kernelemente ähnlich einzelner Schweißpunkte. Der Nachteil, dass die Kernelemente nicht untereinander verbunden sind führt dazu, dass die Steifigkeit der Gesamtstruktur nicht ausreichend abgebildet werden kann.

Dieser Effekt führt zu einem Frequenzabfall der Eigenmode. Für die ersten 20 Moden ist der Frequenzabfall in Abbildung 6 dargestellt. Dieser Modellierungsansatz ist für die betrachteten Mehrschichtverbunde gleichermaßen nicht für eine serienorientierte Anwendung ziel führend.

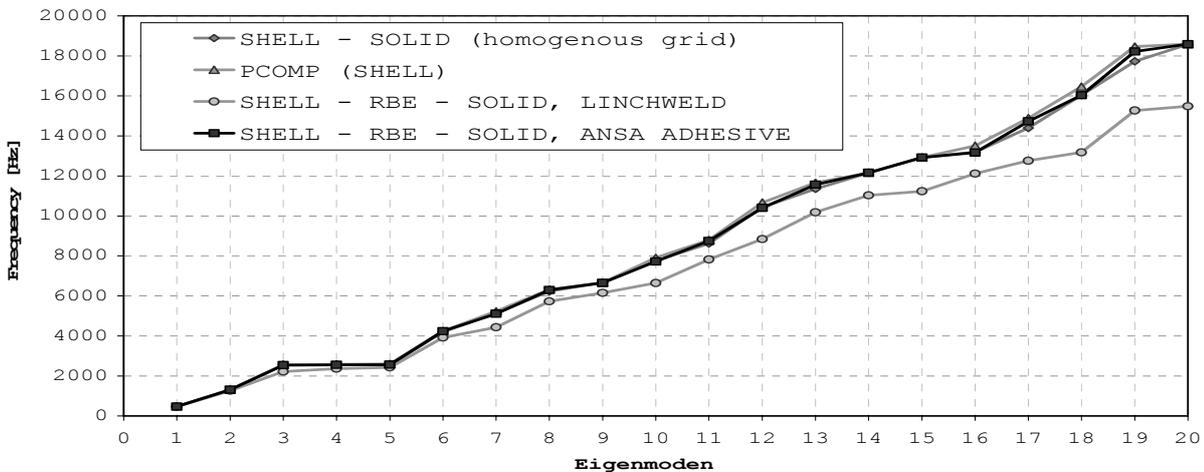
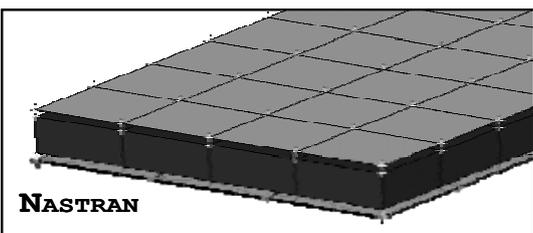


Abb. 6: Vergleich von Eigenmoden und Eigenfrequenzen



Eine weitere Möglichkeit der Modellierung ist die Generierung der Volumenelemente des Kernes – zwischen inhomogenen äußeren Schalennetzen – mittels der Adhesive Funktion innerhalb des Post-Prozessors Ansa (Vgl. Abb. 7). Analog zu LinchWeld werden die Verbindungen zwischen Volumen- und Schalenelementen mittels Rbe-Elemente realisiert. Im Gegensatz zu LinchWeld erzeugt die Adhesive Funktion ein homogenes, mehrschichtiges Netz aus Volumenelementen. Der Kern wird dabei ausgehend von einem Deckschichtschalennetz (Master) unter Beachtung der halben Blechdicke extrudiert und mit Rbe2-Elementen gekoppelt. Die Verbindung zum zweiten (inhomogenen) Deckschichtschalennetz (Slave) wird durch interpolierende

Abb. 7: Shell-Rbe-Solid, Ansa Adhesive

Rbe3-Elemente (Rbe3 bei inhomogenen Netzen, andernfalls werden Rbe2 Elemente genutzt) ausgeführt. Die Adhesive Funktion scheint damit sowohl für einfache als auch für komplexere Geometrien (z.B. Teile einer Karosseriestruktur) eine praktische und flexible Lösung für die Modellierung der Kernelemente darzustellen. Im Hinblick auf die FE-Prozesskette würde als FE-Struktur die äußeren Schalen- sowie die Kernvolumennetze miteinander geteilt. Die Kopplungen zwischen Kernvolumen- und Schalennetz müssten Solver spezifisch neu definiert werden. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen wurde die Adhesive Funktion zur Erzeugung der Fe-Strukturen genutzt.

3.2 Netzfeinheit

Im nächsten Schritt muss die Frage der Netzfeinheit diskutiert werden. Für den Anwendungsfall NVH ist die minimale Netzgröße direkt abhängig von dem zu untersuchenden Frequenzbereich. Die Struktur ist mindestens so fein zu diskretisieren, dass im interessierten Frequenzbereich (hier [10; 1000] Hz) die Schwingungsbäuche aller Eigenformen mit N Stützstellen aufgelöst werden können. Bei realen Systemversuchen wird N typischerweise gleich sechs gesetzt. Für FE-Rechnungen ist dagegen mindestens $N=10$ pro Schwingungsbau zu wählen, da sonst die Eigenfrequenzen durch numerische Dispersion stark verfälscht werden [6], [7]. Bei einer typischen Blechdicke von ~1mm und einem Frequenzbereich von [10; 1000] Hz entspricht dies einer Elementkantenlänge von ~10mm.

Der AD-Kern des Sandwichs wird mit drei Schichten Volumenelementen modelliert. Voruntersuchungen haben gezeigt, dass sich keine nennenswerten Unterschiede aus mehr oder weniger Kernschichten ergaben. Aufgrund des großen Steifigkeitssprunges zwischen den äußeren Metalldeckschichten und dem im Vergleich weichem AD-Kern ist eine separate Modellierung der Adhäsionsschicht zwischen Kern und Deckblech nicht notwendig. In Abhängigkeit zum Master-Netz des Deckblechs ergibt sich eine typische Elementgröße der Volumenelemente des Kerns von 10mm x 10mm x Kerndicke/3, realisiert durch Hexa-Elemente.

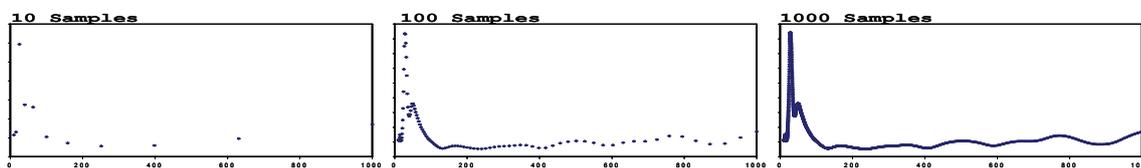
3.3 CAE-Infrastruktur

Für eine durchgängige Integration einer Fahrzeugberechnung in den Serienentwicklungsprozess ist eine Antwortzeit über Nacht zu gewährleisten. Neben den bereits vorgestellten Aspekten der Modellierung muss auch die existierende CAE-Infrastruktur, respektive die zur Verfügung stehende Rechenleistung beachtet werden. Für NVH-Analysen hat die Anzahl der Stützstellen (sample rate), die Stützstellenverteilung (linear oder logarithmisch) und der gewählte Solver inklusive seiner Ansatzfunktion (physikalische oder modale Freiheitsgrade) einen wesentlichen Einfluss auf die Rechenzeit.

Abbildung 8 zeigt lineare und doppeltlogarithmische Darstellungen einer Frequenzantwort unter Verwendung einer unterschiedlichen Anzahl von logarithmisch verteilten Stützstellen.

Um die Maxima aller potentiellen Peaks der Responsekurven zu erfassen, ist deren Halbwertsbreite mit mindestens sechs Frequenzstützstellen abzutasten. Unter der Annahme eines gedämpften Systems mit konstantem Verlustfaktor stellt eine logarithmische Abtastung mit insgesamt 100 Stützstellen die effizienteste Lösung mit minimaler Rechenzeit dar.

Linear Diagram



Double-Logarithmic Diagram

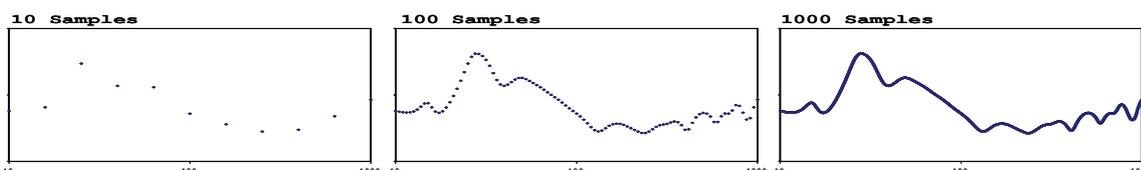


Abb. 8: Variation von Stützstellen im Frequenzbereich 10-1000Hz, logarithmische Verteilung

Zweiter Ansatzpunkt zur Beeinflussung der Rechenzeit ist die Wahl des Solver selbst. Nastran bietet zwei unterschiedliche Arten für Frequency Response Analysen, einen direkten (Invertieren des Systems in FE-Koordinaten) und einen modalen Solver (Invertieren in modalen Koordinaten auf Basis vorheriger Eigenwertberechnung).

Tabelle 1 vergleicht die Rechenzeiten von drei möglichen Solver-Varianten einer 1m x 1m Sandwichplatte. Sol108 ist ein direkter Solver, dessen Lösung als das „exakte“ numerische Ergebnis angesehen und als Referenz genutzt werden kann. Sol111 ist ein modaler Solver und liefert eine Näherungslösung aufgrund einer modalen Basis im relevanten Frequenzbereich. Der integrierte Lanczos-Algorithmus löst zuerst das Eigenwertproblem; die Inversion der Systemmatrix erfolgt in modalen Koordinaten [8]. Für Frequency Response Analysen sehr großer Strukturen, z. B. einer kompletten Karosseriestruktur mit globaler Strukturdämpfung, ist der modale Ansatz sehr viel schneller als die direkte Lösung. Der Nachteil der aufwendigen Eigenwertberechnung als Grundlage der Ansatzfunktion wird durch den Vorteil diagonalen modaler Matrizen mehr als aufgehoben. Eine äußerst effiziente Näherungsmethode zur Lösung des Eigenwertproblems ist das Add-On AMLS (Automated Multi Level Substructuring) von CDH, welche auch in Tabelle 1 aufgeführt ist, sowie ACMS (Automated Component Modal Synthesis) von MSC.

Computing time [h]	NASTRAN SOL108 DIRECT	NASTRAN SOL111 MODAL, LANCZOS	NASTRAN SOL111 MODAL, CDH-AMLS
10 Samples	0.3	0.4	0.7
100 Samples	3.1	0.6	0.7
1000 Samples	39.0	1.9	2.1

Tab. 1: Vergleich der Rechenzeiten verschiedener Nastran Solver für eine Frequenzantwort

Die untersuchte Sandwich-Struktur hat unterschiedliche Dämpfungskoeffizienten je Schicht. Dies führt zu einer komplett besetzten Dämpfungsmatrix und damit zu einer Erhöhung der Rechenzeit je Inversion. Trotz dieser, für die direkte Lösung günstigen Voraussetzungen ist im mittleren Frequenzbereich bis 1000Hz die modale Lösung, selbst für die untersuchte Sandwich-Platte noch deutlich effizienter. Dieser Vorteil weitet sich beim Übergang zu ganzen Karosseriestrukturen noch deutlich aus.

In der Serienentwicklungsberechnung nutzt BMW hauptsächlich den modalen Ansatz in Kombination mit dem CDH Add-On AMLS [6]. AMLS wurde auf die Berechnung großer Schalenstrukturen (Karosserie) und die Möglichkeit der Nutzung eines parallelen Rechen-Clusters optimiert. In der FE-Struktur der untersuchten Sandwich-Platte sind hingegen mehr Volumen- als Schalenelemente enthalten. Dies führt dazu, dass der Vorteil von AMLS nicht evident ist. Wie man in Tabelle 1 sieht, führt die Modellierung mittels der Adhesive-Funktion zu keinem Nachteil in der Rechenperformance bei der Nutzung von AMLS während der Serienentwicklung.

Im Rahmen der Methodenentwicklung wurde zunächst Sol111 mit Lanczos genutzt. Für eine Karosserieimplementierung der AD-Sandwich-Bleche wird auf die Sol111 mit AMLS gewechselt.

4 Reale und virtuelle Versuche

Zur Validierung des FE-Modells bzgl. NVH wurde eine Reihe von realen and virtuellen Teilsystemversuchen durchgeführt. Abbildung 9 (Links) zeigt den realen Teilsystemversuch zur Untersuchung der Strukturantwort bei einer harmonischen Kräfteanregung. Die untersuchten quadratischen Sandwich-Platten (1m x 1m) wurden mit unterschiedlichen Kerndicken hergestellt und vermessen. Der Versuchsaufbau besteht aus einer „frei-frei“ gelagerten Sandwich-Platte (Abbildung 9 Links) und einem Shaker, der die Platte an einem unsymmetrisch angeordneten Punkt mit einer harmonischen Kraft anregt. Die Strukturantwort wird mittels eines Laser-Vibrometers (Abbildung 9 Mitte) einseitig in einem Frequenzbereich von [10; 1000] Hz mit einer linearen Schrittweite von

~1.25Hz abgetastet. Das Messraster wurde auf ~25mm x 25mm gesetzt. Damit werden insgesamt 1600 Messpunkte einseitig ausgewertet [2].

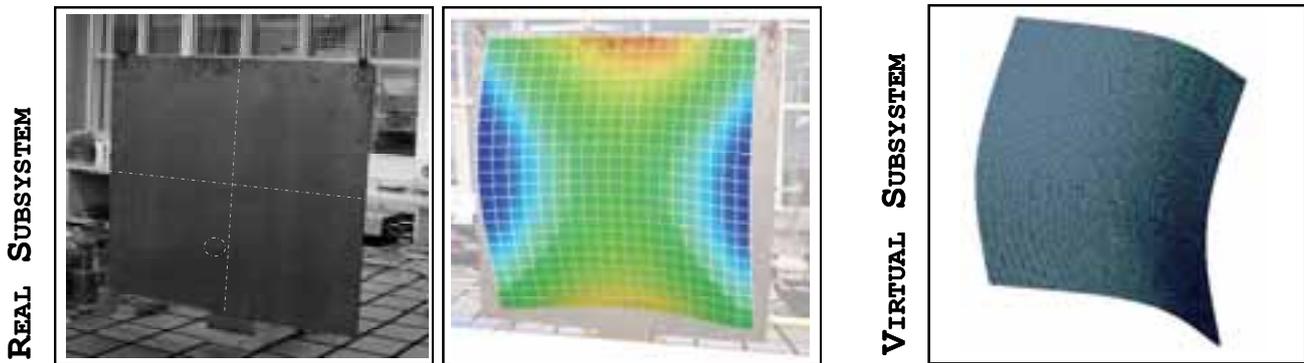


Abb. 9: Reale vs. virtuelle Teilsystem-Versuche

Die parallel dazu durchgeführten virtuellen Teilsystemversuche (Abbildung 9 Rechts) wurden mit Nastran berechnet. Die FE-Strukturen wurden mit der in Kapitel 3.1 beschriebenen Ansa-Adhesive Funktion modelliert. Dabei wurde eine Elementkantenlänge von ~10x10mm gewählt. Somit ergibt sich ein Fe-Modell bestehend aus ~20000 Quad4 Elementen für die beiden Deckbleche und ~30000 Hexa Elemente für den Kern.

5 Evaluierung und Validierung des FE-Modells

5.1 Evaluierungs- und Validierungsprinzipien für die NVH-Analyse

Das Ziel ist ein virtueller Auslegungsprozess, der betrachteten Sandwich-Struktur, der eine (virtuelle) Implementierung in eine Karosseriestruktur unter Akustik- und Steifigkeits-Gesichtspunkten gewährleistet. Zwingend notwendig für eine optimale Auslegung hinsichtlich Gewicht und Funktion ist eine exakte Evaluierung und Validierung des virtuellen Modells. Dazu werden folgende Beurteilungskriterien herangezogen:

- Wirkleistungspegel am Anregungspunkt
- Effective Radiated Power (ERP) als Schalleistungspegel
- Eigenfrequenzen und Eigenmoden
- Ausbreitungswellenlänge

Die Analyse der Wirkleistung am Anregungspunkt und der Effective Radiated Power Wert beruhen auf einer Analogiebetrachtung aus der Elektrotechnik.

Der Wirkleistungspegel am Anregungspunkt ist mit $P_0 = 1e-12$ [Nm/s] (ISO 1683) definiert durch:

$$P_{AP,dB} = 10 \cdot \log\left(\frac{P_{AP}}{P_0}\right) dB \quad (5.1.1)$$

mit

$$P_{AP} = \frac{1}{2} \cdot F_{AP} \cdot v_{AP} \cdot \cos(\varphi_{AP}) \quad (5.1.2)$$

Die Wirkleistung beschreibt die Energie, die in die Platte eingebracht wird. Innerhalb der Platte teilt sich diese Energie in Dämpfungs- und Schwingungsenergie auf [2].

Der Effective Radiated Power als ein Schalleistungspegel wird für die gesamte Struktur berechnet mit [2], [6]:

$$ERP_{dB} = 10 \cdot \log\left(\frac{ERP}{P_0}\right) dB \tag{5.1.3}$$

mit

$$ERP = \frac{1}{2} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{Luft} \cdot \sum_{k=1}^n v_k^2 \cdot A_k \tag{5.1.4}$$

mit ρ_{Luft} und c_{Luft} nach DEGA-Empfehlung 101.

Für alle Auswertungen ist immer zu beachten, dass die stark nichtlinearen Werkstoffeigenschaften des AD-Kerns von der Frequenz, der Temperatur und den technologischen Randbedingungen abhängen und stark streubehaftete Größen sind. Als genereller Gedankenansatz mit einer schrittweise zunehmenden Komplexität wird für die NVH Analyse der folgende gewählt:

Reale Versuche = Virtuelle Versuche (linear + nichtlinear + Luftkopplung + Abstraktionsdefizit)

5.2 Virtuelle lineare Versuche

Innerhalb eines jeden Validierungsschrittes werden der Wirkleistungspegel am Anregungspunkt sowie der ERP-Pegel in einem Übersichts-Plot als Standard miteinander verglichen; beispielhaft dargestellt in Abbildung 10. Die Analyse des Wirkleistungspegels am Anregungspunkt hat sich beispielsweise dahingehend als sehr nützlich erwiesen, als dass zu Beginn der Untersuchungen ein „kleiner Modellierungsfehler“ so identifiziert werden konnte. Die FE-Modellierung des Anregungspunktes war gegenüber dem realen Teilsystemversuch zu klein. Abbildung 10 stellt den Wirkleistungspegel und den ERP-Pegel eines realen Systemversuchs zwei unterschiedlich großen Anregungspunkten (\varnothing 10mm und 30mm) des virtuellen Systemversuchs gegenüber. Die unterschiedlichen Modellierungen sind dem realen Anregungspunkt in Abbildung 11 gegenübergestellt.

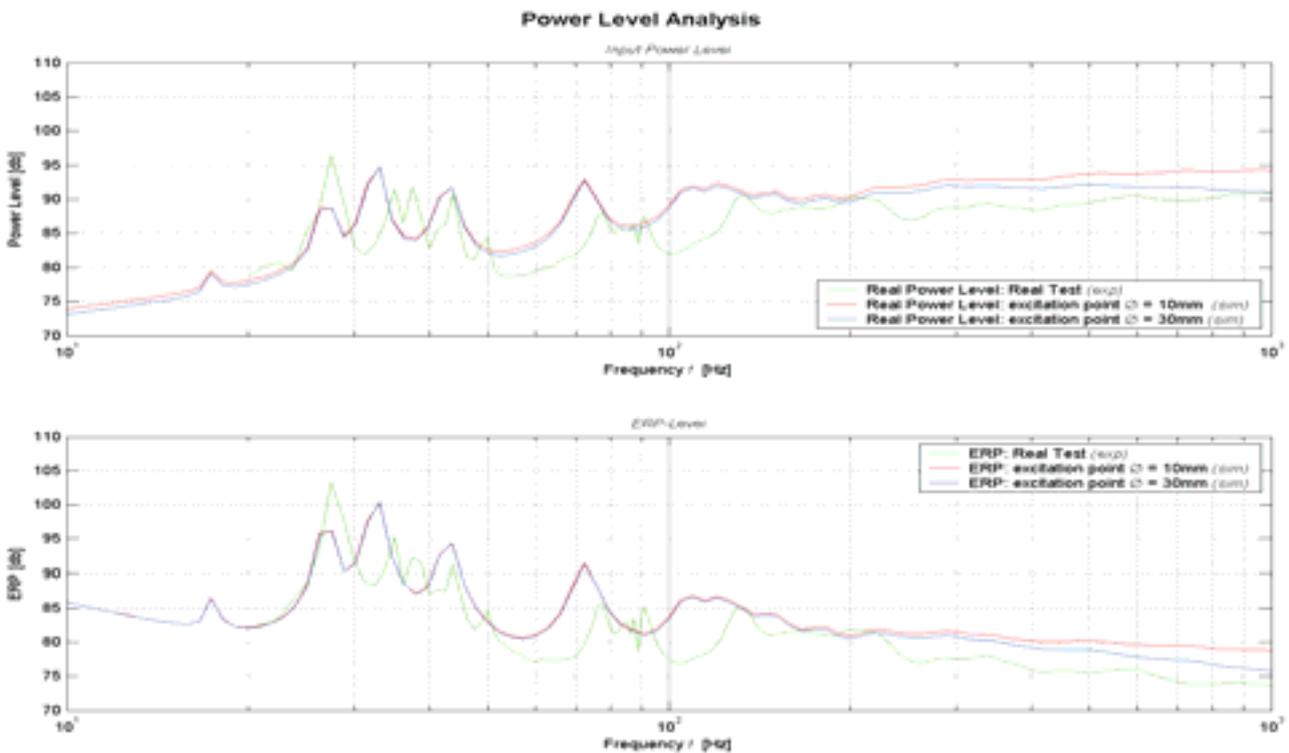


Abb. 10: Leistungspegel Analyse in Abhängigkeit des modellierten Anregungspunktes

Der Wirkleistungspegel der virtuellen Teilsystemversuche ist für Frequenzen >110Hz höher als das Ergebnis der realen Teilsystemversuche. Ein höherer Wirkleistungspegel bedeutet, dass mehr Energie in die Platte einge-

bracht wird. Bei gleicher Dämpfung führt dies folglich zu einer stärkeren Eigenschwingung und einem höheren ERP-Pegel. Durch die Vergrößerung des virtuellen Anregungspunktes von 10mm auf 30mm wird eine Reduzierung des Wirkleistungspegels für eine Frequenz >110Hz erreicht. Gleichmaßen sinkt auch der ERP-Pegel.

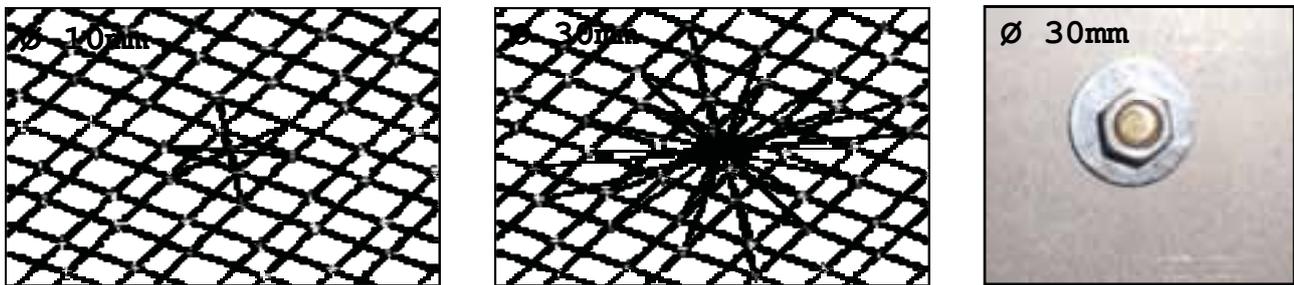


Abb. 11: Virtueller und realer Anregungspunkt

Die ersten Berechnungen wurden gemäß dem getroffenen Gedankenansatz mit einem Satz linearer Startparameter durchgeführt.

Zur Ermittlung der Werkstoffkennwerte der AD-Kernschicht wurden – entsprechend dem Vorgehensmodell – eine Reihe unterschiedlicher Kennwertversuche durchgeführt. Dabei wurden sowohl quasi-statische als auch dynamische Werkstoffkennwerte ermittelt (Vgl. Abb. 1). Im Bezug auf das vorgestellte Vorgehensmodell müssen die Kennwertversuche immer unter der Berücksichtigung der angestrebten multifunktionalen Auslegung und der neu definierten Validierungs- und Vernetzungsebenen geplant, durchgeführt und ausgewertet werden.

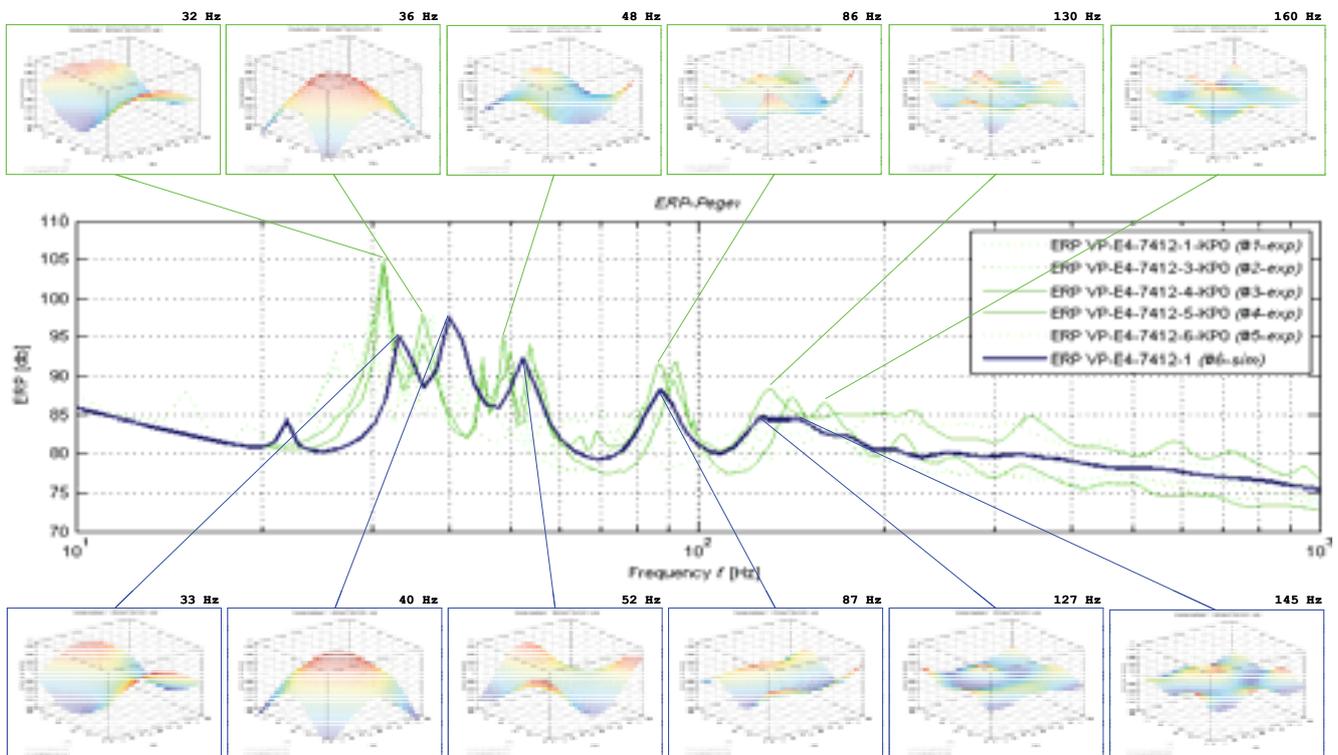


Abb. 12: Vergleich der ERP Pegel sowie der Schwingformen

Nach der Überprüfung des Wirkleistungspegels am Anregungspunkt folgt der qualitative Vergleich der Schwingformen. Als Basis des Vergleichs wird der „Standard-ERP-Plot“ genutzt. Abbildung 12 ordnet zunächst markante Schwingformen dem Verlauf des ERP-Pegels zu. Weiter zeigt Abbildung 12 einen Vergleich zwischen Schwingformen eines realen und eines virtuellen Teilsystemversuchs zugeordnet zum jeweiligen ERP-Pegel. Die Ergeb-

nisse des virtuellen Teilsystemversuchs basieren auf einer Nastran-Rechnung mit linearem Werkstoffverhalten und einem Schubmodul $G = 25\text{N/mm}^2$ für den AD-Kern. Der Schubmodulwert wurde aus einem dynamischen Kennwertversuch bei einer Frequenz von $\sim 90\text{Hz}$ abgeleitet. Abbildung 12 zeigt, dass die Übereinstimmung der zugehörigen Schwingform zwischen realem und virtuellem Versuch bei $\sim 90\text{Hz}$ recht gut ist. Unterhalb von 90 Hz ist ersichtlich, dass der virtuelle Versuch zu etwas höheren Frequenzen verschoben ist, d.h. der Schubmodul ist für diesen Bereich offensichtlich zu hoch. Vice versa sind die Schwingformen des virtuellen Versuchs oberhalb von 90 Hz zu geringeren Frequenzen verschoben; die Struktur ist in diesem Bereich nicht steif genug.

Ab Frequenzen $>110\text{Hz}$ zeigt die behandelte Struktur einen Übergang von komplexen Schwingformen hin zu einer sich wellenförmig ausbreitenden Schwingung, ähnlich einer Wasseroberfläche beim Eintauchen eines Steins. Abbildung 13 zeigt eindrucksvoll dieses Phänomen.

Als äquivalente Methode zum Vergleich der Schwingformen im unteren Frequenzbereich kann im Bereich der auftretenden Wellenausbreitung die Charakterisierung eben dieser genutzt werden.

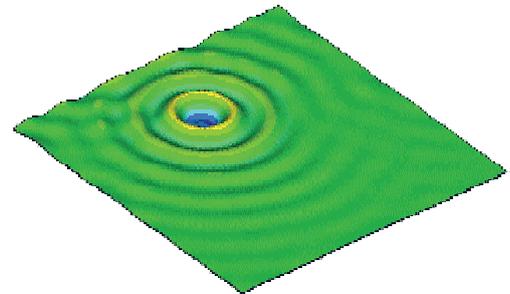


Abb. 13: Wellenausbreitung @1000Hz

Abbildung 14 zeigt exemplarisch einen Vergleich zwischen realen und virtuellen Wellenformen anhand von Kontur-Plots bei 1000Hz . Zur Validierung eignet sich die Ermittlung der Ausbreitungswellenlänge innerhalb der Struktur. Der reale Teilsystemversuch in Abbildung 14 weist bei 1000Hz etwa eine Wellenlänge von $\sim 188\text{mm}$ auf. Im Vergleich dazu zeigt der virtuelle Teilsystemversuch mit einem linearem Schubmodul für den AD-Kern von 25N/mm^2 eine Wellenlänge von nur $\sim 111\text{mm}$; die Struktur ist zu weich. Abbildung 14 rechts belegt, dass durch eine Erhöhung des Schubmoduls des AD-Kerns auf 80 N/mm^2 die Wellenlänge sich auf 165mm vergrößert und sich dem Ergebnis des realen Versuchs deutlich annähert. Damit ist gleichermaßen deutlich der Einfluss des frequenzabhängigen Werkstoffverhaltens des AD-Kerns ersichtlich. Aus diesem Grund werden im nächsten Schritt nichtlineare Werkstoffeigenschaften für die virtuellen Teilsystemversuche herangezogen und deren Einfluss quantifiziert.

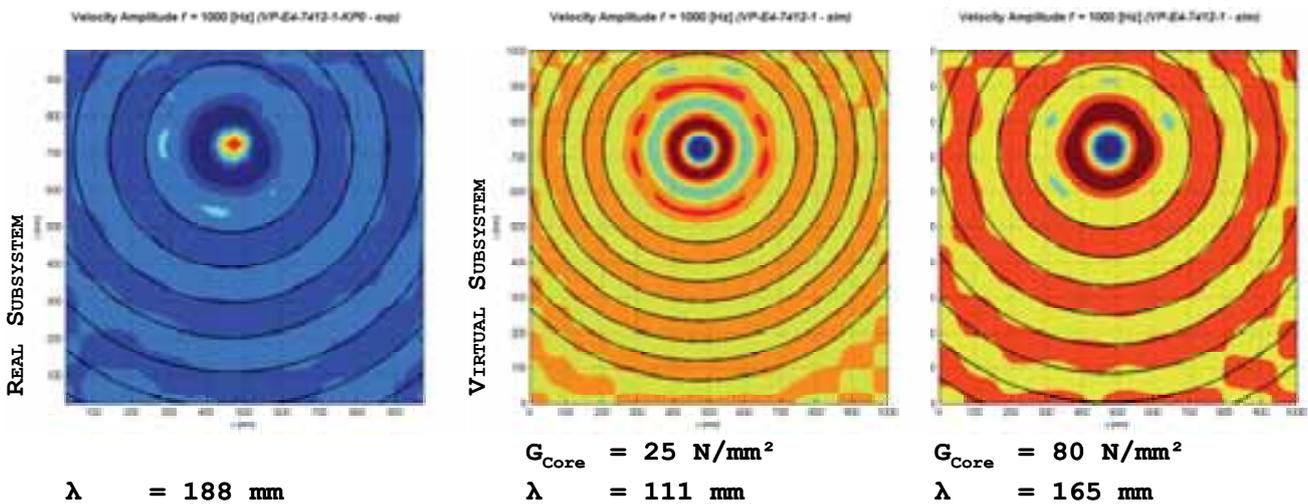


Abb. 14: Vergleich der Wellenlänge zwischen Experiment und Simulation bei 1000Hz

5.3 Virtuelle nichtlineare Versuche

Die meisten polymeren Werkstoffe zeigen ein sogenanntes thermo-rheologisch einfaches Verhalten [9], [10]. Dem AD-Kern des untersuchten Sandwichs wird dieses Werkstoffverhalten – im ersten Ansatz – zugeordnet. Für thermo-rheologische einfache Werkstoffe ist es möglich die frequenzabhängigen Werkstoffkennwerte über den im Versuch aufgenommenen Frequenzbereich hinaus zu extrapolieren. Als Basis für die Extrapolation dienen die ermittelten Kennwerte bei unterschiedlichen Temperaturen. Grundlage des Verfahrens ist ein äquivalentes Verhalten des Werkstoffs gegenüber Frequenz- oder Temperaturänderung. Frequenzabhängige Verlustfaktor- und Schubmodulverläufe bei unterschiedlichen Temperaturen können auf Basis der Theorie von Williams, Landel und Ferry entlang der Frequenzachse verschoben werden. Hierbei lassen sich sogenannte Zeit-Temperatur-Verschiebungsfaktoren berechnen (Vergleiche [9] und [10]).

Abbildung 15 zeigt exemplarische eine berechneten „Masterkurven“ für den Schubmodul sowie den Verlustfaktor für eine Referenztemperatur von 20°C. Deutlich ist zu sehen, dass mit zunehmender Frequenz der Schubmodul steigt und der Verlustfaktor fällt.

Die berechneten „Kennwert-Masterkurven“ werden für die Evaluierung des nichtlinearen Werkstoffverhaltens und dessen Abbildung mittels nichtlinearer, frequenzabhängiger virtueller Teilsystemversuche genutzt.

MSC selbst bietet bislang nur die Möglichkeit, ein einzigen Werkstoff mit frequenzabhängigen Parametern zu betrachten – und dies nur innerhalb des direkten Lösungsverfahrens für Frequency Response Analysen: In Sol108 kann maximal ein viskoelastischer Werkstoff angewählt werden [11]. CDH bietet mit CDH-Opt als ein Nastran Add-on an, welches die Nutzung mehrerer frequenzabhängiger Werkstoffkennwerte mit einem modalen Solver (Sol111) gestattet. Für die weiteren Validierungsschritte wird als Referenz für die Teilsystemversuche Sol108 mit Standard-Nastran genutzt. Nachfolgend, im Hinblick auf Gesamtfahrzeugkarosseriestrukturen, wird auf CDH-Opt gewechselt.

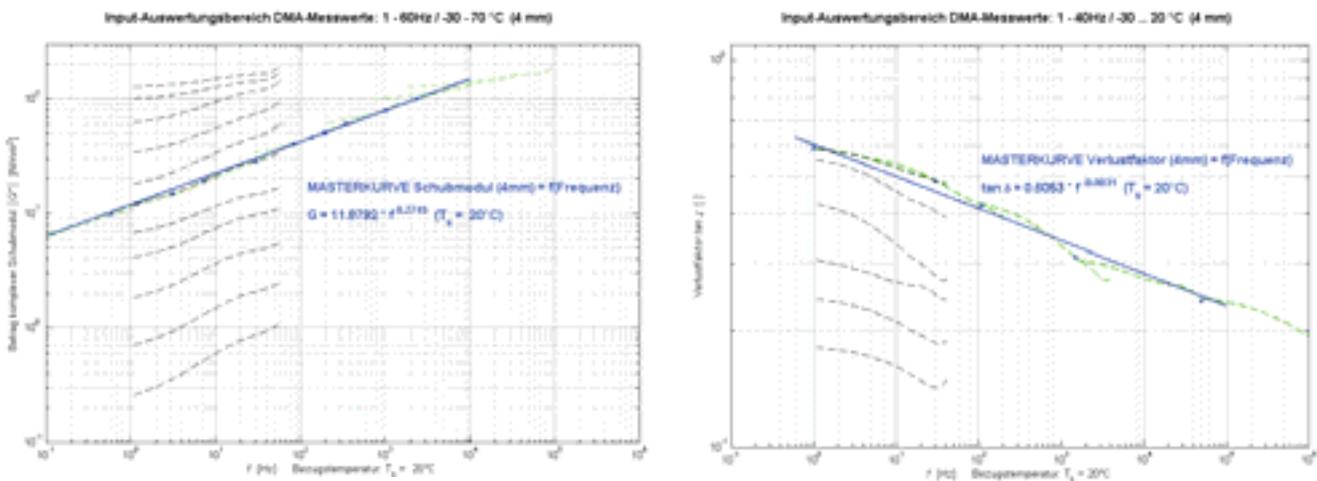


Abb. 15: Zeit-Temperatur-Verschiebung der Kennwerte aus der dynamisch-mechanischen Analyse (Schubmodul & Verlustfaktor über Frequenz)

5.4 Luftkopplung

Zusätzlich zu den nichtlinearen Werkstoffkennwerten des AD-Kerns kann die umgebende Luft der realen Teilsystemversuche einen Einfluss auf das Ergebnis der Messung im realen Teilsystemversuch haben (Verlauf der ERP-Pegelkurve). Zur Untersuchung dieses möglichen Effektes wurde ein virtuelles Modell aufgebaut, welches das Fluid der Umgebung mit berücksichtigt.

Abbildung 16 zeigt das FE-Modell der Sandwich Platte umgeben von einem 5 x 5 x 5m großem Luftraum aus Volumen-Elementen. Das Luft Volumen ist nicht strukturmechanisch mit der Sandwich Struktur gekoppelt. Die Kopplung wird hier über spezielle Kopplungsfunktionen realisiert.

Die abschließenden Ergebnisse stehen noch aus.

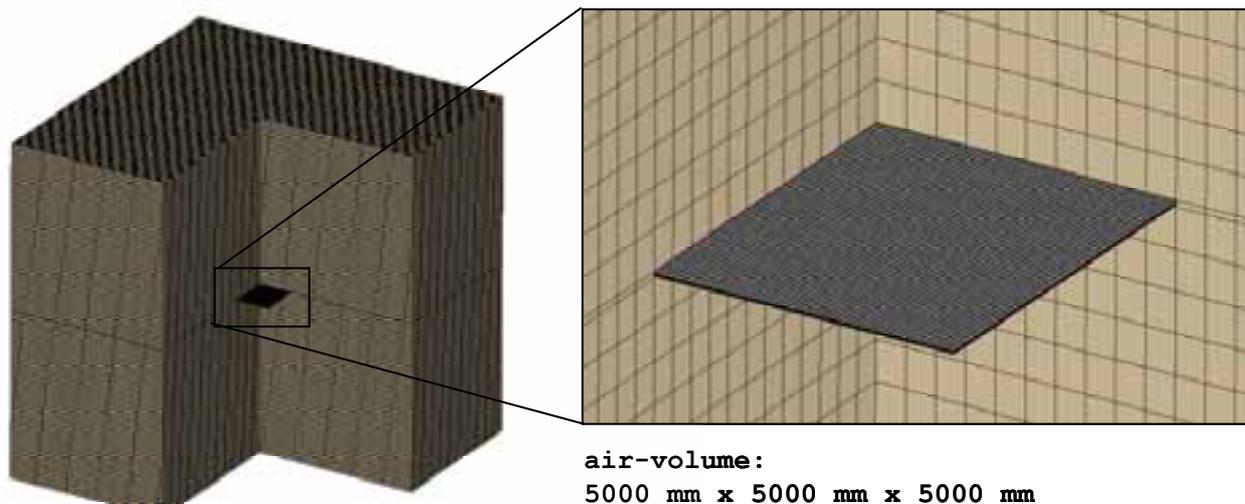


Abb. 16: Modell der Luftkopplung

5.5 Abstraktionsdefizit

Neben allen Validierungsanstrebungen sollte nicht vergessen werden, dass einerseits eine Reihe (weiterer) Abstraktionsdefizite in den virtuellen Versuchsmodellen vorhanden sind. Andererseits stellt auch der reale Teilsystemversuch selbst bereits ein abstrahiertes Ersatzmodell dar (Vergleiche Kapitel 4). Weiter unterliegen die realen Probekörper einer Vielzahl von Toleranzen, resultierend aus technologischen Randbedingungen z. B. bei der Fertigung. Abbildung 12 verdeutlicht die Streuung anhand von ERP-Pegelverläufe aus den realen Teilsystemversuchen von fünf verschiedenen Sandwich-Platten. Das Ziel ist eine gewichts- und funktionsoptimale Auslegung. Aus diesem Grund besteht allgegenwärtig die Fragestellung wie gut die benötigten virtuellen Modelle unter Berücksichtigung der angesprochenen Randbedingungen sein müssen bzw. sein können.

6 Fazit

Die aktuelle CO₂-Diskussion, steigende Kraftstoffpreise, steigende Sicherheitsanforderungen, CO₂-Steuern etc. stellen eine zusätzliche Herausforderung für die Automobilindustrie dar [12]. Die Fahrzeugmasse ist dabei ein wesentlicher Stellhebel zur Reduktion der CO₂-Emissionen. Deshalb sind Leichtbaumaßnahmen unerlässlich.

Eine möglicher Leichtbauansatz besteht in ganzheitlich, multifunktional ausgelegten Konstruktionssystemen [13] im Sinne des Systemleichtbaus [14]. Ein Beispiel dafür ist die dargestellte Sandwich-Struktur. NVH Anforderungen werden mit Steifigkeitsanforderungen in einer Struktur (Sandwich) kombiniert. Unter Berücksichtigung des Leichtbauaspektes ist das Ziel ein gewichts- und funktionsoptimal ausgelegtes System. Notwendige Bedingung dazu sind evaluierte und validierte virtuelle Auslegungsmethoden für den Serienentwicklungsprozess. Zur Bereitstellung dieser Methoden – besonders für moderne Mehrschichtverbundsysteme – ist eine zeit- und aufwandsintensive Grundlagenlegung notwendig. Eine effiziente Bearbeitung dieses Sachverhalts kann durch ein ganzheitliches, systematisches Vorgehensmodell wirkungsvoll unterstützt werden. Hierzu wurde ein erster Ansatz eines Vorgehensmodells vorgestellt. Anhand eines neuartigen AD-Sandwich-Bleches wurde die Anwendung für den herausgelösten Funktionsbereich NVH gezeigt.

Die aufgezeigten Untersuchungen auf dem Gebiet des ganzheitlichen Systemleichtbaus sind zu vertiefen und weiterzuentwickeln. Ein besonderer Fokus wird auch in Zukunft auf der Weiterentwicklung des Vorgehensmodells liegen. Denn letztlich liegt in validierten FE-Modelle und Methoden für den Auslegungsprozess ein wesentlicher Schlüssel zur Massereduktion von Systemen.

„Die Suche nach leichten Konstruktionen ist die Suche und das Herantasten an die Grenzen des physikalisch und technisch Machbaren.“

Literatur

- [1] Wang, S.: Simulation of beaded and curved panels with multi-layer damping treatment. 1st MSC Worldwide Automotive User Conference, München, 20.-22.09.1999.
- [2] Forsen, J.; Kropp, A.; Fischer, F.: Überwinden des Zielkonfliktes Akustik und Leichtbau durch einen ganzheitlichen, validierten Auslegungsprozess. VDI-Tagung Maschinenakustik, Böblingen, 15.-16.10.2008.
- [3] VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.
- [4] Forsen, J.; Hoffmann, R.: Coupling of CAD and CAEae by associative Fe-Meshes in the Body-in-White development. NAFEMS Seminar: Modelling of Assemblies and Joins for FE-Analyses, Wiesbaden, 24.-25. April 2002.
- [5] Heiserer, D.; Chargin, M.; Sielaff J.: High Performance Process Oriented Weld Spot Approach. 1st MSC Worldwide Automotive User Conference, München, 20.-22.09.1999.
- [6] Kropp, A.; Heiserer D.: Efficient Broadband Vibro-Acoustic Analysis of Passenger Car Bodies Using an FE-Based Component Mode Synthesis Approach. In: Journal of Computational Acoustics, Vol. 11, Nr. 2, June 2003.
- [7] Ihlenburg, F.: Finite Element Analysis of Acoustic Scattering, Springer Verlag, 1998.
- [8] Komzsik, L.: A New Parallel Lanczos Eigensolution Technique in MSC.Nastran Version 2001. 2st MSC Worldwide Automotive User Conference, München, 2000.
- [9] Schwarzl, F. R.: Polymermechanik. Berlin: Springer Verlag, 1990.
- [10] VDI-Richtlinie 3830-2: Werkstoff- und Bauteildämpfung. Dämpfung in festen Körpern - Damping of materials and members. Damping of solids. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2004.
- [11] N.N.: MSC/NASTRAN Version 70. Advanced Dynamic Analysis User's Guide, The MacNeal-Schwendler Corporation, 2004.
- [12] Lawson, J., et al.: CO2 - A New Auto Investor Issue for 2007. In: Citigroup Global Markets, Equity Research 01-2007.
- [13] Fischer, F.; Forsen, J.: Systemleichtbau durch konzeptionelle Anforderungsverlagerung als Beitrag zur Entwicklung effektiver Leichtbaukonstruktionen. EuroLite, Leichtbau-Forum, Salzburg, 24.-26.06.2008.
- [14] Sobek, W.: Zum Entwerfen im Leichtbau. In: Bauingenieur (1995), Nr. 70, S. 323-329.

Parameteridentifikation für nichtlineare Materialmodelle in der FEM mittels optischer Verformungsanalyse

Bernd Kleuter, Marc Bosseler

PARSOLVE, Marc Bosseler & Dr. Bernd Kleuter GbR, Kaiserslautern

Die Bauteilauslegung erfordert die Kenntnis des genauen Spannungs- und Verzerrungsverhaltens der eingesetzten Materialien. Um den gestiegenen Anforderungen an die Verlässlichkeit von Simulationen mittels der Finite-Elemente-Methode gerecht zu werden, muss untersucht werden, ob das konstitutive Gesetz geeignet ist, das mechanische Werkstoffverhalten zu beschreiben. Weiterhin ist es notwendig, die zugehörigen Materialparameter zu ermitteln.

Somit muss die Parameteridentifikation für Materialmodelle folgende Ansprüche erfüllen:

- Anwendbarkeit des Algorithmus‘ auch für hochgradig nichtlineare Materialmodelle
- Berücksichtigung von inhomogenen Verzerrungszuständen (z.B. lokale Einschnürungen) [4]
- Berücksichtigung von Streuungen des Materialverhaltens [1]

Dieser Beitrag stellt die Prozeduren dar, die für die Parameteridentifikation für mehrere Versuche bei gleichzeitiger Identifikation aller Materialparameter notwendig sind. Basierend auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ist es das Ziel, die Unterschiede zwischen gemessenen und simulierten inhomogenen Verschiebungsfeldern zu minimieren.

Mit Hilfe des Verfahrens der Grauwertkorrelation werden Probekörper mit definierten inhomogen verteilten Spannungszuständen berührungslos gemessen. Das in dieser Arbeit vorgestellte Verfahren der generalisierten Parameteridentifikation gewährleistet eine Berücksichtigung der auftretenden Streuung bei Wiederholversuchen sowie der gleichzeitigen Betrachtung vieler einzelner Messpunkte für inhomogene Verschiebungsfelder.

Numerische Beispiele zeigen die Parameteridentifikationen für verschiedene Materialgesetze der Viskoelastizität und Elasto-Plastizität unter Berücksichtigung der experimentellen Beobachtungen an verschiedenen Elastomer-Materialien bzw. einem Aluminium-Druckguss.

1 Einleitung

Die genaue Vorhersage des mechanischen Verhaltens von Bauteilen unter Betriebsbedingungen ist eine wichtige Aufgabenstellung in der Industrie. Besonders die Bauteilauslegung mit hochentwickelten oder neuen Materialien erfordert die Kenntnis ihres genauen Spannungs- und Verzerrungsverhaltens. Für die Simulation der Bauteile werden - vor allem aufgrund der zunehmenden Rechenleistung - immer komplexere Materialmodelle eingesetzt. Um die Zuverlässigkeit der Simulation gewährleisten zu können, müssen die zugehörigen Materialparameter identifiziert werden.

Dieser Beitrag stellt die Prozeduren dar, die für die Parameteridentifikation für mehrere Versuche bei gleichzeitiger Identifikation aller Materialparameter notwendig sind. Basierend auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ist es das Ziel, die Unterschiede zwischen gemessenen und simulierten inhomogenen Verschiebungsfeldern zu minimieren. In Experimenten werden Verschiebungsfelder mittels optischer, kontaktloser Messtechnik ermittelt. Die Simulation der Versuche ist kraftgesteuert mit den in den Experimenten gemessenen Kraft-Zeit Daten.

Die gewöhnlich zur Parameteridentifikation für modular aufgebaute Stoffgesetze verwendete Technik ist, die Parameter in verschiedene Sätze zu trennen, die separat voneinander jeweils anhand eines Experiments identi-

fiziert werden. Der Grund dafür, alle Parameter für mehrere Experimente gleichzeitig zu identifizieren, ergibt sich aus verschiedenen Tatsachen. Erstens kann eine unzulängliche Menge an experimentellen Daten instabile oder uneindeutige Parameterschätzungen hervorrufen. Wenn die experimentellen Daten unvollständig sind, können diese nicht die gesamte Bandbreite an vorgesehenen Modellfunktionen abdecken [4,5]. Zweitens soll der Identifikationsprozess die Parameter bezüglich verschiedener Fehlereinflüsse mitteln. Die Parameteridentifikation ist ein Optimierungsproblem, bei dem die Unterschiede zwischen experimentellen und simulierten Daten in der Regel nicht vollständig verschwinden. Diese Tatsache hat zwei verschiedene Hauptursachen:

Einerseits kann das gewählte Materialmodell in der Regel nicht allumfassend das mechanische Verhalten eines Materials beschreiben, somit muss der Modellfehler berücksichtigt werden. Auf der anderen Seite treten Ungewissheiten bei experimentellen Versuchen auf. Das bedeutet, dass - wie oben bereits erwähnt - zusätzlich zu möglichen Fehlern in den Messungen ebenfalls Streuungen von Messdaten aufgrund unterschiedlicher Materialbeschaffenheiten der Probekörper auftreten können. Deshalb wird mit der gleichzeitigen Identifikation aller Parameter ein optimaler Materialparametersatz im Sinne einer optimalen Anpassung des konstitutiven Gesetzes - welches selber einem Modellfehler unterliegt - an alle Experimente erreicht [1,2,3]. Darüber hinaus führt die Berücksichtigung aller Experimente innerhalb einer einzigen Optimierungsroutine zu einer verbesserten Anpassung der Materialsimulation an die Streuungen von experimentellen Daten.

Dieser Beitrag ist wie folgt gegliedert: Die Zielsetzung in Abschnitt 2 ist, die allgemein angewendeten Methoden für die Durchführung einer Parameteridentifikation kurz zu erläutern. In Abschnitt 3 werden die experimentellen Beobachtungen an verschiedenen elastomeren Materialien und die zugehörigen Parameteridentifikationen für ein Materialmodell finiter Viskoelastizität betrachtet. In Abschnitt 4 wird die Parameteridentifikation für geometrisch lineare 'von Mises Plastizität' präsentiert. Dabei wird für drei Versuche dasselbe Versuchsprogramm an drei Versuchsproben einer Aluminium-Gusslegierung untersucht und der Parametersatz für die Kombination aller Experimente in einer Identifikationsroutine bestimmt.

2 Anmerkungen zu grundlegenden Methoden der Parameteridentifikation

Die verschiedenen Schritte innerhalb einer Strategie zur Entwicklung eines konstitutiven Gesetzes sind [5]: Zuerst wird ein Modellkonzept geformt, welches auf Versuchsbeobachtungen basiert, die in Übereinstimmung zu der jeweiligen ingenieurtechnischen Anwendung stehen. Hier werden die grundlegenden Phänomene charakterisiert und die Längenskala bestimmt. Daraufhin wird das konstitutive Gesetz formuliert. Es folgt die Parameteridentifikation basierend auf dem Vergleich von simulierten und experimentell gemessenen Daten. Mittels Verifikation wird die Qualität des Materialmodells - und entsprechend die Eignung, die experimentellen Daten, welche für die Parameteridentifikation verwendet wurden, zu simulieren - untersucht. Um zu überprüfen, ob das Materialmodell und die identifizierten Parameter ebenfalls geeignet sind, experimentelle Daten von weiteren Versuchen, welche unter anderen Bedingungen durchgeführt wurden, zu simulieren, wird schließlich eine Validierung durchgeführt. Somit werden bei der Validierung simulierte Daten mit experimentellen Daten verglichen, welche nicht für die Parameteridentifikation verwendet wurden.

2.1 Das inverse Problem

Die konstitutiven Gleichungen für ein Materialgesetz liefern den funktionalen Zusammenhang zwischen den Spannungen und Verzerrungen. Die Lösung dieses Randwertproblems (RWP) wird als *direktes Problem* bezeichnet. Das Ziel der Parameteridentifikation und dementsprechend der Lösung des *inversen Problems* für ein Materialgesetz ist, die Materialparameter so zu optimieren, dass das Materialmodell Simulationsdaten liefert, welche minimal von den experimentellen Daten abweichen.

Die Simulationsdaten, die in dieser Arbeit verglichen werden, sind Verschiebungsfelder. Mittels Variation der Materialparameter werden die Verschiebungsfelder variiert, wobei bei der Simulation die Geometrie der jeweiligen Probe und die Randbedingungen einschließlich der Kräfte in Analogie zum Experiment gewählt werden. Für die Identifikation müssen die experimentell gemessenen Verschiebungsfelder vergleichbar zu den FEM-Ergebnissen gemacht werden. Hierfür werden die gemessenen Verschiebungen des Probekörpers mittels Triangulation auf ausgewählte Identifikationsknoten des FE-Modells interpoliert (siehe nächster Unterabschnitt).

2.2 Interpolation von experimentellen Daten

Als Beispiel wird in diesem Unterabschnitt die zweidimensionale Interpolation von Messdaten beschrieben.

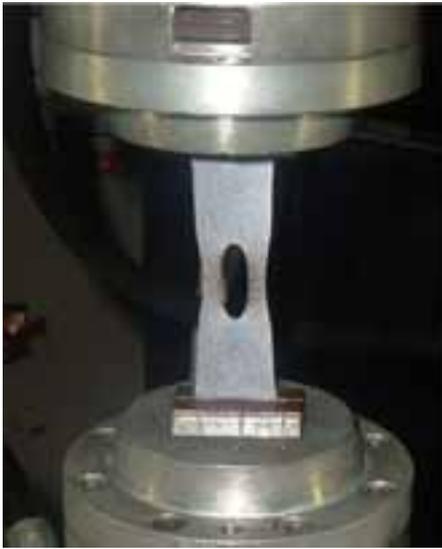


Abb. 1: Zugversuch

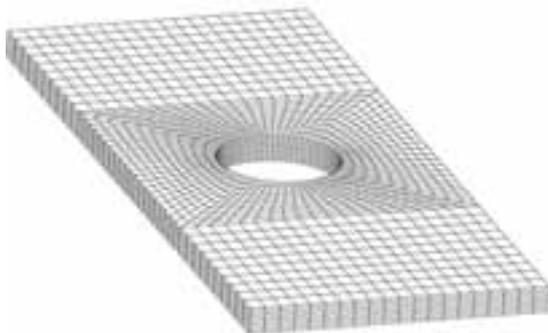


Abb. 2: FE-Netz

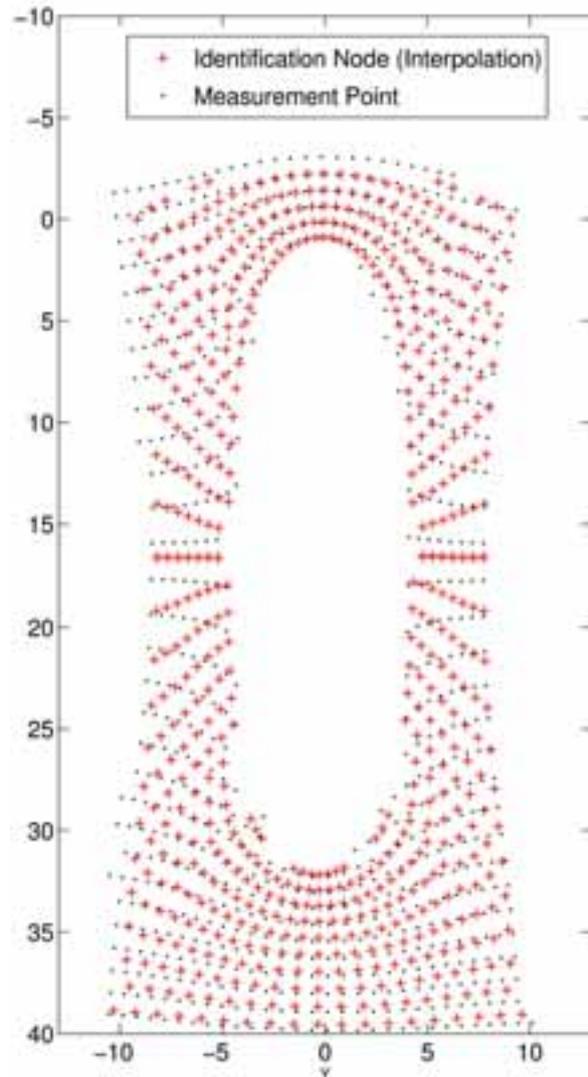


Abb. 3: 2D-Interpolation

Abb. 1 zeigt einen Probekörper mit Loch im Zugversuch. Die inhomogenen Verschiebungsfelder auf der Oberfläche des Probekörpers werden mittels des kontaktlosen, optischen Verfahrens der Grauwertkorrelation [6] ermittelt. Hierfür wird ein stochastisches Muster auf den betrachteten Bereich auf der Probenoberfläche aufgebracht. Zur Ermittlung zwei- (drei-) dimensionaler Verschiebungsdaten wird während des Versuchs das Muster mit einer (zwei) CCD-Kamera(s) aufgenommen. Im Anschluss an den Versuch wird das Verschiebungsfeld mittels eines photogrammetrischen Auswertungsverfahrens berechnet [6]. Die gemessenen Verschiebungen sollen auf die Koordinaten der Identifikationsknoten des zugehörigen FE-Netzes (Abb. 2) in der Referenzkonfiguration interpoliert werden. In Abb. 3 ist die Interpolation für einen Lastschritt dargestellt. Wie erwähnt führt die Anzahl an verfügbaren Messpunkten zur Auswahl der Identifikationsknoten. In der Referenzkonfiguration liegen die Messpunkte und Identifikationsknoten auf einer Ebene. Mittels Triangulation interpoliert der Algorithmus die gemessenen Verschiebungen linear auf die Identifikationsknoten.

Seien (x, y) die Koordinaten eines Identifikationsknotens in der Referenzkonfiguration und (x_1, y_1) , (x_2, y_2) und (x_3, y_3) die Koordinaten der drei nächsten Messpunkte – die nicht auf einer Geraden liegen – in der Referenzkonfiguration. Seien weiterhin $\mathbf{D}_1^{\text{exp}}$, $\mathbf{D}_2^{\text{exp}}$ und $\mathbf{D}_3^{\text{exp}}$ die zu den Messpunkten zugehörigen Verschiebungsvektoren. Somit ergibt der interpolierte Verschiebungsvektor $\mathbf{D}_{\text{proj}}^{\text{exp}}(u, v)$, welcher zum oben genannten Identifikationsknoten zugehörig ist

$$\mathbf{D}_{\text{proj}}^{\text{exp}}(u, v) = [1-u-v] \mathbf{D}_1^{\text{exp}} + u \mathbf{D}_2^{\text{exp}} + v \mathbf{D}_3^{\text{exp}}$$

mit

$$u = \frac{[y_3 - y_1] [x - x_1] - [x_3 - x_1] [y - y_1]}{[y_3 - y_1] [x_2 - x_1] - [x_3 - x_1] [y_2 - y_1]} \quad \text{und} \quad v = \frac{[y_1 - y_2] [x - x_1] - [x_2 - x_1] [y - y_1]}{[y_3 - y_1] [x_2 - x_1] - [x_3 - x_1] [y_2 - y_1]} .$$

2.3 Lösung des inversen Problems

Die allgemeine gebräuchliche Vorgehensweise bei der Identifikation von Materialparametern ist die Minimierung einer Fehlerquadratsumme, in der die gemessenen und entsprechend simulierten Verschiebungen verglichen werden. Um die Parameter anhand der Versuche A, B und C gleichzeitig zu identifizieren, wird als Zielfunktion $f(\boldsymbol{\kappa})$ folgende Fehlerquadratsumme verwendet

$$f(\boldsymbol{\kappa}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_g} \left[\sum_{j=1}^{T_A} [\mathbf{W}_{ij} \cdot [\bar{\mathbf{u}}_{ij}(\boldsymbol{\kappa}) - \bar{\mathbf{u}}_{ij}^{\text{exp}}]]^2 + \sum_{k=1}^{T_B} [\mathbf{W}_{ik} \cdot [\bar{\mathbf{u}}_{ik}(\boldsymbol{\kappa}) - \bar{\mathbf{u}}_{ik}^{\text{exp}}]]^2 + \sum_{l=1}^{T_C} [\mathbf{W}_{il} \cdot [\bar{\mathbf{u}}_{il}(\boldsymbol{\kappa}) - \bar{\mathbf{u}}_{il}^{\text{exp}}]]^2 \right] \quad (1).$$

Hierbei sind T_A , T_B und T_C die betrachteten Anzahlen an Zeitschritten für die drei Versuche. Weiterhin sind \mathbf{W}_{ij} , \mathbf{W}_{ik} und \mathbf{W}_{il} die Wichtungsmatrizen für die entsprechenden Verschiebungen in Längs- und Querrichtung. Die Anzahl an Identifikationsknoten bezeichnet N_g , welche für die folgenden Beispiele identisch für alle Versuche ist. Jedoch ist N_g abhängig von der Diskretisierung der verschiedenen FE-Modelle. Für die Simulation der Verschiebungsfelder $\bar{\mathbf{u}}_{ij}(\boldsymbol{\kappa})$, $\bar{\mathbf{u}}_{ik}(\boldsymbol{\kappa})$ und $\bar{\mathbf{u}}_{il}(\boldsymbol{\kappa})$ ist die FE-Simulation kraftgesteuert basierend auf den gemessenen Kraftwerten. Für die folgenden Beispiele haben die simulierten und die experimentell ermittelten Verschiebungen $\bar{\mathbf{u}}_{ij}^{\text{exp}}$, $\bar{\mathbf{u}}_{ik}^{\text{exp}}$ und $\bar{\mathbf{u}}_{il}^{\text{exp}}$ jeweils zwei Verschiebungsrichtungen. In dieser Arbeit wird die Levenberg-Marquardt Methode – ein gradientenbasierter Algorithmus – für die Optimierung dieser nichtlinearen Gleichung verwendet.

3 Parameteridentifikation für viskoelastische Materialien

3.1 Multiplikative finite Viskoelastizität

Neben dem Mullins-Effekt, dem Spannungsentfestigungseffekt in den ersten Lastzyklen, kann bei den meisten Elastomer-Materialien - sogar bei sehr großen Deformationen - kein weiterer Einfluss von Schädigungseffekten bemerkt werden. Weiterhin weisen vulkanisierter Kautschuk, synthetisches Gummi und viele weiteren Elastomere keine nennenswerten permanenten (irreversiblen) Deformationen auf. Wird bezüglich des Mullins-Effekts vorgeschädigtes Material untersucht, führt dies zu der Auswahl eines viskoelastischen Materialmodells.

Generell ist die Auswahl des Materialgesetzes eine sehr wichtige Problemstellung. Um eine gute Übereinstimmung zwischen simulierten und gemessenen Daten zu erhalten, muss das Materialgesetz und die zugehörige Struktur so gewählt werden, dass die betrachteten Relaxationsprozesse des Materials hinreichend genau beschrieben werden können. Darüber hinaus müssen für die Simulation des viskoelastischen Materialverhaltens typischer gummiähnlicher Materialien große Deformationen und große Abweichungen vom thermodynamischen Gleichgewicht berücksichtigt werden. Von Reese und Govindjee [10] wurde 1998 eine neue Kontinuumsformu-

lierung vorgeschlagen, die im Gegensatz zu vielen anderen Theorien nicht auf kleine Abweichungen vom thermodynamischen Gleichgewicht beschränkt ist. Dieser Abschnitt behandelt die grundlegenden konstitutiven Gleichungen für das verwendete Materialmodell finiter Viskoelastizität [10]. Ogden-Verzerrungsenergiefunktionen für isotrope Hyperelastizität in Eigenrichtungen werden für die konstitutive Routine für finite Viskoelastizität [9] verwendet.

Für den Fall mehrfacher Relaxationsmechanismen ($k = 1, \dots, N$) wird der Deformationsgradient [8]

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_e^k \cdot \mathbf{F}_v^k \quad (2)$$

in elastische und viskose Anteile aufgeteilt. Für Isotropie kann die freie Energie als eine Funktion der Hauptstreckungen des linken Cauchy-Green Tensors

$$\mathbf{b} = \sum_{a=1}^3 b_a \mathbf{n}_a \otimes \mathbf{n}_a = \sum_{a=1}^3 \lambda_a^2 \mathbf{n}_a \otimes \mathbf{n}_a \quad (3)$$

und des linken elastischen Cauchy-Green Tensors

$$\mathbf{b}_e^k = \sum_{a=1}^3 b_{a_e}^k \mathbf{n}_a \otimes \mathbf{n}_a = \sum_{a=1}^3 [\lambda_{a_e}^k]^2 \mathbf{n}_a \otimes \mathbf{n}_a \quad (4)$$

formuliert werden, so dass die freie Energie angenommen wird als

$$\psi = \psi^{eq}(\mathbf{b}) + \sum_{k=1}^N \psi^k(\mathbf{b}_e^k) \quad (5)$$

in die ein Gleichgewichtsanteil $\psi^{eq}(\mathbf{b})$ und N Nichtgleichgewichtsanteile $\psi^k(\mathbf{b}_e^k)$ eingehen, für die ein Ogden-Materialgesetz verwendet wird [9].

Für das Beispiel eines Nichtgleichgewichts-Terms wird definiert

$$\psi^k = \underbrace{\frac{\mu_{neq}^k}{\alpha_{neq}^k} \left[[\bar{b}_{1_e}^k]^{\alpha_{neq}^k/2} + [\bar{b}_{2_e}^k]^{\alpha_{neq}^k/2} + [\bar{b}_{3_e}^k]^{\alpha_{neq}^k/2} - 3 \right]}_{[\psi^k]^{dev}} + \underbrace{\frac{\kappa_{neq}^k}{4} \left[[J_e^k]^2 - 2 \ln J_e^k - 1 \right]}_{[\psi^k]^{vol}}, \quad (6)$$

wobei μ_{neq}^k ein konstanter Schubmodul und α_{neq}^k eine dimensionslose Konstante ist. Die Evolutionsgleichungen für dieses Modell ergeben sich zu [10]

$$[\lambda_{a_e}^k]^2 = \exp \left(-\Delta t \left[\frac{1}{\eta_D^k} [\tau_a^k]^{dev} + \frac{2}{9\eta_v^k} \tau^k : \mathbf{g} \right] \right) [\lambda_{a_e}^k]_{tr}^2 \quad (7)$$

mit den Trial-Werten

$$[\mathbf{b}_e^k]_{tr} = [\mathbf{F}]_{t=t_n} \cdot \left[[\mathbf{C}_v^k]^{-1} \right]_{t=t_{n-1}} \cdot [\mathbf{F}^T]_{t=t_n} \quad (8)$$

wobei n den aktuellen Zeitschritt bezeichnet und die Inverse des viskosen rechten Cauchy-Green Tensors gegeben ist mit

$$[\mathbf{C}_v^k]^{-1} = \mathbf{F}^{-1} \cdot \mathbf{b}_e^k \cdot \mathbf{F}^{-T} \quad (9)$$

In Form von logarithmischen Streckungen $\varepsilon_{a_e}^k = \ln \lambda_{a_e}^k$ lauten die Evolutionsgleichungen [10]

$$\varepsilon_{a_e}^k = -\Delta t \left[\frac{1}{2\eta_D^k} [\tau_a^k]^{dev} + \frac{1}{9\eta_v^k} \tau^k : \mathbf{g} \right] + [\varepsilon_{a_e}^k]_{tr} \quad (10)$$

wobei $[\tau_a^k]^{dev}$ der deviatorische und $\frac{1}{3} \tau^k : \mathbf{g}$ der volumetrische Anteil der Kirchhoff-Hauptspannungen ist. Diese nichtlinearen Gleichungen werden mittels einer lokalen Newton-Iteration gelöst. Mit den Materialparametern $\hat{\tau}^k$ als Relaxationszeiten werden die deviatorischen und volumetrischen Viskositäten η_D^k und η_v^k wie folgt berechnet

$$\eta_D^k = \hat{\tau}^k \mu_{neq}^k \alpha_{neq}^k \quad \text{und} \quad \eta_v^k = \hat{\tau}^k \kappa_{neq}^k \quad (11)$$

3.2 Polyurethan-Klebstoff

In diesem Unterabschnitt wird die Parameteridentifikation für einen ausgehärteten Polyurethan-Klebstoff aufgezeigt, wobei nur das viskoelastische Verhalten im Kurzzeitbereich – mit einem Relaxationsterm für das Materialmodell – untersucht wird. Hierzu werden die experimentellen Daten eines einzelnen Relaxationsversuchs hinzugezogen.

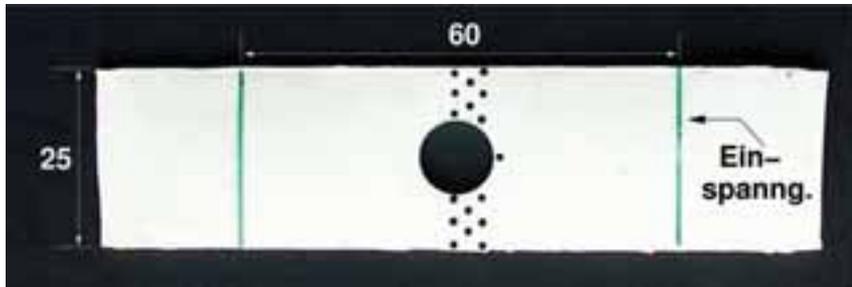


Abb. 4: Probekörper mit Messmarkierungen

Der Probekörper hat eine Dicke von 1,5 mm, ist 25 mm breit und hat eine Einspannlänge von 60 mm. In die Mitte der ausgehärteten Probe wird ein Loch mit einem Durchmesser von 10 mm gestanzt. Für die optische Deformationsanalyse mittels Videoextensometrie wurden Messmarkierungen auf der Probenoberfläche aufgebracht (siehe Abb. 4). Das Messsystem berechnet für jeden gemessenen Zeitschritt das zweidimensionale Verschiebungsfeld.

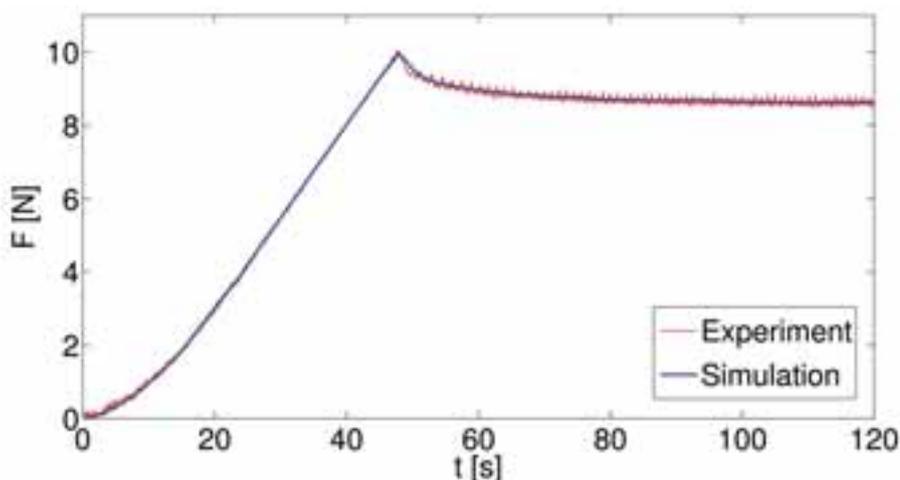


Abb. 5: Kraft-Zeit-Kurve im Experiment und für die Kraftsteuerung in der Identifikationssimulation

Die zugehörige Kraft-Weg Kurve ist in Abb. 5 dargestellt, wobei F die gesamte Kraft in Belastungsrichtung ist. Für die Simulation des Versuchs werden FE-Diskretisierungen der Probe mit einer ansteigenden Anzahl an Elementen (Hexaeder) verwendet. Die Randbedingungen werden in Übereinstimmung mit dem Experiment gewählt. Um den Berechnungsaufwand zu reduzieren, werden die FE-Diskretisierungen für die Parameteridentifikation in aufsteigender Reihenfolge in einer *Multi-Level-Strategie* [11] mit vier Diskretisierungsstufen verwendet. Die 'optimalen' Parameter, die in der ersten Stufe mittels des 48-Elemente Modells ermittelt wurden, werden als Startwerte für die Optimierung in der zweiten Stufe mit einem 192-Elemente Modell eingesetzt usw.

Da die Koordinaten der Messpunkte generell nicht mit den Koordinaten der Identifikationsknoten übereinstimmen, werden die gemessenen Verschiebungen mittels Triangulation auf die Identifikationsknoten interpoliert. Unter Einhaltung der Symmetriebedingungen wird nur die Hälfte der Breite diskretisiert. Die experimentell bestimmten auf der gegenüberliegenden Seite der Längsmittelachse werden auf die betrachtete Seite gespiegelt und zwei separate Triangulierungen für beide Verschiebungsfelder auf die Identifikationsknoten werden durchgeführt. Für jeden Identifikationsknoten und Verschiebungsrichtung wird der Mittelwert dieser zwei Datensätze berücksichtigt.

3.2.1 Wahl der Modellstruktur und Ablauf der Parameteridentifikation

Da der Laborversuch zeigt, dass das Material im betrachteten Zeitbereich einen definierten Relaxationsvorgang aufweist, wird die Identifikation für das viskoelastische Materialmodell mit einem Relaxationsterm ausgeführt (N=1 in Gleichung (5)), so dass der zugehörige Materialparametersatz gegeben ist mit $\kappa = [\mu_{eq}, \alpha_{eq}, \kappa_{eq}, \mu_{neq}^{k=1}, \alpha_{neq}^{k=1}, \kappa_{neq}^{k=1}, \hat{\tau}^{k=1}]^T$. Die Zielfunktion für das inverse Problem liefert

$$f(\kappa) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_g} \sum_{j=1}^{T_A} [\bar{u}_{ij}(\kappa) - \bar{u}_{ij}^{exp}]^2$$

Die FE-Simulation des Verschiebungsfeldes $\bar{u}_{ij}(\kappa)$ ist kraftgesteuert basierend auf den gemessenen Kräften (siehe Abb. 5). Weiterhin bezeichnet N_g die Anzahl an Identifikationsknoten, welche von der Diskretisierung der verschiedenen FE-Modelle innerhalb des Ablaufs der Parameteridentifikation abhängt. Die Diskretisierung innerhalb der Multi-Level-Strategie bei Stufe vier ergibt $N_g = N_g^{lev_4} = 59$. Die mittels der FEM berechneten Verschiebungen $\bar{u}_{ij}(\kappa)$ und die gemessenen Verschiebungen \bar{u}_{ij}^{exp} haben jeweils zwei Richtungen. Somit summiert sich die Anzahl von Termen in der Fehlerquadratsumme auf zu $59 \times 40 \times 2 = 4720$ pro Iterationsschritt bei Stufe vier mit einer FEM Diskretisierung mit 2400 Elementen. Berücksichtigt man, dass Verschiebungsdaten des Experimentes gespiegelt wurden, ergibt die gesamte Anzahl an Verschiebungsdaten, die innerhalb des Optimierungsalgorithmus verglichen wird, $2 \times 4720 = 9440$ pro Iterationsschritt.

Aufgrund der Nichtkonvexität der Zielfunktion und der Existenz von (vielen) lokalen Minima wird eine hybride Methode - die Anwendung der Levenberg-Marquardt-Methode zur Suche verschiedener lokaler Minima für stochastisch gewählte Startparametersätze - angewendet. Grundsätzlich wird beobachtet, dass für jeden neuen Startpunkt eine Anzahl von acht Iterationsschritten mit der Levenberg-Marquardt-Methode ausreichend sind, um festzustellen, ob der Startpunkt zu einem lokalen Minimum führt, oder ob diese Iteration aufgrund von Divergenz verworfen werden kann. Der Satz von Materialparametern mit der kleinsten Fehlerquadratsumme - ausgewählt aus allen lokalen Minima und somit als 'optimal' bezeichnet - wird in Tabelle 1 aufgeführt.

μ_{eq} [MPa]	α_{eq} [-]	κ_{eq} [MPa]	$\mu_{neq}^{k=1}$ [MPa]	$\alpha_{neq}^{k=1}$ [-]	$\kappa_{neq}^{k=1}$ [MPa]	$\hat{\tau}^{k=1}$ [s]
0.317966	2.32189	2.03756	1.14988	1.29458	0.888432	2.17529

Tabelle 1: Identifizierte Materialparameter, PU-Klebstoff

3.2.2 Verifikation

Innerhalb der Verifikation werden die simulierten Daten - berechnet mit den optimalen Parametern für das FE-Modell mit 2400 Elementen - mit den experimentell ermittelten Daten, die zur Parameteridentifikation verwendet wurden, verglichen. Hierbei werden die Qualität der identifizierten Parameter sowie die Eignung des konstitutiven Modells, das viskoelastische Verhalten des Materials zu beschreiben, untersucht.

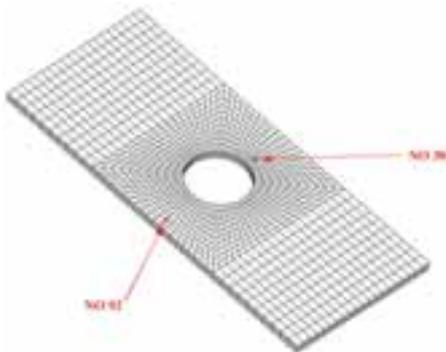


Abb. 6: FE-Modell Model; Repräsentative Identifikationsknoten

Hierfür werden zwei repräsentative Identifikationsknoten aus $N_g = 59$ gewählt. Der erste trägt die Nummer 30, der zweite wurde für die gesamte Diskretisierung mit 118 Identifikationsknoten zurückgespiegelt und trägt die Nummer 92, wie in Abb. 6 dargestellt. Die Verifikation zeigt, dass eine sehr gute qualitative und quantitative Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation beobachtet werden kann (siehe Abb. 7-8).

Bemerkungen:

Ein Elastomer weist immer mehrere verschiedene überlagerte Relaxationseffekte innerhalb des Lang- und verschiedener Kurzzeitbereiche auf, welche nur mittels mehrerer Relaxationsmechanismen simuliert werden können und deren Parameter nur in Verbindung mit verschiedenen Versuchen für diese Zeitbereiche identifiziert werden können. Somit muss erwähnt werden, dass die Gleichgewichts-Parameter, die in der oben aufgeführten Identifi-

kation ermittelt wurden, nur Parameter für einen 'Pseudo-Gleichgewichtszustand' darstellen, welche sich auf einen Zeitbereich beziehen, welcher nicht (viel) länger als das betrachtete Experiment ist. Weiterhin könnten die Versuche zu wenige Informationen über das (viskoelastische) Verhalten unter Druck haben (nur Teile des Probekörpers am Loch weisen eine Druckbelastung auf). Die Gültigkeit des identifizierten Parametersatzes für Belastungszustände, in denen Druck dominiert, wird allerdings in diesem Beispiel nicht untersucht.

Da in dieser Untersuchung nur ein Versuch für einen Probekörper betrachtet wurde, kann keine Folgerung über die Gültigkeit der identifizierten Parameter gemacht werden. Die Methode der Parameteridentifikation für mehrere Versuche wird jedoch in den folgenden Beispielen beschrieben.

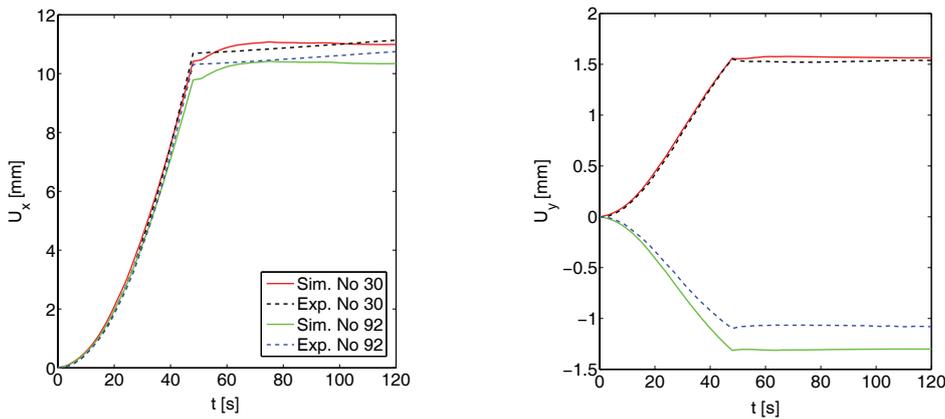


Abb. 7: Ende der Identifikationsiteration. Längs- und Querverschiebungen über der Zeit

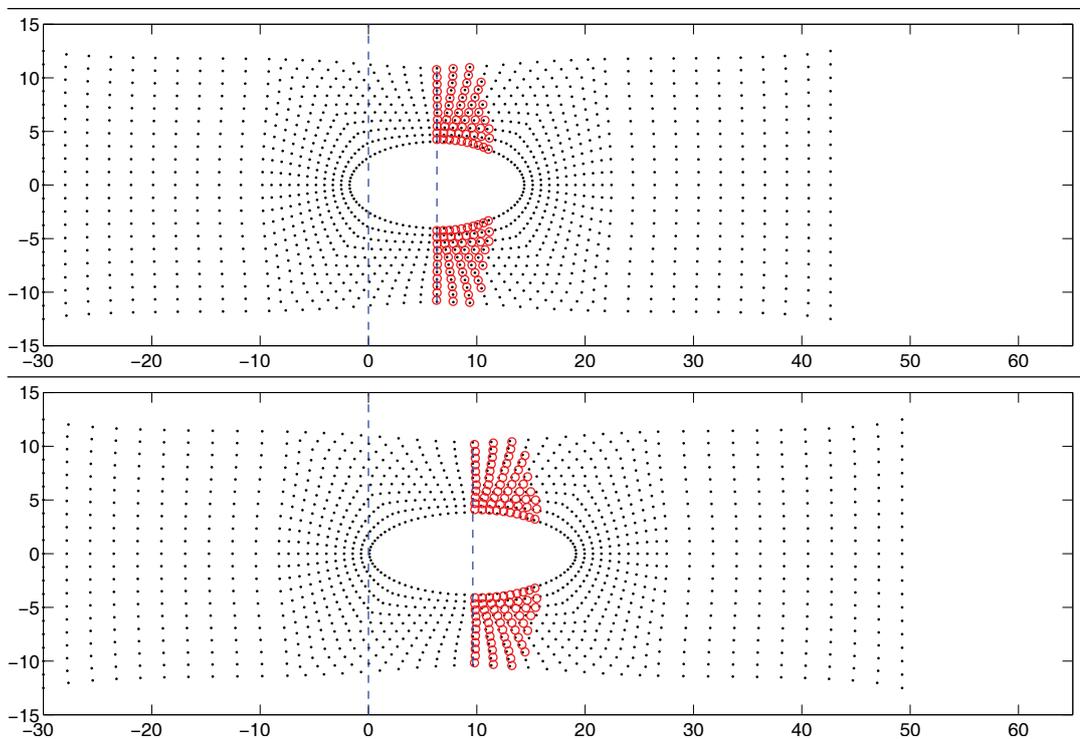


Abb. 8: Ende der Iteration: Interpolierte gemessene Verschiebungen (rot) über den Identifikationsknoten für die Lastschritte 13 (oben) und 40 (unten).

3.3 Polyurethanschäum

In diesem Unterabschnitt wird der Algorithmus für die Identifikation von Materialparametern für das viskoelastische Stoffgesetz mit einem Relaxationsterm präsentiert, in den Daten von drei verschiedenen Versuchen berücksichtigt werden.

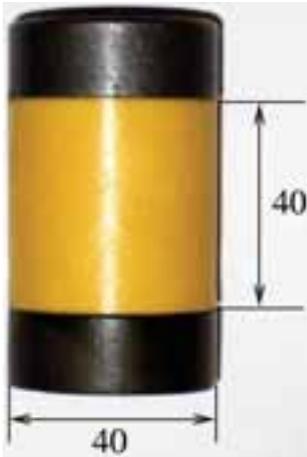


Abb. 9: Probekörper

Das Material ist ein Polyurethanschäum mit einer überwiegend geschlossenen Zellstruktur, der in Druckversuchen untersucht wird (siehe Abb. 10). Die inhomogenen dreidimensionalen Verschiebungsfelder auf der Oberfläche der Probekörper werden mit Hilfe des Verfahrens der Grauwertkorrelation berührungsgelos gemessen. Aufgrund der zellularen Struktur weisen diese Materialien geringe Querdehnungen und eine hohe Volumenkompressibilität auf. Die Probekörper aus dem zellularen Polyurethan werden als gerade Kreiszylinder mit einer Höhe und einem Durchmesser von 40 mm gefertigt (siehe Abb. 9). Um in den Druckversuchen definierte Randbedingungen festzulegen, wurden Stahlzylinder auf beide Enden der Probekörper geklebt. Die Probekörpergeometrie in Verbindung mit ihrer Einspannung wird somit in Druckversuchen zu inhomogenen Spannungszuständen führen.

Eine gebräuchliche Anwendung finden Polyurethanschäume im Automobilbau als Zusatzfedern im Fahrwerk. Für die Simulation dieser Bauteile ist sowohl das Materialverhalten unter kleinen Lasten als auch für extreme Belastungen von Interesse.



Abb. 10: Versuchsaufbau

Basierend auf drei verschiedenen Druckversuchen – durchgeführt an zwei Probekörpern aus verschiedenen Chargen mit der selben Dichte und chemischer Zusammensetzung – sollen die Materialparameter des viskoelastischen Materialgesetzes mit einem Relaxationsmodul identifiziert werden. Die zu Versuchen A, B und C zugehörigen Kraft-Zeit-Kurven sind in Abb. 11 dargestellt, wobei F die Gesamtkraft in Lastrichtung ist. Es ist zu bemerken, dass Versuch C in sechs Lastschritten mit Haltezeiten bis zur annähernd kompletten Spannungsrelaxation belastet wird. Am Ende jeder Haltezeit wird eine Aufnahme mit den CCD-Kameras für die Verschiebungsmessung gemacht.

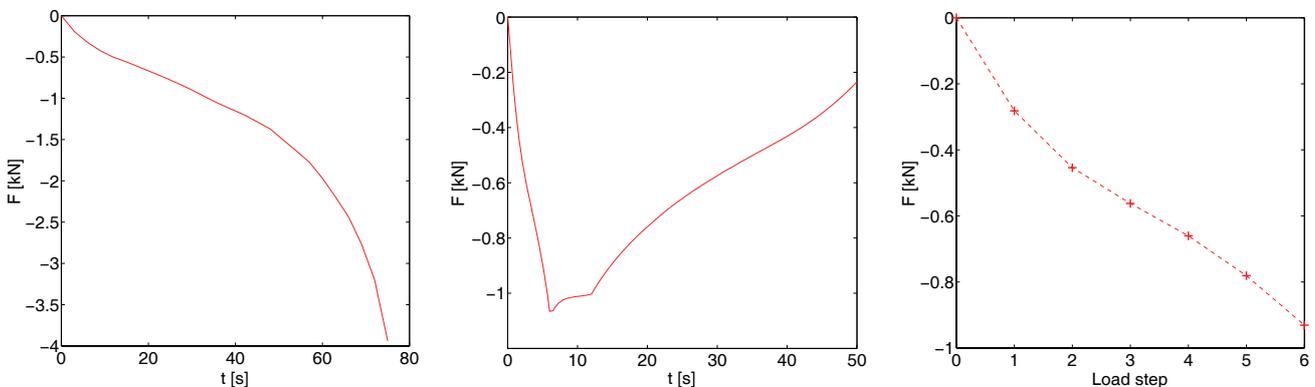
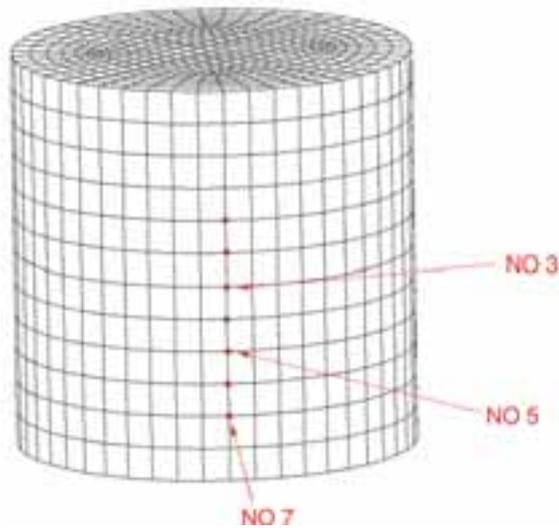


Abb. 11: Gemessene Kraft-Zeit Kurven für die Versuche A (links), B (Mitte) und C (rechts). Diese Kraft-Zeit-Daten werden für die Kraftsteuerung der zugehörigen Simulationen verwendet.

3.3.1 Parameteridentifikation für PU-Schaum

Es ist zu erwähnen, dass im ersten Schritt einer Druckbelastung das Materialverhalten erheblich von der Deformation des Zellvolumens beeinflusst wird und somit vornehmlich über den Fluid-Anteil des Materials dominiert wird. Im weiteren Belastungsverlauf bestimmt maßgeblich der Festkörperanteil das Deformationsverhalten. Für das viskoelastische Materialgesetz wird kein eigener Ansatz für die Beschreibung des mechanischen Verhaltens der zellularen Mikrostruktur gemacht. Es soll jedoch die Anwendbarkeit dieses konstitutiven Gesetzes für PU-Schaum untersucht werden. Ohne den gesamten Relaxationsvorgang für Langzeit-Belastungen zu berücksichtigen wird die Identifikation für das viskoelastische Materialgesetz mit einem Relaxationsterm $N=1$ in Gleichg. (5) durchgeführt.



Für die Simulation der Versuche wird eine FE-Diskretisierung des Probekörpers mit 1296 Hexaeder-Standard-Verschiebungselementen (Q1) verwendet. Für das FE-Modell werden die zugehörigen Randbedingungen sowie Symmetriebedingungen in radialer Richtung aufgebracht und somit wird nur ein Viertel der Grundfläche diskretisiert. Abb. 12 zeigt das gesamte FE-Netz mit der Diskretisierung des entsprechenden FE-Modells mit 1296 Elementen. Die gemessenen Verschiebungen in Radial- und Längsrichtung werden linear auf die Identifikationsknoten interpoliert. Die entsprechenden FE-Simulationen sind kraftgesteuert basierend auf den gemessenen Kräften (siehe Abb. 11).

Um die drei Versuche vergleichbar für die spätere Identifikation zu machen werden identische Identifikationsknoten für alle drei Tests gewählt.

Abb. 12: Gesamtes FEM-Modell; Identifikationsknoten

Um alle Parameter für die Versuche A, B und C gleichzeitig zu identifizieren, wird folgender Fehlerquadratansatz

$$f(\kappa) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_g} \left[\underbrace{\sum_{j=1}^{T_A} [\mathbf{w}_{ij} \cdot [\bar{u}_{ij}(\kappa) - \bar{u}_{ij}^{exp}]]^2}_A + \underbrace{\sum_{k=1}^{T_B} [\mathbf{w}_{ik} \cdot [\bar{u}_{ik}(\kappa) - \bar{u}_{ik}^{exp}]]^2}_B + \underbrace{\sum_{l=1}^{T_C} [\mathbf{w}_{il} \cdot [\bar{u}_{il}(\kappa) - \bar{u}_{il}^{exp}]]^2}_C \right]$$

verwendet.

Es sind T_A , T_B und T_C die betrachteten Anzahlen an Zeitschritten für die drei Versuche. In Versuch A beträgt die Anzahl an Zeitschritten $T_A=25$ mit einer Zeitschrittweite von $\Delta t=3$ s. Für Versuch B entspricht die Anzahl an Zeitschritten $T_B=100$ mit einer Zeitschrittweite von $\Delta t=0.5$ s. In Versuch C liegt eine gesamte Anzahl von 6 Zeitschritten vor, in der wir eine Zeitschrittweite von $\Delta t \rightarrow \infty$ setzen (siehe oben), was bedeutet, dass für die Simulation dieser Schritte nur die Gleichgewichtsterme beitragen. Darüber hinaus bezeichnet N_g die Anzahl an Identifikationsknoten, welche identisch für alle Versuche ist und für die FE-Diskretisierung mit 1296 Elementen $N_g=7$ beträgt. Es folgt, dass die Anzahl an Termen in der Fehlerquadratsumme sich auf $7 \times [25+100+6] \times 2 = 1834$ pro Iterationsschritt des Optimierungsalgorithmus‘ summiert.

Es muss berücksichtigt werden, dass die Längsverschiebungen deutlich größer als die Radialverschiebungen sind. Des Weiteren sollen bestimmte Zeitschritte innerhalb der jeweiligen Versuche hervorgehoben werden. Ebenfalls müssen – u.a. aufgrund der unterschiedlichen Gesamtanzahlen an Zeitschritten in den Versuchen – die Versuche untereinander gewichtet werden. Somit werden die Wichtungsmatrizen \mathbf{W}_{ij} , \mathbf{W}_{ik} und \mathbf{W}_{il} , welche sich auf jeden individuellen Zeitschritt und zugehörige Verschiebungsrichtungen beziehen, eingeführt. Es ist zu bemerken, dass verschiedene Wichtungen zu verschiedenen Lösungen führen.

Der Parametersatz, der für alle ermittelten lokalen Minima zur kleinsten Fehlerquadratsumme führt wird in Tabelle 2 aufgeführt.

μ_{eq} [MPa]	α_{eq} [-]	κ_{eq} [MPa]	$\mu_{neq}^{k=1}$ [MPa]	$\alpha_{neq}^{k=1}$ [-]	$\kappa_{neq}^{k=1}$ [MPa]	$\hat{\tau}^{k=1}$ [s]
0.77276	1.77816	1.16421	0.72819	10.04931	10.17078	0.21958

Tabelle 2: Identifizierter Parametersatz, PU-Schaum

3.3.2 Verifikation für PU-Schaum

Für die Verifikation werden aus $N_g = 7$ drei repräsentative Identifikationsknoten gewählt, welche die Nummern 3, 5 und 7 tragen. In Abb. 13-15 wird die Simulation für den identifizierten Parametersatz den experimentell ermittelten Daten gegenübergestellt. Dabei bezeichnen U_z und U_r die Verschiebungen in Längs- bzw. Radialrichtung. In den jeweils rechts dargestellten Bildern wird für den genannten Zeitschritt das interpolierte gemessene Verschiebungsfeld (rechte Hälfte, blaue Marker) mit dem simulierten Verschiebungsfeld (linke Hälfte, rote Marker) verglichen. Es ist anzumerken, dass die optischen Messungen nicht die komplette Probe nach oben und unten bis zu den Einspannungen berücksichtigen können.

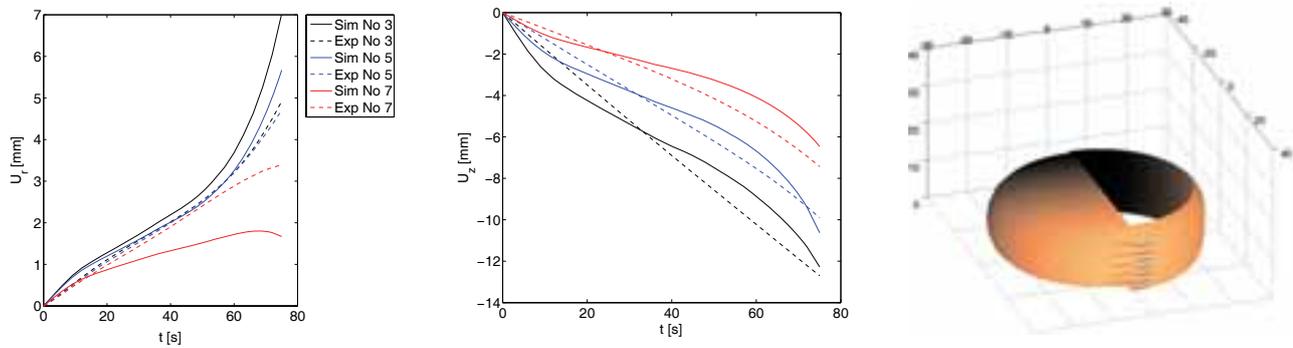


Abb. 13: Verifikation für Versuch A: Links und Mitte: Verschiebungen über der Zeit für drei repräsentative Identifikationsknoten. Rechts: Zeitschritt 25

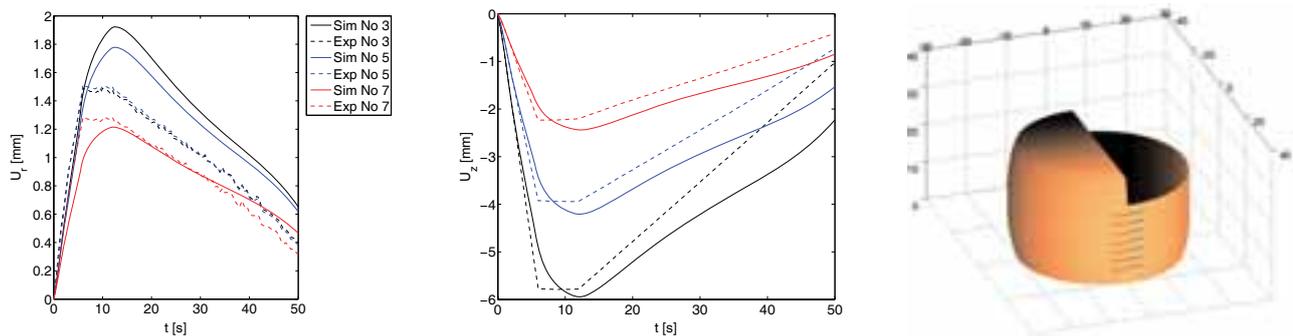


Abb. 14: Verifikation für Versuch B: Links und Mitte: Verschiebungen über der Zeit für drei repräsentative Identifikationsknoten. Rechts: Zeitschritt 24

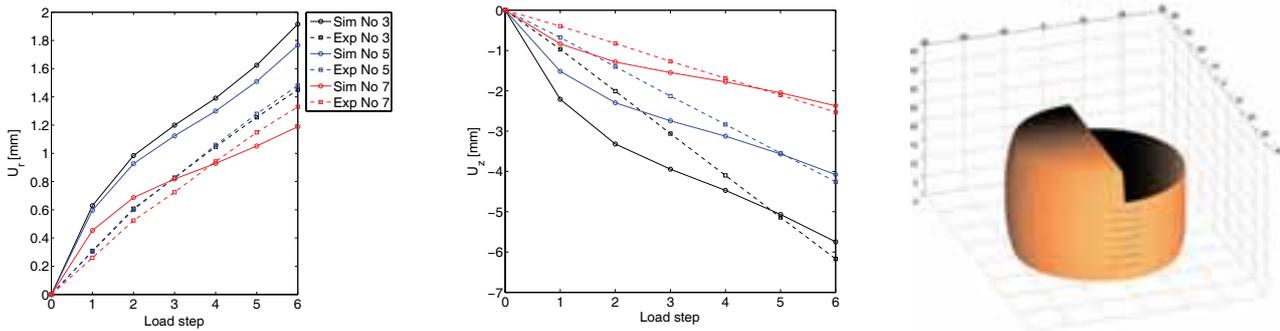


Abb. 15: Verifikation für Versuch C: Links und Mitte: Verschiebungen über der Zeit für drei repräsentative Identifikationsknoten. Rechts: Lastschritt 6

3.4 Kompaktes Polyurethan

In diesem Beispiel wird die Parameteridentifikation für ein kompaktes Polyurethan, welches innerhalb verschiedener Zeitbereiche belastet wird, beschrieben. Die grundlegenden Beobachtungen, die in einem Kurzzeit- und einem Langzeit-Relaxationsversuch sowie einem Kurzzeitversuch mit einem Lastzyklus gemacht werden, motivieren die Auswahl einer Struktur des o.g. viskoelastischen Materialmodells mit zwei Relaxationsmodulen. Unter Anwendung der Methode der gleichzeitigen Identifikation für mehrere Versuche können hierbei die experimentellen Lastaufbringungszeiten in Langzeitversuchen zeitlich abgekürzt werden, und die Prozedur zur Parameteridentifikation bezieht sich nun auf experimentelle Daten von Kurz- und Langzeitversuchen, ohne dass die Parameter entsprechend dieser Zeitbereiche separiert werden müssen.



Abb. 16: Probekörper PU D44

Die Probekörper des kompakten Polyurethans mit der Handelsbezeichnung PU D44 werden in Platten gefertigt. Für die Messung der zweidimensionalen Verschiebungsfelder auf der Oberfläche der Probe wird die Methode der Grauwertkorrelation verwendet. Es wird folgendes Versuchsprogramm durchgeführt: **Versuch A** ist ein Zugversuch mit einem Lastzyklus; **Versuch B** ist ein Relaxationsversuch; **Versuch C** ist ein Langzeitversuch mit sechs Halteschritten. Am Ende jedes Halteschrittes wird für die Verschiebungsmessung eine Aufnahme der Probe mit der CCD-Kamera gemacht.

Die zugehörigen Kraft-Zeit-Kurven für die Versuche A, B und C sind in Abb. 17 dargestellt, wobei F die Gesamtkraft in Lastrichtung ist.

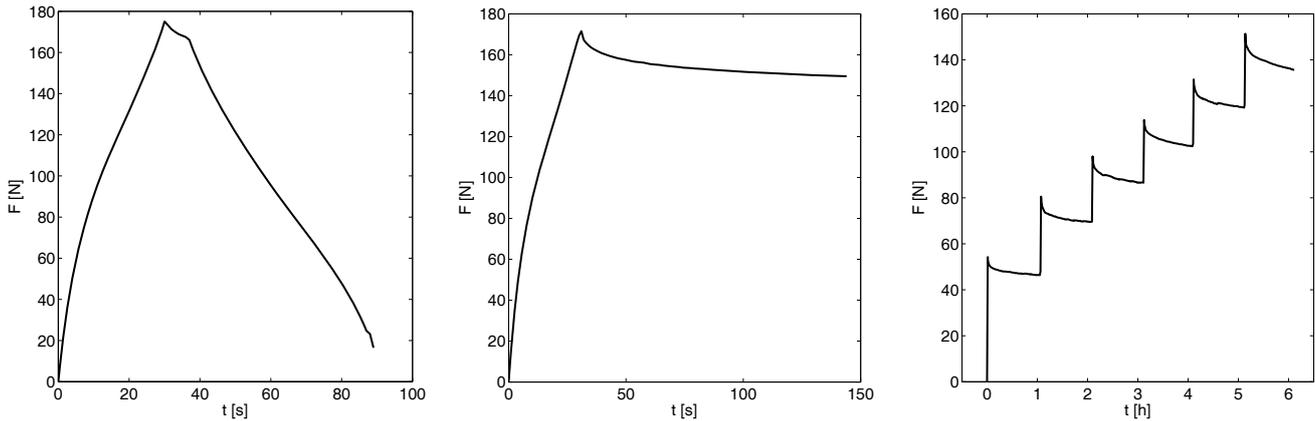


Abb. 17: Gemessene Kraft-Zeit-Kurven für die Versuche A (links), B (Mitte) und C (Rechts). Diese Kraft-Zeit-Daten werden für die Kraftsteuerungen der zugehörigen Simulationen verwendet.

3.4.1 Parameteridentifikation

Es werden zwei Relaxationsterme $N = 2$ für das viskoelastische Materialmodell implementiert (siehe Gleichung (5)). Vier FE-Diskretisierungen des Probekörpers mit achtknotigen ‘enhanced elements’ (Q1E9) werden innerhalb einer *Multi-Level-Strategie* [11] (siehe oben) verwendet.

Dabei werden die Symmetriebedingungen in Längs- und Querrichtung für die FE-Modelle angewendet und somit werden nur die Hälfte der Breite und der Dicke diskretisiert. Mittels Triangulation werden die gemessenen Verschiebungen linear auf die Identifikationsknoten interpoliert. Um die drei Versuche vergleichbar für die spätere Identifikation zu machen, werden identische Identifikationsknoten für alle drei Tests gewählt.

Zur gleichzeitigen Identifikation der Parameter für die Versuche A, B und C wird der Fehlerquadratansatz

$$f(\kappa) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_{gr}} \left[\underbrace{\sum_{j=1}^{T_A} [\mathbf{w}_{ij} \cdot [\bar{\mathbf{u}}_{ij}(\kappa) - \bar{\mathbf{u}}_{ij}^{exp}]]^2}_A + \underbrace{\sum_{k=1}^{T_B} [\mathbf{w}_{ik} \cdot [\bar{\mathbf{u}}_{ik}(\kappa) - \bar{\mathbf{u}}_{ik}^{exp}]]^2}_B + \underbrace{\sum_{l=1}^{T_C} [\mathbf{w}_{il} \cdot [\bar{\mathbf{u}}_{il}(\kappa) - \bar{\mathbf{u}}_{il}^{exp}]]^2}_C \right]$$

angewendet. Zur Wichtung der Lastschritte und der Verschiebungsrichtungen werden die Matrizen \mathbf{W}_{ij} , \mathbf{W}_{ik} und \mathbf{W}_{il} einbezogen. Da bei Versuch C die Verschiebungen der Einspannung während der einzelnen Halteschritte festgehalten werden, wird für die Parameteridentifikation das am Ende jeden Halteschrittes gemessene Verschiebungsfeld für 77 Stützstellen verwendet. Obwohl die ersten 76 Stützstellen keine exakten Messdaten darstellen, können diese genutzt werden, die Verschiebungsfelder mit einer hinreichenden Genauigkeit wiederzugeben. Diese kleine Verminderung der Genauigkeit wird mittels kleinerer Wichtungen für die ersten 76 Stützstellen jeder Haltezeit berücksichtigt.

Der Parametersatz, der für alle ermittelten lokalen Minima in *Level 4* zur kleinsten Fehlerquadratsumme führt, ist in Tabelle 3 aufgeführt. Es ist zu bemerken, dass für die FE-Diskretisierung mit 2400 Elementen bei *Level 4* die Anzahl an Termen in der Fehlerquadratsumme – also die Anzahl an verglichenen Mess- und Simulationsdaten – sich auf 322480 pro Lastschritt beläuft.

μ_{eq}	α_{eq}	κ_{eq}	$\mu_{neq}^{k=1}$	$\alpha_{neq}^{k=1}$	$\kappa_{neq}^{k=1}$	$\hat{\tau}^{k=1}$	$\mu_{neq}^{k=2}$	$\alpha_{neq}^{k=2}$	$\kappa_{neq}^{k=2}$	$\hat{\tau}^{k=2}$
[MPa]	[-]	[MPa]	[MPa]	[-]	[MPa]	[s]	[MPa]	[-]	[MPa]	[s]
1.6618	2.4688	8.9079	3.0272	1.5599	0.1694	4.5530	2.0773	1.1795	0.6390	9806.90

Tabelle 3: Identifizierter Parametersatz, kompaktes PU

Für die Verifikation werden zwei repräsentative Identifikationsknoten aus $N_g = 116$ gewählt, die die Nummern 60 und 103 tragen (siehe Abb. 18).

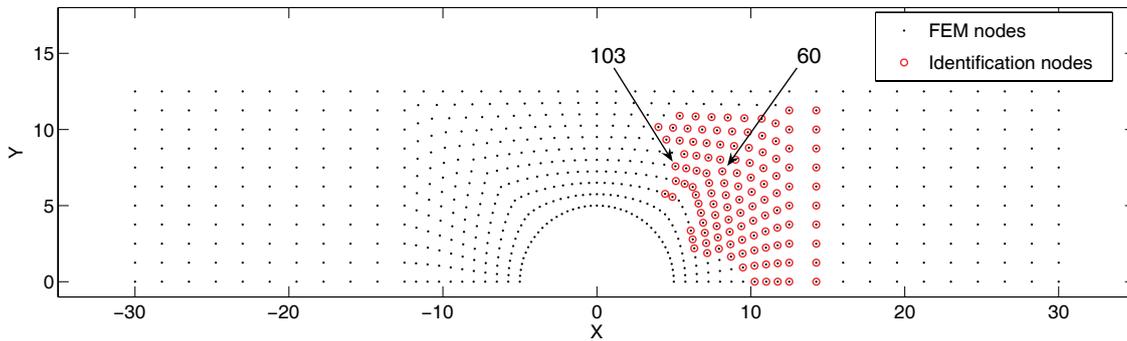


Abb. 18: Identifikationsknoten für die Versuche A, B und C für das FE-Modell mit 2400 Elementen; Repräsentative Identifikationsknoten 60 und 103

Die Verifikation zeigt, dass die vorgeschlagene Verfahrensweise eine gute Übereinstimmung zwischen experimentellen und simulierten Verschiebungsdaten für alle betrachteten Experimente liefert. Darüber hinaus sind durch den Einsatz dieser Methode zeitaufwendige Langzeitversuche bis zur völligen Spannungsrelaxation nicht weiter notwendig.

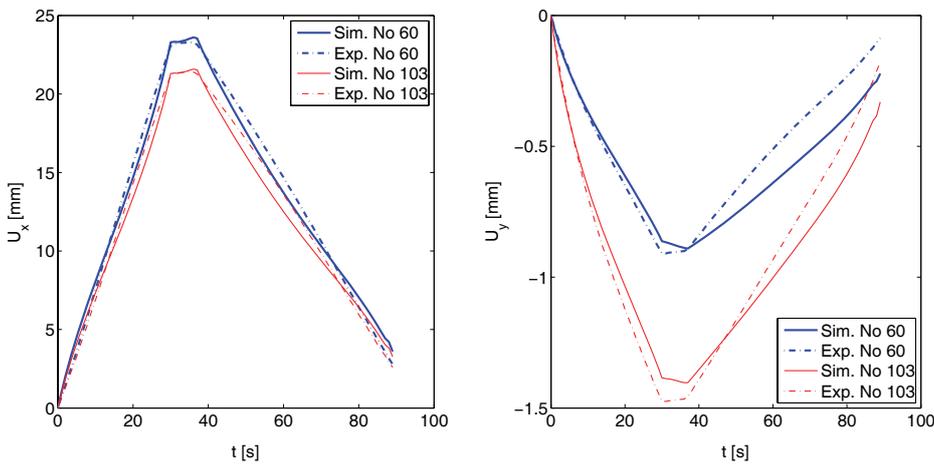


Abb. 19: Verifikation für Versuch A

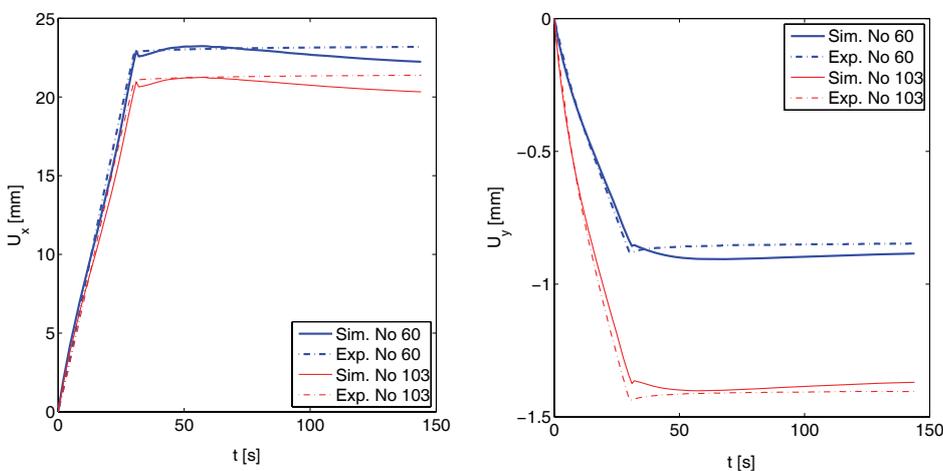


Abb. 20: Verifikation für Versuch B

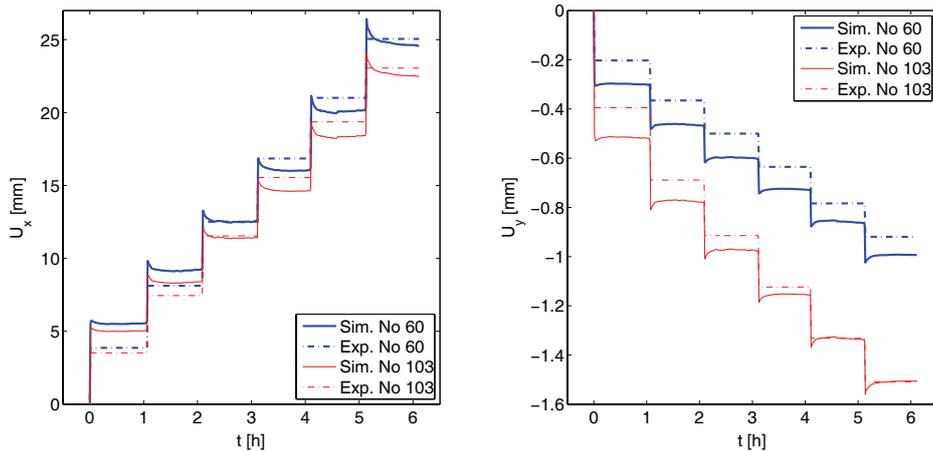


Abb. 21: Verifikation für Versuch C

4 Parameteridentifikation für ‘von Mises Plastizität’

Für die Parameteridentifikation des hier betrachteten Aluminiumgusses werden die Verschiebungsfelder von drei Probekörpern in drei Zugversuchen A, B und C gemessen. Die Inhomogenität des Spannungszustands wird bei diesen Probekörpern gezielt durch eine Bohrung hervorgerufen und somit gleichzeitig der Ort der Einschnürung definiert.



Abb. 22: Versuchsprobe mit stochastischem Muster

Damit bei der späteren Identifikation sicher zwischen den rein elastischen und plastischen Anteilen der Deformation unterschieden werden kann, wird für alle drei Versuche ein Versuchsprogramm mit einer (elastischen) Entlastung gewählt. Die experimentellen Ergebnisse sind die Kraft-Zeit Kurven, wobei F die totale Kraft in Lastrichtung darstellt, und die zweidimensionalen Verschiebungen der Messpunkte in Längs- (x) und Querrichtung (y) auf dem betrachteten Bereich der Oberfläche der Probekörper.

4.1 Parameteridentifikation

Das mechanische Verhalten des betrachteten Aluminium Gusswerkstoffs wird mit ‘von Mises Plastizität’ mit isotroper Sättigungsverfestigung und assoziierter Fließregel simuliert [7]. Bei dieser Formulierung setzt plastisches Fließen ein, wenn die zweite Invariante $J_2^{dev} = \frac{1}{2} \|\sigma^{dev}\|^2$ des deviatorischen Anteils σ^{dev} der Cauchy-Spannungen den Wert $\frac{1}{3} h^2$ erreicht, somit lautet die Fließfunktion $\Phi = \|\sigma^{dev}\| - \sqrt{2/3} h$. Das Verfestigungsgesetz wird definiert durch $h = y_0 + H \alpha + [y_\infty - y_0] [1 - \exp(-\omega \alpha)]$ mit der verzerrungsähnlichen Variablen α . Der Satz von Materialparametern für das verwendete Stoffgesetz lautet $\kappa = [E, \nu, y_0, y_\infty, \omega, H]$. Hierbei ist E der Elastizitätsmodul, ν die Querkontraktionszahl, H der lineare Verfestigungsmodul, ω der exponentielle Verfestigungsmodul, y_0 die Fließspannung zu Beginn (der jungfräulichen Probe) und y_∞ die Fließspannung bei Sättigung.

Bei der 'von Mises Plastizität' wird der dreidimensionale Spannungszustand anhand der eindimensionalen Vergleichsspannung $\sigma_e = \sqrt{3/2} \|\sigma^{dev}\|$ mit der eindimensionalen Fließspannung h verglichen. Da für die folgende Parameteridentifikation Messdaten für inhomogene Verzerrungszustände und somit mehrachsige Spannungszustände verwendet werden, wird die Anwendbarkeit der 'von Mises Plastizität' für den betrachteten Gusswerkstoff überprüft.

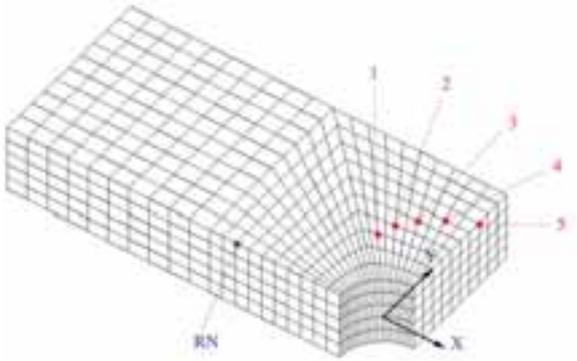


Abb. 23: FE-Modell; repräsentative Identifikationsknoten

Für die Parameteridentifikation müssen Effekte wie das Rutschen in der Einspannung und der Einfluss der Maschinensteifigkeit ausgeschlossen werden können. Deshalb werden innerhalb des Identifikationsalgorithmus' die gemessenen und die simulierten Verschiebungen relativ zu einem Identifikationsknoten I_{rel} berechnet (siehe Abb. 23 (RN)). Hierbei kann die Messung des Verschiebungsfeldes auf einen Ausschnitt des Probestückes beschränkt werden. Darüber hinaus muss das FE-Modell in der Länge nur so weit diskretisiert werden, bis ein näherungsweise homogener Spannungszustand in ausreichendem Abstand zu der Bohrung angenommen werden kann. Diese Vorgehensweise erlaubt eine äquivalente

Krafteinleitung in der FE Simulation in Analogie zum Experiment. Für die Simulation der Versuche wird eine FE Diskretisierung des Probestückes mit 1500 achtknotigen Enhanced-Elementen (Q1E9) verwendet. Aufgrund der Symmetrie der Geometrie der Probestückes wird nur die Hälfte der Breite, die Hälfte der Länge und die Hälfte der Dicke diskretisiert (siehe Abb. 23). Die Randbedingungen werden unter Einhaltung der oben genannten Symmetriebedingungen in Übereinstimmung mit dem Experiment gesetzt. Die gemessenen Verschiebungen werden auf die Identifikationsknoten mittels Triangulation interpoliert. Um die drei Versuche A, B und C vergleichbar zu machen, werden für alle drei Versuche identische Identifikationsknoten verwendet.

4.1.1 Parameteridentifikation für relative Verschiebungen

Für jeden Lastschritt j und für alle Identifikationsknoten i werden die Differenzen von den Verschiebungen zum Identifikationsknoten I_{rel} gebildet (für I_{rel} sei $i = i_r$). Somit betragen bei jedem Lastschritt j die relativen Verschiebungen für die FE-Simulation $\bar{\mathbf{u}}_{i,j}(\kappa) - \bar{\mathbf{u}}_{ij}(\kappa)$ und für die interpolierten gemessenen Verschiebungen $\bar{\mathbf{u}}_{i,j}^{exp} - \bar{\mathbf{u}}_{ij}^{exp}$. Zur Parameteridentifikation für einen einzelnen Versuch wird somit die folgende Zielfunktion verwendet

$$f(\kappa) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^T \sum_{j=1}^N \left[\left[\bar{\mathbf{u}}_{i,j}(\kappa) - \bar{\mathbf{u}}_{ij}(\kappa) \right] - \left[\bar{\mathbf{u}}_{i,j}^{exp} - \bar{\mathbf{u}}_{ij}^{exp} \right] \right]^2 \quad (12)$$

Für die gleichzeitige Berücksichtigung der drei Versuche A, B und C wird folgende Zielfunktion eingeführt

$$f^{ABC}(\kappa) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_g} \left(\underbrace{\sum_{j=1}^{T_A} \left[\left[\bar{\mathbf{u}}_{i,j}(\kappa) - \bar{\mathbf{u}}_{ij}(\kappa) \right] - \left[\bar{\mathbf{u}}_{i,j}^{exp} - \bar{\mathbf{u}}_{ij}^{exp} \right] \right]^2}_{A(P83)} + \underbrace{\sum_{k=1}^{T_B} \left[\left[\bar{\mathbf{u}}_{i,k}(\kappa) - \bar{\mathbf{u}}_{ik}(\kappa) \right] - \left[\bar{\mathbf{u}}_{i,k}^{exp} - \bar{\mathbf{u}}_{ik}^{exp} \right] \right]^2}_{B(P84)} + \underbrace{\sum_{l=1}^{T_C} \left[\left[\bar{\mathbf{u}}_{i,l}(\kappa) - \bar{\mathbf{u}}_{il}(\kappa) \right] - \left[\bar{\mathbf{u}}_{i,l}^{exp} - \bar{\mathbf{u}}_{il}^{exp} \right] \right]^2}_{C(P85)} \right) \quad (13)$$

Die drei Versuche haben die gleiche Anzahl an Lastschritten $T_A = T_B = T_C = 80$ sowie die gleiche Anzahl an Identifikationsknoten $N_g = 159$. Die Simulation der Verschiebungsfelder $\bar{\mathbf{u}}_{ij}(\kappa)$, $\bar{\mathbf{u}}_{ik}(\kappa)$ und $\bar{\mathbf{u}}_{il}(\kappa)$ der drei Versuche ist kraftgesteuert mit den gemessenen Kräften der zugehörigen realen Experimente. Es ist zu bemerken, dass sich die Anzahl an Termen in der Zielfunktion auf 76320 pro Iterationsschritt des Optimierungsalgorithmus' beläuft: In der Zielfunktion gehen für 159 Identifikationsknoten bei 3 Versuchen mit jeweils 80 Lastschritten die gemessenen und simulierten Verschiebungen in jeweils 2 Richtungen ein.

4.1.2 Verifikation

Die Diagramme in Abb. 24 zeigen die Kraft über den relativen Verschiebungen für die drei Versuche A, B und C, wobei sich die dargestellten Kurven jeweils auf die in Abbildung 2 markierten Identifikationsknoten 1-5 beziehen. U_x und U_y sind die relativen Verschiebungen in Längs- bzw. in Querrichtung.

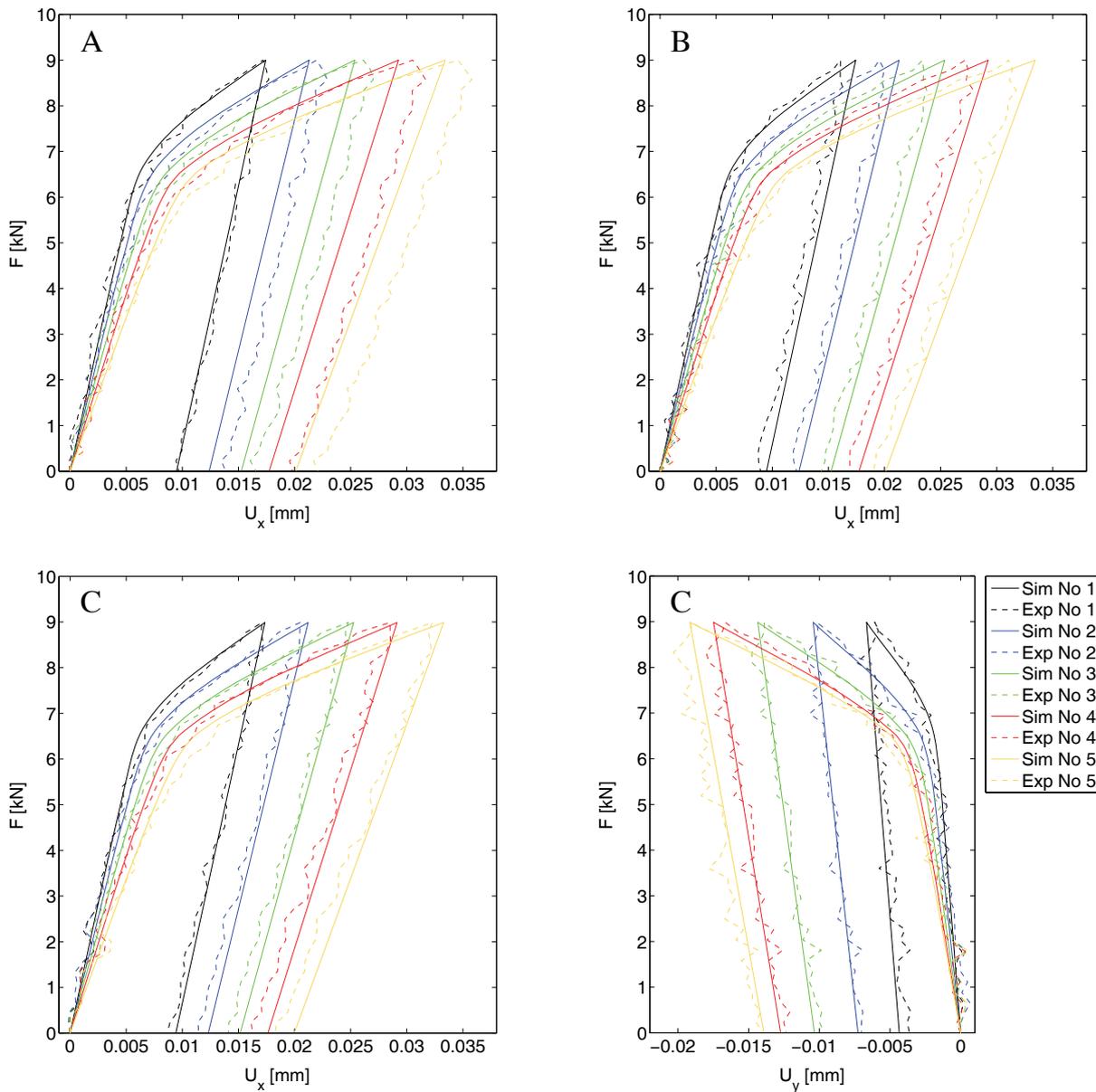


Abb. 24: Verifikation: Oben: Versuche A und B; Unten: Versuch C

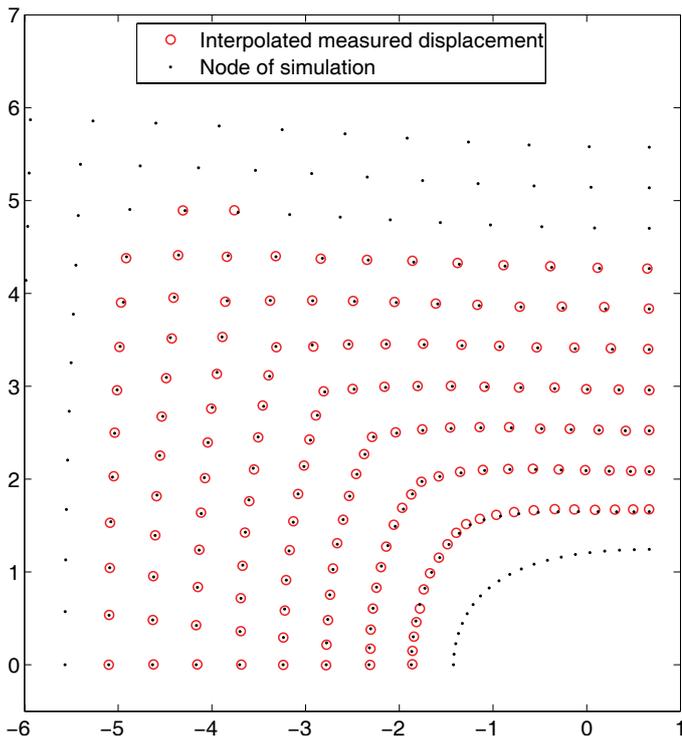


Abb. 25: Verifikation für Versuch C bei Lastschritt 40; Die Verschiebungen wurden für diese Darstellung mit dem Faktor 20 skaliert.

Abb. 25 zeigt die Verifikation für alle Identifikationsknoten bei Versuch C bei Lastschritt 40. Zur deutlicheren Darstellung wurden die interpolierten experimentellen und die simulierten Verschiebungen hier mit dem Faktor 20 skaliert. Die Verifikation zeigt, dass das Stoffgesetz geeignet ist, das mechanische Verhalten des betrachteten Gusswerkstoffes qualitativ und quantitativ hinreichend genau zu simulieren. Die berechneten inhomogenen Verschiebungen im Bereich der Bohrung, welche aus dem mehrachsigen Spannungszustand resultieren, stimmen sehr gut mit den jeweiligen experimentell bestimmten Verschiebungen überein. Weiterhin wird deutlich, dass die Minimierung der Zielfunktion einen Parametersatz liefert, der die Simulationen für die jeweiligen Experimente über die drei Versuche mittelt. Somit ist diese Vorgehensweise geeignet, die Streuungen der experimentellen Daten zu berücksichtigen.

5 Zusammenfassung

Die Finite-Elemente-Methode ermöglicht genaue Vorhersagen des mechanischen Verhaltens von Bauteilen nur dann, wenn ein geeignetes Materialgesetz verwendet und die zugehörigen Materialparameter für den betrachteten Werkstoff bekannt sind. Ein gängiges Verfahren ist die Ermittlung von Materialparametern auf direktem Weg aus Zugversuchen mit homogenen Verzerrungszuständen an Standard-Prüfkörpern. Die hierbei ermittelten Parameter lassen sich jedoch oftmals nur unzureichend für die Simulation des Verformungsverhaltens komplexer Bauteilgeometrien einsetzen. Um auch mehraxiale Verzerrungszustände hinreichend genau simulieren zu können, ist es notwendig, die Parameter anhand von inhomogenen Verschiebungsfeldern zu identifizieren [4].

Um Streuungen von experimentellen Daten berücksichtigen und eine höhere Zuverlässigkeit der Parameter gewährleisten zu können, müssen mehrere Versuche in die Identifikation eingehen. Nur die Verwendung experimenteller Daten, die alle mechanischen Vorgänge ansprechen, welche das konstitutive Gesetz simulieren kann, kann Instabilitäten in der Lösung vermeiden. Die aufgeführte Methode der simultanen Identifikation aller Parameter für mehrere Versuche führt zu einem Parametersatz, welcher allen Versuchen gleich gut gerecht wird.

Literatur

- [1] B. Kleuter, A. Menzel, and P. Steinmann. Generalized Parameter Identification for Finite Viscoelasticity. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, 196:3315-3334, 2007.
- [2] U. Pfaff, G. Bednarek, B. Kleuter, P. Steinmann, Parameteridentifikation für Getriebegehäuse - FE-Simulation einer Aluminium-Druckguss-Legierung. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 03/2008.
- [3] M. Bosseler, B. Kleuter, R. Renz, P. Steinmann. Experiment and Parameter Identification for the Simulation of Compact und Cellular PUR. *Kautschuk Gummi Kunststoffe*, 2007:597-607.
- [4] R. Mahnken und E. Stein. A unified approach for parameter identification of inelastic material models in the frame of the finite element method. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, 136:225-258, 1996.
- [5] R. Mahnken. Identification of Material Parameters for Constitutive Equations. *Encyclopedia of Computational Mechanics*, 2:637-655, Wiley, 2004.
- [6] D. Winter. *Optische Verschiebungsmessung nach dem Objektrasterprinzip mit Hilfe eines flächenorientierten Ansatzes*. Dissertation, Universität Braunschweig, 1993.
- [7] J.C. Simo und T.J.R. Hughes. *Computational Inelasticity*. Springer, 1998.
- [8] S. Govindjee und S. Reese, A presentation und comparison of two large deformation viscoelasticity models, *ASME J. Eng. Mat. Tech.*, 119 (1997) 251-255.
- [9] R. W. Ogden, *Non-Linear Elastic Deformations*, Dover (1984).
- [10] S. Reese und S. Govindjee, A theory of finite viscoelasticity und numerical aspects, *Int. J. Solids Struct.* 35 (1998) 3455-3482.
- [11] R. Mahnken und E. Stein, Parameter identification for finite deformation elasto-plasticity in principal directions, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, 147 (1997) 17-39.

Autoren

Bernd Kleuter, Marc Bosseler
 PARSOLVE, Marc Bosseler & Dr. Bernd Kleuter GbR
 Konrad-Adenauer-Straße 7
 67663 Kaiserslautern
 E-Mail: contact@parsolve.de
 WWW.: <http://parsolve.de>

Danksagungen:

Die Messwerte für das Beispiel des Polyurethan-Klebstoffes (Unterabschnitt 3.2) wurde von der Arbeitsgruppe Werkstoff- und Oberflächentechnik (AWOK) unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. P. Geiß, TU Kaiserslautern, bereitgestellt. Die Beispiele in den Unterabschnitten 3.3 und 3.4 wurden in den Komplementärprojekten "Viskoelastische Materialien bei großen Verformungen: Experiment und Parametererfassung" (RPE, TU Kaiserslautern) und "Viskoelastische Materialien bei großen Verformungen: Modellbildung und Parameteridentifikation" (LTM, TU Kaiserslautern) von den Autoren erarbeitet. Bei der 'Stiftung Rheinland-Pfalz für Innovation' möchten wir uns für die Förderung dieser Projekte bedanken. Das Beispiel des Aluminiumgusses wurde von den Autoren an der TU Kaiserslautern (LTM) in Zusammenarbeit mit der General Motors Powertrain-Germany GmbH erarbeitet.

Unzulänglichkeiten von Balkentheorien und -elementen für die Beschreibung hochfrequenter Biegewellenausbreitung in Fahrzeugstrukturen

Marinus Luegmair

Institut für Angewandte Forschung, Ingolstadt,
Lehrstuhl für Messtechnik und Sensorik, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg

Die körperschallbasierte Crasherkenkung nutzt das während der Deformation im Crash entstehende Körperschallsignal zur Unterscheidung verschiedener Unfallszenarien. Da die Messung des Signals aber nicht am Entstehungsort in der Fahrzeugfront, sondern in der Fahrzeugmitte erfolgt, wird die Fahrzeugstruktur zur Signalleitung verwendet. Entsprechend verändert das dynamische Verhalten der Struktur das Körperschallsignal. Deshalb ist es für die Anwendung der körperschallbasierten Crasherkenkung so wichtig das hochfrequente Körperschallübertragungsverhalten einer Fahrzeugstruktur zu kennen.

Üblicherweise werden das dynamische Verhalten und die Wellenausbreitung mit einfachen Balken- und Plattentheorien und korrespondierenden finiten Elementen untersucht. Aber im Frequenzbereich bis 20 kHz ergeben sich viele Ungenauigkeiten bei dieser Betrachtung.

Im Folgenden werden kurz die bekannten Ungenauigkeiten erwähnt. Der Schwerpunkt liegt aber bei einem unbekanntem Effekt der nur bei dünnwandigen Hohlprofilen auftritt. Hier wird das hochfrequente dynamische Verhalten des Balkens von den Eigenfrequenzen der Seitenwände, analog zur Platten-schwingung, dominiert. Dies kann mit einfachen Balkentheorien oder -elementen nicht beschrieben werden und führt zu entsprechend starken Fehlern in der Abbildung des realen Verhaltens.

1 Körperschallbasierte Crasherkenkung

1.1 Problemstellung

Die Unterscheidung von verschiedenen Crashszenarien wird heutzutage durch die Messung und Auswertung der niederfrequenten Fahrzeugverzögerung durchgeführt. Diese Methodik benötigt aber eine relativ lange Zeit um zwei, im Verzögerungsverlauf besonders ähnliche Fälle, zu unterscheiden. Zum einen den langsam gegen ein hartes Hindernis gefahrenen AZT (Allianz Zentrum für Technik) Test der der Versicherungseinstufung dient; zum anderen der schnell gegen ein weiches Hindernis gefahrene ODB (Offset Deformable Barrier) Test, der die Kollision mit einem anderen Fahrzeug simuliert (Abbildung 1).

Beim ersten Test darf der Airbag auf keinen Fall auslösen da dies zu enormen Reparaturkosten und somit zu einer sehr hohen Versicherungseinstufung führen würde. Beim zweiten Test muss dagegen der Airbag unbedingt gezündet werden, da die Insassen nur so vor lebensgefährlichen Verletzungen geschützt werden können [1].



Abb. 1: Mittels der Verzögerungsmessung als Basis der Crashdiskriminierung schwer zu trennende Lastfälle: Der langsam gegen eine starre Barriere gefahrene AZT-Test (links) und der schnell gegen eine weiche Barriere gefahrene ODB-Test (rechts) [2]

Der ähnliche Verzögerungsverlauf in der Anfangsphase beider Crashfälle führt dazu, dass bis zu einer sicheren Unterscheidung wertvolle Zeit verstreicht. Könnte die Entscheidung früher gefällt werden so könnte diese Zeit genutzt werden um den Airbag optimaler aufzublasen. Somit würde das Verletzungsrisiko für die Insassen weiter sinken.

1.2 Lösungsansatz

Um die sichere Unterscheidung der beiden kritischen Lastfälle früher vornehmen zu können müssen zusätzliche Informationen als Entscheidungsgrundlage zur Verfügung gestellt werden.

Hierzu bietet es sich an, den Messbereich des Verzögerungssensors über den üblichen Bereich von 400 Hz hinaus, bis über 20 kHz, zu erweitern (Abbildung 2). Dies ermöglicht es den während des Crash entstehenden Körperschall zu messen. Somit steht eine zusätzliche Information, basierend auf einem bisher nicht genutzten physikalischen Effekt zur Trennung der beiden Crashszenarien zur Verfügung [2-4].

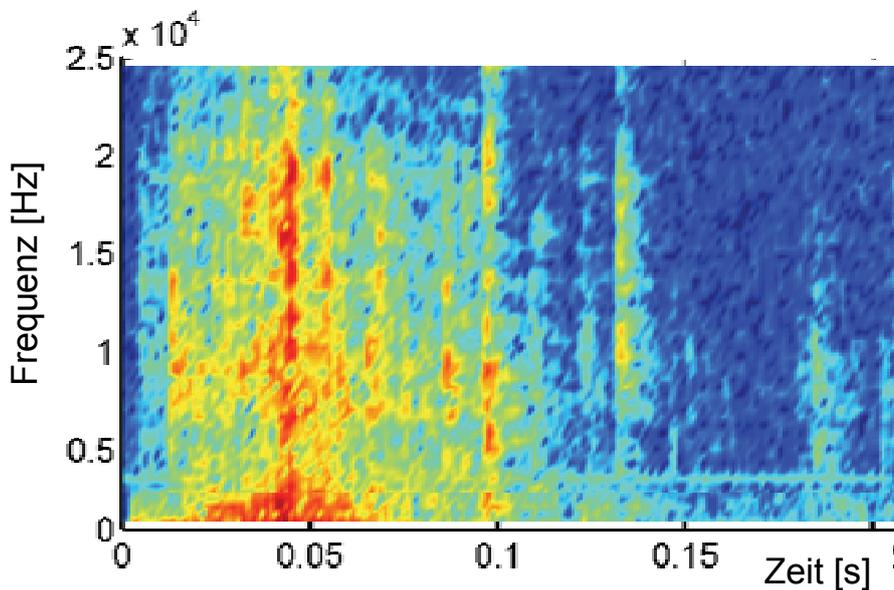


Abb. 2: Erweiterung des heute genutzten Frequenzbereiches von ca. 400 Hz auf über 20 kHz um aus dem im Crash entstehenden Körperschallsignal zusätzliche Informationen für die Crashunterscheidung zu gewinnen [2]

1.3 Randbedingungen

Die körperschallbasierte Crashererkennung stellt besondere Anforderungen durch ihre speziellen Randbedingungen. Die Messung des Körperschalls erfolgt zentral in der Fahrzeugmitte da der Sensor in das Airbagsteuergerät integriert ist. Dadurch sind keine zusätzlichen Sensoren in der Fahrzeugfront nötig, welche zusätzliche Kosten und Aufwand bedeuten würden. Dies führt dazu dass das Körperschallsignal bei der Ausbreitung durch die Fahrzeugstruktur durch das Schwingungsverhalten der Karosserie beeinflusst und verändert wird. Dies muss berücksichtigt werden [5].

Es wird nicht der gesamte Frequenzbereich gemessen und analysiert sondern nur der Bereich von etwa 5 – 20 kHz. Somit müssen entsprechende Untersuchungen auch nur diesen Bereich abdecken. Da eine Auswertung im Frequenzbereich innerhalb des Airbagsteuergerätes nicht möglich ist, können nur die Zeitdaten verwendet werden. Diese Zeitdaten müssen zudem auf die Verarbeitungsgeschwindigkeit des Steuergerätes angepasst werden. Hierzu wird das Zeitsignal des Sensors mit einem speziellen Algorithmus, ähnlich einer Hüllkurve, verarbeitet um dies zu erreichen (Abbildung 3).

Die Zündenscheidung für den Airbag muss nach 20 – 30 ms vorliegen, so dass das Körperschallsignal auch nur in diesem Zeitraum relevant ist. Hierdurch ergibt sich eine Überlagerung sowohl von reinen Welleneffekten als auch des Eigenschwingungsverhaltens der Struktur.

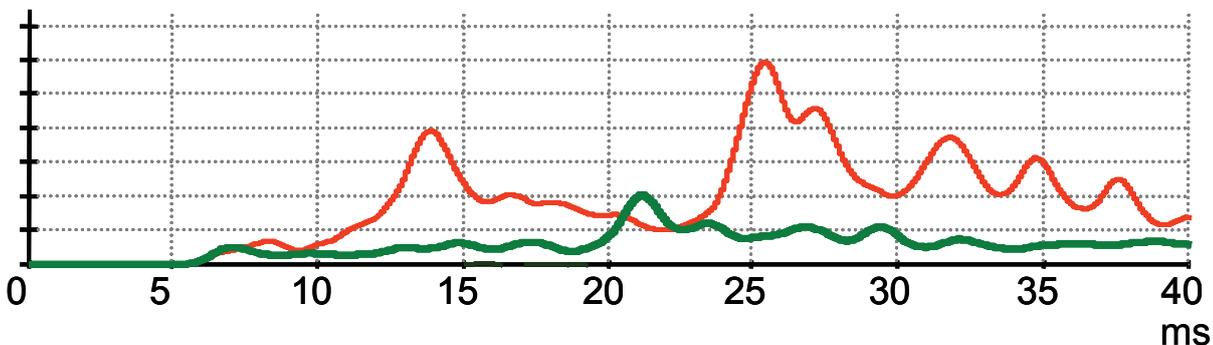


Abb. 3: Reduzierung des Körperschallsignals mittels Hüllkurvenbildung um die Weiterverarbeitung im Airbagsteuergerät zu ermöglichen [1]

1.4 Untersuchungsansätze

Zur Untersuchung des Körperschallausbreitungsverhaltens bietet sich eine messtechnische Erfassung der Übertragungseigenschaften an. Hierzu werden Piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer mit Messrichtung senkrecht zur Oberfläche aufgebracht und das Schwingungsverhalten aufgezeichnet. Mittels mehrerer Messstellen auf dem Ausbreitungspfad lässt sich eine Aussage über die Eigenschaften der Fahrzeugstruktur gewinnen.

Hierbei ist aber zu beachten, dass Effekte wie die lokalen dynamischen Steifigkeiten einen großen Einfluss auf die messbaren Beschleunigungssignale haben. Nur durch die Kenntnis der dynamischen Steifigkeit kann eine Aussage zur tatsächlichen Körperschallausbreitung in der Fahrzeugstruktur gemacht werden. Natürlich kann mit einer begrenzten Anzahl an Messstellen nie das gesamte Schwingungsverhalten, vor allem nicht in diesem hohen Frequenzbereich, abgebildet werden.

Da eine messtechnische Erfassung des Schwingungsverhaltens erst erfolgen kann wenn reale Prototypen zur Verfügung stehen ist es von enormer Wichtigkeit entsprechende Simulationsverfahren zu besitzen. Dies wird von den Fahrzeugherstellern auch klar gefordert. Nur so ist es möglich in der frühen Produktentwicklungsphase, in der das Fahrzeug nur rein virtuell besteht, bereits Aussagen über die zu erwartende Leistungsfähigkeit der körperschallbasierten Crashererkennung zu treffen.

Natürlich darf der benötigte Simulationsaufwand für das Körperschallsignal den heute üblichen Aufwand für eine Simulation der niederfrequenten Verzögerung mittels Finite-Elemente-Methode (Abbildung 4) nicht übersteigen. Dies würde zu einer inakzeptablen Erhöhung der Entwicklungskosten führen.

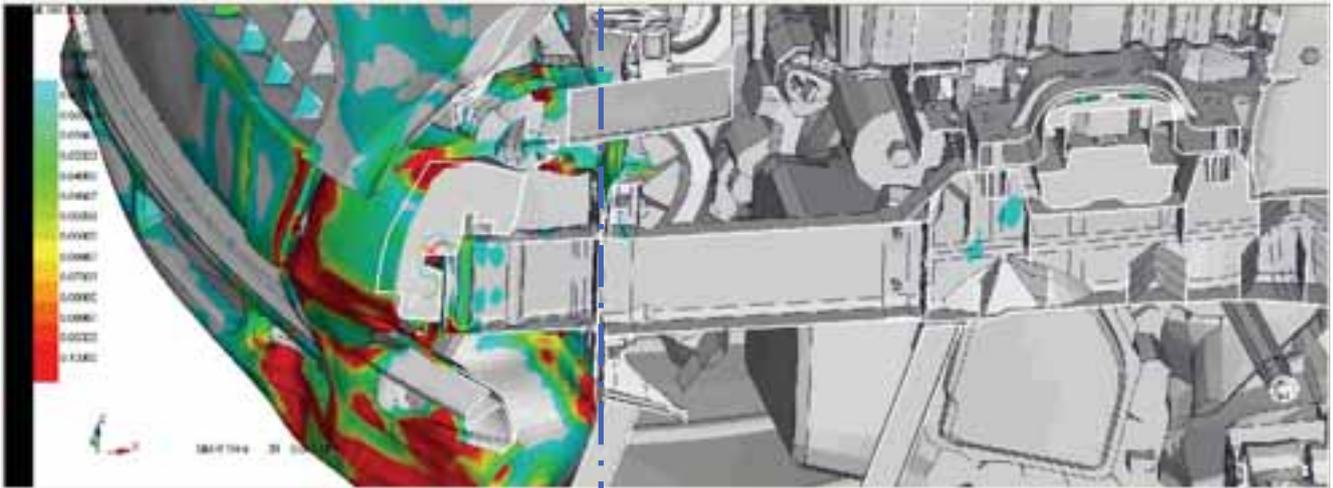


Abb. 4: Finite-Elemente-Berechnung eines schnellen Crashfalls gegen eine weiche Barriere zur Untersuchung des Deformationsverhaltens der tragenden Bauteile [5]

2 Beschreibung der hochfrequenten Körperschallausbreitung

2.1 Vorgehensweise

In den meisten technischen Anwendungen sind Schwingungen unerwünscht und es wird versucht sie zu unterdrücken. Um dies zu erreichen und die Systeme untersuchen beziehungsweise entwickeln zu können gibt es eine Vielzahl an etablierten Simulationsmethoden. Je nach Methode liegt die obere Grenze des Gültigkeitsbereichs bei etwa bei 500 Hz bis zu 5 kHz [6,7].

Bei der eingangs erwähnten Methode der körperschallbasierten Crasherkenntung, bei der die Vibration ein erwünschter und nützlicher Effekt ist, ist der Frequenzbereich aber wesentlich höher. Deshalb dürfen die bestehenden Verfahren nicht einfach angewendet werden sondern müssen erst auf ihre Gültigkeit hin überprüft werden.

Die bekannten Herausforderungen bei hochfrequenten FEM-Simulationen, sind etwa korrekte Elementlänge und Zeitschritt, aber auch Grenzen der Elementfunktionen oder Effekte wie Shear-Locking [8,9]. Diese Effekte lassen sich bei entsprechendem Wissen umgehen. Allgemeine Schwierigkeiten bereiten in diesem Frequenzbereich das Fehlen von validen Materialparametern und Fügstelleneigenschaften.

Gleichzeitig soll der Simulationsaufwand so gering wie möglich gehalten werden. Deshalb wird der Ansatz gewählt vom Einfachen zum Schwierigen zu gehen und erst einmal nur die dominierende Wellenart zu betrachten. Zudem soll nur die Körperschallausbreitung betrachtet werden, die Körperschallentstehung ist außen vor. Auch soll der Detaillierungsgrad nur so genau wie nötig ausfallen. Um dies zu erreichen wird mit der Beschreibung der Fahrzeugstruktur als Balken, zumindest im vorderen Bereich, begonnen.

2.2 Beschreibung der Biegewelle

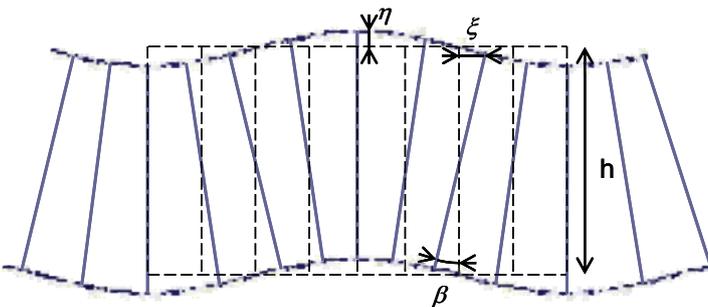


Abb. 5: Schematische Darstellung der Biegewelle in einem dünnen Blech oder Balken

Die im Fahrzeug dominierende Biegevelle (Abbildung 5) wurde schon vor langer Zeit analytisch beschrieben [10]. Im einfachsten Fall wird die analytische Beschreibung auf der Balkentheorie nach Euler-Bernoulli oder der Schalentheorie nach Kirchhoff aufgebaut [11].

Die mechanische Struktur, abgesehen von Saiten die aber sehr selten sind, ist der Balken. Mathematisch gesehen ist er ein eindimensionales Gebilde dessen Querschnitt lediglich als Parameter in das Modell eingeht. Hieraus resultiert auch die Einfachheit mit der die Biegevelle beschrieben werden kann. Aus diesem Grunde wird in allen einschlägigen Büchern die Biegevelle auch am Beispiel des Balkens eingeführt.

Die einfache Balkentheorie nach Euler-Bernoulli ist aber bald an ihre Grenzen gestoßen, so dass komplexere Theorien erarbeitet wurden die in der Lage sind die Realität besser abzubilden und so genauere Ergebnisse liefern. Hier ist vor allem die Beschreibung nach Bresse-Thimoschenko zu nennen [12].

Da diese Balkentheorie aber sehr schnell zu sehr komplexen Zusammenhängen führt [13], wird oft nur mit der einfacheren Beschreibung der Biegevelle gearbeitet. Die Grenzen und Schwächen dieser einfachen Theorie werden oft gar nicht, oder selbst bei „Körperschall“ von Cremer und Heckl [13] nur am Rande erwähnt.

2.3 Euler-Bernoulli-Balken

Diese einfachste bestehende Balkentheorie vernachlässigt sowohl die Rotationsträgheit als auch die Schubspannung innerhalb des Balkens und die daraus entstehenden Effekte. Die Differentialgleichung ist entsprechend einfach [13]

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \tag{1}$$

und die Wellengleichung wurde bereits für viele Geometrien und Randbedingungen analytisch gelöst, so dass sehr effektiv mit dieser Beschreibung gearbeitet werden kann.

2.4 Bresse-Thimoschenko-Balken

Die komplexeste, aber auch exakteste Theorie [16-18] nach Bresse und Thimoschenko betrachtet sowohl die Rotationsträgheit als auch die Schubspannungen innerhalb des Balkenquerschnitts. Somit ergibt sich ein längerer Ausdruck für die grundlegende Differentialgleichung

$$EI \frac{\partial^4 (y, \beta)}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 (y, \beta)}{\partial t^2} - \left(\rho I + \frac{EI \rho}{kG} \right) \frac{\partial^4 (y, \beta)}{\partial x^2 \partial t^2} + I \frac{\rho^2}{kG} \frac{\partial^4 (y, \beta)}{\partial t^4} = 0 \tag{2}$$

und es ist ersichtlich, dass sich die Beschreibung komplexerer Geometrien und Randbedingungen erschwert. Deshalb ist es auch äußerst unkomfortabel diese Theorie für die analytische Betrachtung der Körperschallausbreitung zu verwenden.

2.5 Grenzen der beiden Theorien

Beim Euler-Bernoulli-Balken ist die Ungenauigkeit sehr leicht zu erkennen wenn man die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Biegevelle betrachtet

$$c_{EB} = \sqrt[4]{\frac{EI}{m}} \sqrt{\omega} \tag{3}$$

Auf den ersten Blick sieht man sofort die bekannte Dispersion mit der die Biegevelle behaftet ist. Aber auf den zweiten Blick erkennt man, dass für beliebig hohe Frequenzen die Ausbreitungsgeschwindigkeit unendlich wird. Dies kann jedoch nicht sein da sich die Information und Energie der Welle schneller als mit Lichtgeschwindigkeit ausbreiten würden. Somit ergibt sich ein mit der Frequenz steigender Fehler. Dieser Fehler betrifft natürlich auch alle anderen Größen in denen die Ausbreitungsgeschwindigkeit enthalten ist, wie etwa den Wellenwiderstand eines einfachen Balkens [19]

$$\psi = m c (1 + j) \tag{4}$$

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit bei der Bresse-Thimoschenko-Theorie besitzt diese Abweichung nicht, wobei bei sehr hohen Frequenzen auch hier ein kleiner Fehler vorliegt (genauere Ausführungen finden sich in [20])

$$c_{BT} = \sqrt{\frac{I}{2\gamma^2} \left(\left(\frac{I}{ki} \right)^2 + I + \gamma^2 \pm \sqrt{\left(\left(\frac{I}{ki} \right)^2 + I + \gamma^2 \right)^2 - 4\gamma^2} \right)} c \quad (5)$$

Ein entsprechender Vergleich der beiden Ausbreitungsgeschwindigkeiten über der Frequenz zeigt deutlich die Abweichungen und Grenzen auf (Ausführliche Betrachtungen finden sich in [21]).

3 Zusätzliche Einschränkungen bei der Anwendung auf dünnwandige Hohlprofile

In Fahrzeugstrukturen sind zwar Bleche typisch, oft werden aber auch Balkenstrukturen verbaut. Für beide Fälle ergeben sich bei der Berechnung beziehungsweise Simulation lediglich die vorangegangenen gezeigten Abweichungen. Wenn die Balkenstrukturen aber nicht einen massiven Querschnitt besitzen sondern dünnwandige Hohlprofile sind ergibt sich eine große Abweichung von der Realität bereits bei geringen Frequenzen.

Diese Abweichung beruht darauf, dass der Querschnitt eines Balkens für die Balkentheorie, unabhängig davon ob Euler-Bernoulli oder Bresse-Timoschenko verwendet wird, lediglich ein Parameter ist. Dies bedeutet ob ein Querschnitt massiv oder hohl ist macht für die Berechnung bzw. Simulation keinen Unterschied.

Üblicherweise ist die Grenze für die Anwendung der Balkentheorie zur Körperschallbeschreibung bei der Wellenlänge die dem Zehnfachen des größten Geometrieparameters entspricht [15]

$$\lambda > 10H \quad (6).$$

Bei dünnen Wandstärken des Balkens treten aber bereits bei geringeren Frequenzen Probleme auf.

3.1 Beispiel Crashbox

Die Crashbox als Teil des Crashmanagementsystems ist ein typisches Hohlprofil mit dünner Wandstärke, deshalb wird der erwähnte Effekt beispielhaft an einer solchen aufgezeigt.

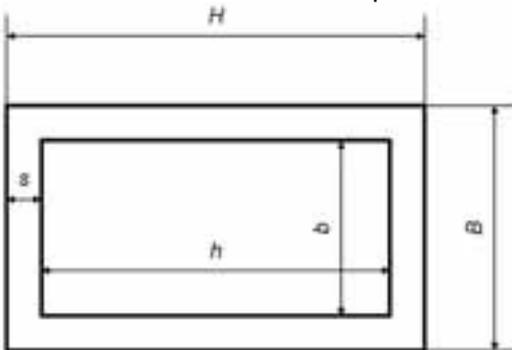


Abb. 6: Schematische Darstellung des Querschnittes einer Crashbox (dünnwandiges Hohlprofil)

Der Querschnitt ist schematisch in Abbildung 6 dargestellt und besitzt die folgenden Parameter,

$$\begin{aligned} H &= 80\text{mm} \\ B &= 60\text{mm} \\ s &= 3\text{mm} \\ l &= 150\text{mm} \end{aligned}$$

wobei l die Länge des Bauteils darstellt und Aluminium als Material angenommen wird.

Für die Simulation wird die Crashbox am einen Ende fest eingespannt, analog einem Kragträger, und am anderen Ende auf der Oberseite mittig mit einer Kraft beaufschlagt (Abbildung 7)

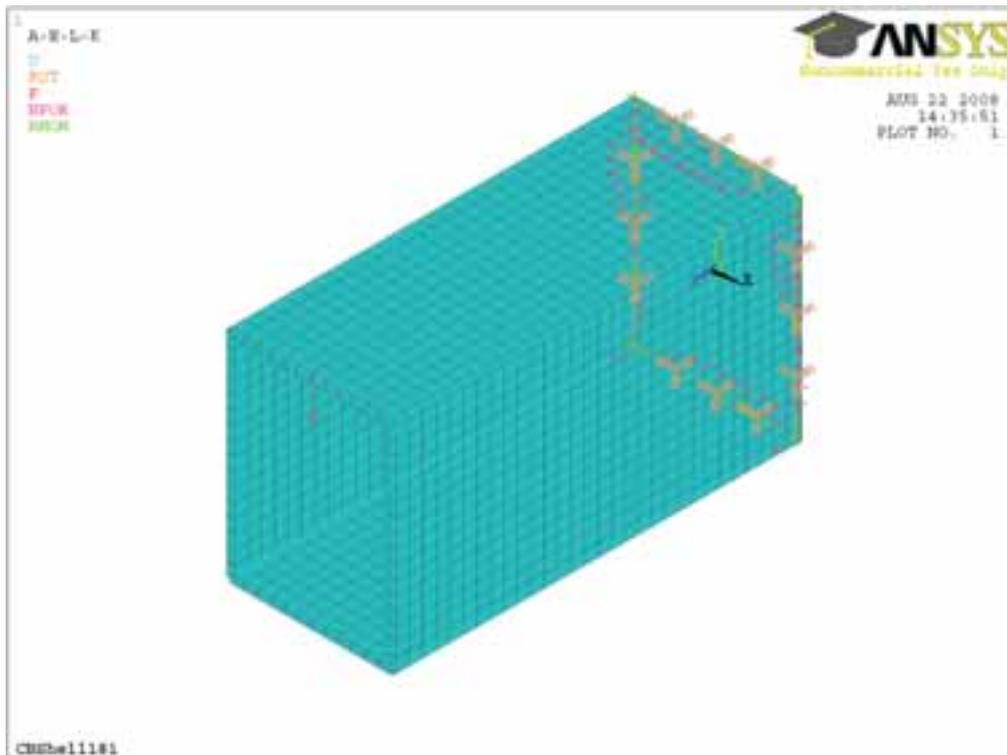


Abb. 7: 3D-Schalen-Modell der Crashbox zur Abbildung des realen Schwingungsverhalten

3.2 Analytische Eigenfrequenzen

Basierend auf der Balkentheorie nach Euler-Bernoulli lassen sich die Eigenfrequenzen des Beispiels sehr einfach ermitteln. Für die erste Eigenfrequenz gilt als Näherungsformel

$$f_1 \approx 0,56 \sqrt{\frac{EI}{m}} \frac{1}{l^2} \quad (7)$$

für alle weiteren Eigenfrequenzen die Formel [15]

$$f_n \approx \frac{\pi}{8} \sqrt{\frac{EI}{m}} \frac{(2n-1)}{l^2} \quad (8)$$

Somit ergeben sich für die betrachtete Crashbox folgende Eigenfrequenzen im Bereich bis 20 kHz

$$f_1 = 3060 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 19316 \text{ Hz}$$

3.3 Simulation mittels Balkenelementen

Für die Balkensimulation wurde ein Element mit 2 Knoten (in Ansys Beam 4) verwendet. Die Elementlänge ist 10mm, womit 15 Elemente das gesamte Teil abbilden.

Als Vergleichsparameter wurde die Punktacceptance des Kraftangriffspunktes berechnet (Abbildung 8), dies entspricht der lokalen dynamischen Flexibilität und berechnet sich als Quotient aus auftretender Verschiebung und der verursachenden Kraft.

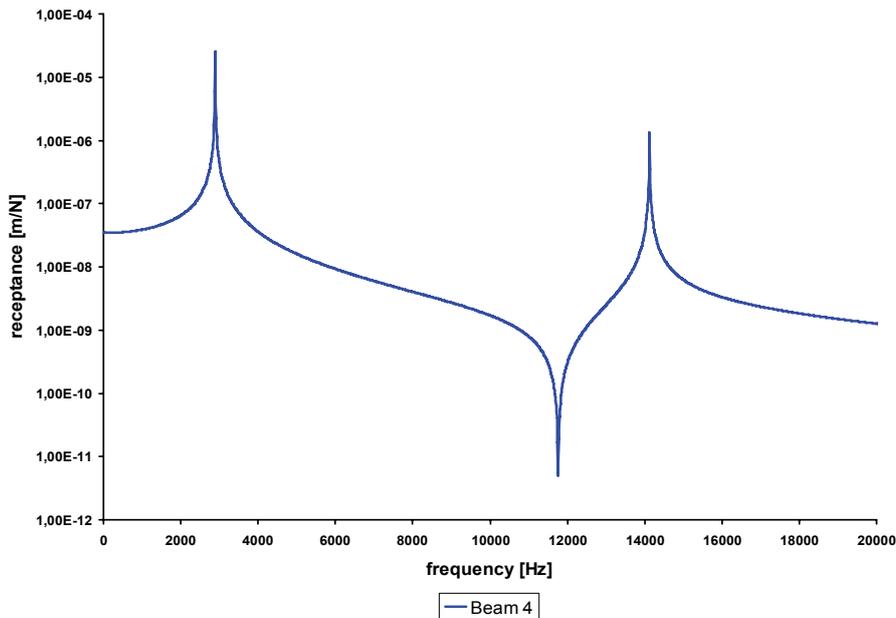


Abb. 8: Ergebnis der Punktreceptance bei Simulation der Crashbox mittels Balkenelementen

Bereits hier kann eine Abweichung der Receptance erkannt werden. Das Spektrum aus der Balkensimulation wird zwar auch durch die beiden ersten Eigenfrequenzen dominiert, aber die Lage der Eigenfrequenzen ist unterschiedlich bei Simulation und analytischer Berechnung.

3.4 Simulation als 3D-Schalenmodell

Wird der Balken als 3D-Modell bestehend aus vier Seitenwänden unter Verwendung von Schalenelementen modelliert (in Ansys Shell 181), wie in Abbildung 7 gezeigt, so ergibt sich ein völlig anderes Verhalten. Wie in Abbildung 9 zu erkennen ist ergibt sich ein Spektrum das von einer Vielzahl von Eigenfrequenzen bestimmt ist und die beiden Eigenfrequenzen aus den vorangegangenen Berechnungen sind nicht wieder zu finden.

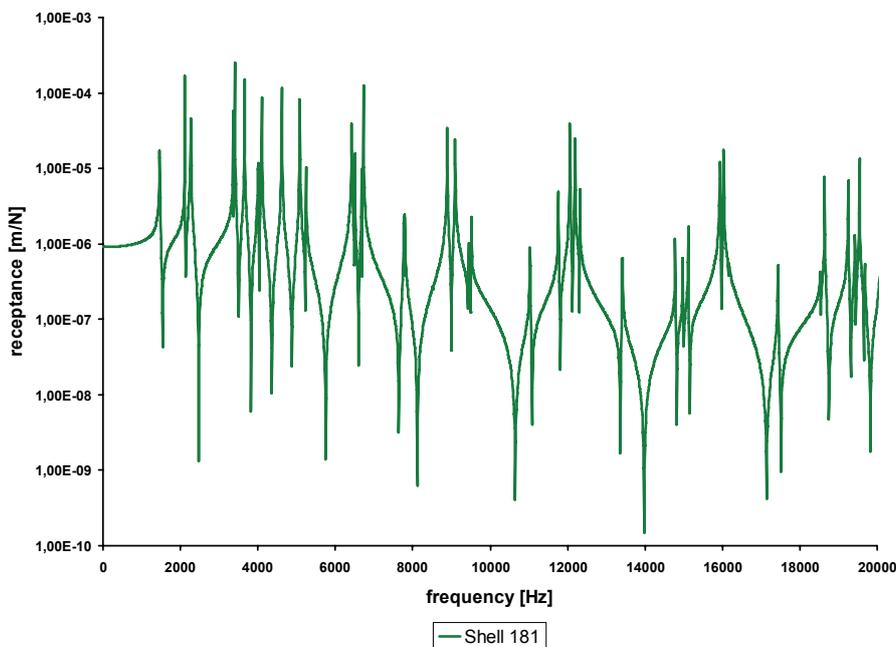


Abb. 9: Reale Punktreceptance der Crashbox aus der 3D-Schalen-Modell-Simulation

3.5 Ursachen der Abweichung

Die Ursache für die extreme Abweichung zwischen einer reinen Balkensimulation und einem 3D-Model ist das Schwingungsverhalten der Wände des Balkens.

Jede der vier dünnen Wände des Balkens hat das dynamische Verhalten und die entsprechende Anzahl an Eigenfrequenzen wie eine analoge Platte. So setzt sich das Schwingungsverhalten des Balkens aus dem dynamischen Verhalten der vier Seitenwände und ihrer gegenseitigen Beeinflussung zusammen und ist entsprechend komplex.

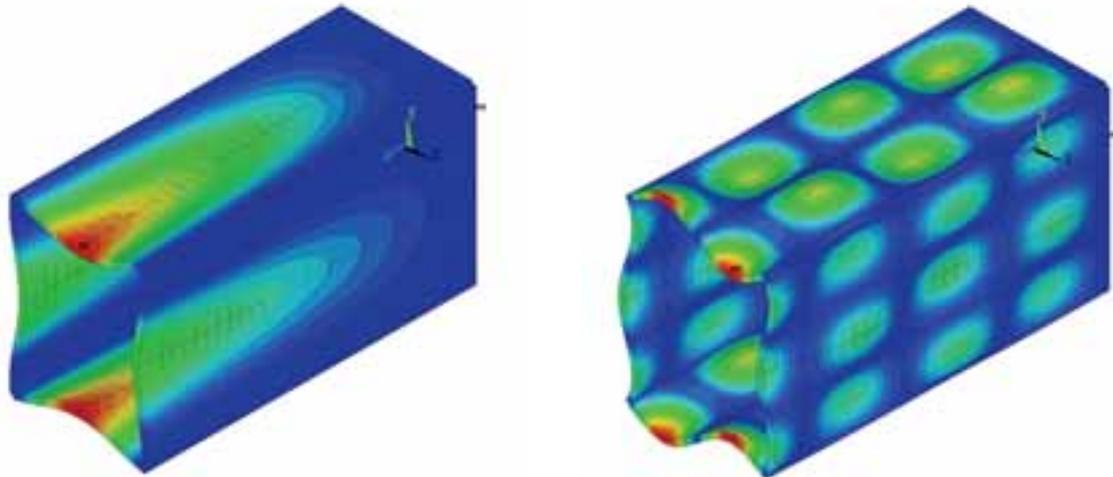


Abb. 10: Beispielhafte Darstellung des Einflusses des Schwingungsverhaltens der dünnen Seitenwände auf das Schwingungsverhalten des gesamten Balkens und somit auf die Punkteceptance

Wie etwa an der 11. Eigenfrequenz bei etwa 3600 Hz (Abbildung 10 links) zu erkennen ist, ist der Anregungspunkt besonders empfindlich auf die Plattenmoden der Seitenwand ohne dass hier eine Schwingung des grundlegenden Balkens vorhanden ist. Ein anderer Effekt ist an Eigenfrequenz Nummer 51 bei etwa 12,6 kHz zu erkennen. Hier führt eine leichte Abweichung bei der Positionierung eines Sensors in einer Messung bereits zu einer starken Veränderung der Receptance, da der Sensor bereits von einer Knotenlinie in einen Schwingungsbau gewandert sein kann.

4 Konsequenzen

4.1 Allgemeine Einschränkungen

Es lässt sich erkennen, dass die analytische Betrachtung von Körperschallvorgängen beziehungsweise des strukturdynamischen Verhaltens nur im sehr niedrigen Frequenzbereich und bei einfachen Geometrien und Randbedingungen eine annehmbare Genauigkeit erzielt.

In der numerischen Simulation ergeben sich im hochfrequenten Bereich aber auch Probleme. Neben den eingangs erwähnten Schwierigkeiten und Grenzen der Methodik, sei nochmals auf die große Abweichung von der Realität hingewiesen wenn das dynamische Verhalten dünnwandiger Balken mittels einfachen Balkenelementen simuliert wird. Hier sollte immer mit einem 3D-Model, wenn auch nur zur Kontrolle, gearbeitet werden.

Dies führt aber durch die nötige feine Vernetzung zu sehr hohen Simulationszeiten und Datenmengen, wodurch eine solche Simulation meist nur für sehr kleine Bauteile realisierbar ist.

4.2 Spezifische Folgerungen für die körperschallbasierte Crasherkenkung

Für den speziellen Anwendungsfall der körperschallbasierten Crasherkenkung lassen sich folgende Schlussfolgerungen aus den gezeigten Betrachtungen ableiten:

- Eine analytische Berechnung des hochfrequenten Körperschallverhaltens ist nicht möglich. Aber die analytische Abschätzung von Bauteilen und Effekten kann schnell grundsätzliche Aussagen über das betrachtete System liefern.
- Die Simulation des Körperschallübertragungsverhaltens von dünnwandigen Balken oder ähnlichen Bauteilen entspricht nur der Realität wenn die Geometrie dreidimensional aufgebaut wird.
- Aus diesem Grund ist nur die Simulation einzelner Bauteile realisierbar, da die Simulation eines gesamten Fahrzeuges einen nicht vertretbaren Aufwand darstellt.
- Deshalb ist aktuell die einzige Möglichkeit, das Körperschallübertragungsverhalten im Crash zu simulieren, ein spezielles Verfahren zu entwickeln. Dieses Verfahren muss nicht das exakte dynamische Verhalten, sondern nur das Signal des für die Crasherkenkung genutzten Sensors abbilden. Dies macht es möglich schnellere und bessere Aussagen als mittels der FEM durch ein spezielles Verfahren zu erhalten.

Verwendete Formelzeichen

B	Breite des Balkenquerschnitts	I	Biegesteifigkeit
c	Ausbreitungsgeschwindigkeit der Longitudinalwelle	j	Imaginäre Einheit
c_{BT}	Ausbreitungsgeschwindigkeit der Biegewelle (Bresse-Timoshenko)	k	Schubfaktor
c_{EB}	Ausbreitungsgeschwindigkeit der Biegewelle (Euler-Bernoulli)	l	Länge
E	E-Modul	m	Masse pro Länge
f	Frequenz	s	Wandstärke des Balkens
G	Schubmodul	β	Drehwinkel des Balkens
H	Höhe des Balkenquerschnitts	λ	Wellenlänge
		ρ	Dichte
		ω	Kreisfrequenz
		ψ	Transferimpedanz

Autor

Marinus Luegmair
 Institut für Angewandte Forschung, Ingolstadt,
 Lehrstuhl für Messtechnik und Sensorik, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg

E-Mail: marinus.luegmair@fh-ingolstadt.de

Telefon: 0841-9348-0

Literatur

- [1] T. Brandmeier; C. Lauerer; P. Spannaus; M. Feser: Crasherkenkung durch Körperschallmessung. Haus der Technik - Sensoren im Automobil, Tagungsband, Seite 187-203, 2006
- [2] M. Luegmair; L. Oestreicher: Structure-borne sound transmission in vehicle structure as an important influence on structure-borne sound based crash detection. ATZ World Wide, Page 160 – 165, February 2008
- [3] P. Spannaus: Entstehung von Körperschall im Fahrzeugcrash. Fortschritte der Akustik - DAGA 2008, Seite 111 – 112, 2008

- [4] M. Luegmair; P. Spannaus: Advanced Passenger Safety Through Structure-Born Sound detection. International Conference on Sustainable Automotive Technology Conference Proceedings, Page 133 - 138, RMIT University Press Australia, 2008
- [5] M. Luegmair: Randbedingungen der Körperschallausbreitung im Fahrzeug zur Crasherkenung. Fortschritte der Akustik - DAGA 2008, Seite 121 – 122, 2008
- [6] F. Fahy; J.G. Walker: Advanced Applications in Acoustics, Noise and Vibration. Spon Press, London / New York, 2004
- [7] N.H. Kim; K.K. Choi; J. Dong; C. Pierre: Design optimization of structural acoustic problems using FEM-BEM. American Institute of Aeronautics and Astronautics, AIAA-2003-1630, 2003
- [8] J.R. Hughes: The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis. Dover Publications, Mineola, 2. Edition, 2000
- [9] F. Hartmann; C. Katz: Structural Analysis with Finite Elements. Springer Verlag, Berlin, 2004
- [10] J.W. Strutt, Baron Rayleigh: The Theory of Sound: Dover Publications, New York, 1. American Edition, 1945, Reprint of the 2. Edition, 1894
- [11] I. Szabó: Einführung in die Technische Mechanik. Springer Verlag, Berlin, 8. Auflage, 2003
- [12] S.P. Timoshenko; J.N. Goodier: Theory of elasticity. McGraw-Hill Book Co., Auckland, 3. Auflage, 1970
- [13] I.A. Karnovsky; O.I. Lebed: Free Vibrations of Beams and Frames, Eigenvalues and Eigenfunctions. McGraw-Hill; New York, 2004
- [15] L. Cremer; M. Heckl; B.A.T. Petersson: Structure-Born sound. Springer, Berlin, 3th Edition, 2005
- [16] R.A. Méndez-Sánchez; A. Morales; J. Flores: Experimental check on the accuracy of Timoschenko's beam theory: Journal of Sound and Vibration, Issue 279, Page 508 – 512, 2005
- [17] J.D Renton: A check on the accuracy of Thimoschenko's beam theory. Journal of Sound and Vibration, Issue 245, Page 559 – 561, 2001
- [18] N.G. Stephen: On A check on the accuracy of Thimoschenko's beam theory. Journal of Sound and Vibration, Issue 257, Page 809 – 812, 2002
- [19] F.P. Mechel: Formulas of Acoustics. Springer Verlag, Berlin, 2. Auflage, 2004
- [20] P.Hagedorn: Technische Schwingungslehre, Band 2 Lineare Schwingungen kontinuierlicher mechanischer Systeme. Springer Verlag; Berlin, 1989
- [21] M. Luegmair: Inadequacies of Beam theories and elements for description of high frequency bending wave propagation in car structures. Interaction of Simulation and Testing: New Requirements and New Opportunities in Structural Dynamics, NAFEMS Conference, Page 12/1 – 12/11, 2008

Die Immersed Boundary Methode

Eine schnelle, verlässliche und hoch automatisierte Methode zur Simulation komplexer Strömungsfelder am Beispiel des Low RESistance MOBILE “LOREMO”

Marco Lanfrit, Hauke Reese, ANSYS Germany GmbH, Darmstadt

Hans Peter Hemmer, Loremo AG, Munich, Germany

Die Immersed Boundary Methode ist eine neue Lösertechnologie, deren Implementierung in den kommerziellen CFD Code Fluent gemeinschaftlich von Cascade Technologies und ANSYS Inc. durchgeführt wurde. Der Ansatz erlaubt die schnelle Berechnung verlässlicher Ergebnisse basierend auf einem der Körperkontur nicht angepasstem Gitter. Hierbei wurde vor allem der zeitliche Aufwand für die Geometrieaufbereitung und Netzerzeugung signifikant verringert. Die Methode koppelt die automatische Generierung eines kartesischen Gitters mit zusätzlichen geometrischen Informationen bzgl. der realen Oberfläche, um eine adäquate Strömungsberechnung im Wandbereich zu ermöglichen. Dies garantiert Robustheit, sowie eine anwenderunabhängige Diskretisierung und Netzqualität.

Der vorliegende Artikel stellt die Methode vor und demonstriert deren Anwendung am Beispiel der Aerodynamik des Low Resistance Mobile “LOREMO”. Widerstandsreduzierung und aerodynamische Stabilität sind die Zielgrößen bei der Entwicklung des LOREMO. Zur Reduktion der Entwicklungszeit mit dem Ziel einer endgültigen Designfindung ist es wichtig, den Einfluss geometrischer Änderungen schnell und verlässlich zu evaluieren.

Im Rahmen dieses Artikels werden die mit der Immersed Boundary Methode erzielten Ergebnisse mit den Resultaten eines konventionellen Simulationsprozesses verglichen.

1 Einführung

Die Durchführung einer konventionellen CFD Simulation beginnt mit der Übertragung der geometrisch relevanten Bauteilkomponenten aus der CAD Umgebung in die Software zur Gittergenerierung. Der nächste Schritt besteht aus der Extraktion der umströmten Kontur.

Anschließend wird ein Oberflächengitter erzeugt. Die Qualität dieses Gitters ist entscheidend für die Qualität der Simulationsergebnisse, da das Oberflächengitter die Basis für das weitestgehend automatisch generierte Volumennetz darstellt. Speziell bei der Aerodynamiksimulation ist das Verhalten der Strömung in wandnahen Bereichen von größtem Interesse und sollte daher mit höchster Sorgfalt behandelt werden. Dies bedeutet im Allgemeinen eine Auflösung der wandnahen Bereiche mittels prismatischer Zellen, welche durch Extrusion der Oberflächenelemente erzeugt werden. Daher sind Qualität und Gleichförmigkeit des Oberflächengitters speziell für diese Applikation maßgebend.

Der beschriebene Preprocessingschritt des konventionellen Simulationsprozesses nimmt erfahrungsgemäß zwischen 50% und 80% der gesamten Zeit zur Durchführung eines Aerodynamikprojekts in Anspruch, da die übrigen Simulationsschritte, weitestgehend automatisierbar sind [7].

Ein alternativer Ansatz zur Modellierung der Strömung bei komplexer Geometrie ist die Immersed Boundary (IB) Methode. Der Ansatz zeichnet sich vor allem durch ein automatisch generiertes kartesisches Gitter aus, welches nicht konturkonform ist. Der Einfluss der realen Geometrie auf die Strömung wird durch eine spezielle Behandlung der kartesischen Zellen im Wandbereich durch den CFD Löser abgebildet.

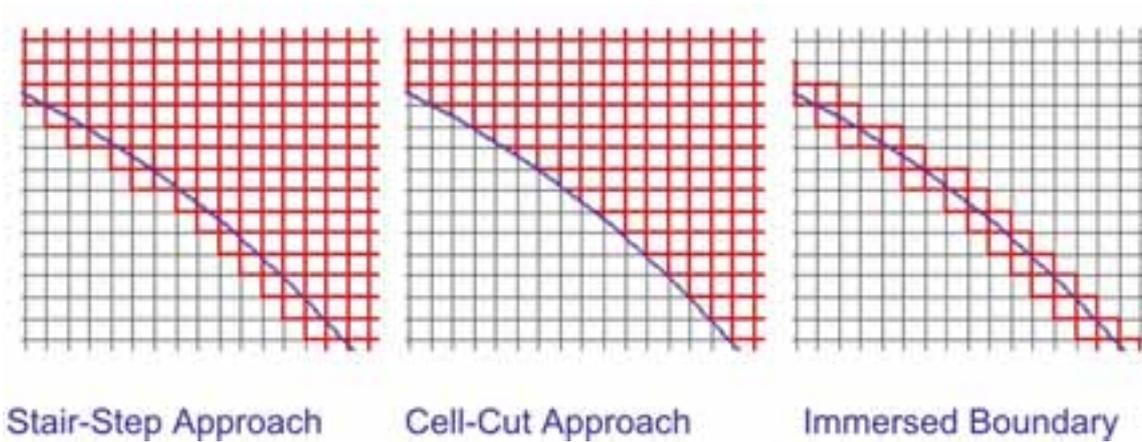


Abb. 1.: Drei Ansätze, basierend auf kartesischen Gittern. Beim Stair-Step Ansatz auf der linken Seite werden die Zellen, die die reale Geometrie (blau) berühren erhalten und die freien Ränder als Randzonen definiert. Die Geometrie wird auf diese Weise durch Treppenstufen (stair-step) angenähert. Die physikalischen Randbedingungen werden anschließend im Löser direkt auf dieser Oberfläche definiert. Die mittlere Darstellung zeigt den Cell-Cut Ansatz. Hierbei wird ähnlich wie beim Stairstep zunächst ein kartesisches Gitter erzeugt. Die Zellen, die die reale Geometrie berühren, werden mit dieser verschnitten, so dass im Wandbereich polyhedrale Zellen entstehen. Die Vergabe der Randbedingungen erfolgt analog zum erst genannten Ansatz direkt auf der Berandungsfläche. Auf der rechten Seite ist schematisch die Gitterbehandlung beim IB Ansatz abgebildet. Ähnlich wie beim Stairstep Ansatz bleiben die Zellen, welche die Realgeometrie schneiden, erhalten. Die so markierten Zellen werden im CFD Löser später speziell behandelt, um den Verlauf der Realgeometrie in diesem Bereich erfassen zu können. Dies geschieht durch eine Modifikation der zu lösenden Gleichungen durch die Verwendung von Quelltermen.

Basierend auf vom Benutzer zu definierender Parameter, ist die IB Methode in der Lage, das Rechengitter im wandnahen Bereich zu verfeinern. Zur Verfeinerung bestimmter Bereiche im Rechengitter ist es darüber hinaus möglich, virtuelle volumetrische Körper zu definieren, innerhalb derer bestimmte Kriterien für das Zellwachstum eingehalten werden. Im Rahmen einer Aerodynamiksimulation sind dies im Speziellen der Nachlaufbereich, und die Bereiche um Fahrzeugteile, welche exponiert sind und stark mit der Luftströmung interagieren (z.B. Außen Spiegel, Spoiler). Ein für die Berechnung des LOREMO verwendetes Rechengitter ist in Abb. 2 dargestellt.

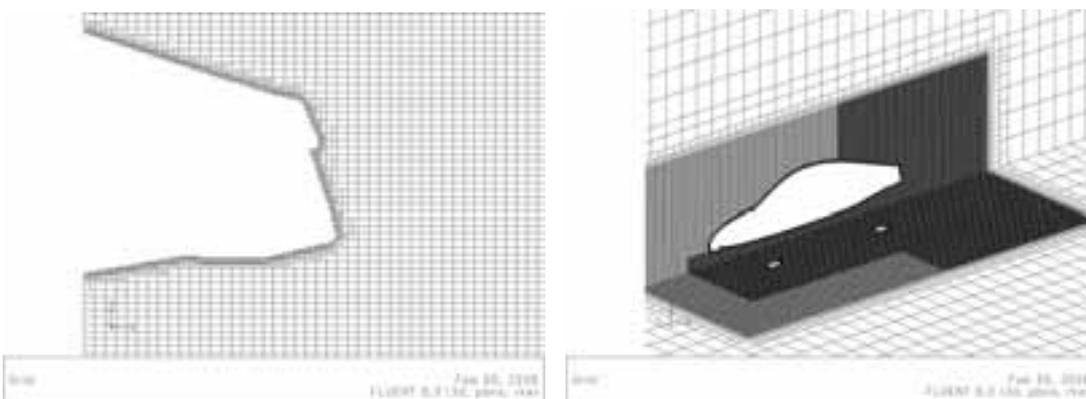


Abb. 2: Beispiel für die wandnahe Netzverfeinerung und die Verwendung von Verfeinerungsboxen

Die Gitterverfeinerung wird unter Vorgabe einer gewünschten Auflösung im Wandbereich automatisch durchgeführt. Ausgehend von einem gleichmäßigen Gitter werden hierzu die Zellen isotrop in kleinere unterteilt. Hierbei entstehen aus einer „Vaterzelle“ acht „Kinderzellen“. Die Implementierung in FLEUNT erlaubt darüber hinaus eine anisotrope Verfeinerung, was zu einer Verringerung der Zellanzahl und damit zu einer Beschleunigung des Berechnungsprozesses beiträgt. Das entstehende Gitter ist ein unstrukturiertes Polyedernetz (Abb. 3), welches direkt in den Löser eingelesen werden kann.

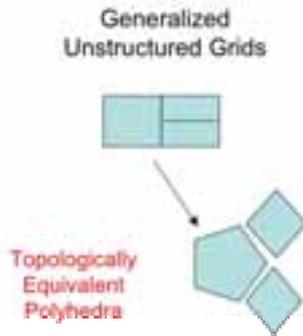


Abb. 3: Topologie des unstrukturierten Polyedernetzes

2 IB – Prozedur und Technologie

Das Immersed Boundary Modul in FLUENT besteht aus drei Hauptteilen:

- TOMMIE – ein kartesischer Gittergenerator
- Bibliotheken zur Erweiterung der Löseralgorithmen
- Ein Postprocessing Modul, zur Darstellung von Ergebnissen auf der realen Geometrie

Die Vorgehensweise untergliedert sich typischerweise in die folgenden Schritte:

1. Einlesen der Geometrie und Erzeugung eines kartesischen Gitters unter Vorgabe der gewünschten Gitterauflösung durch den Anwender.
2. Automatische Identifikation der Zellen, welche die reale Geometrie schneiden und Aufbau der Abhängigkeiten zwischen Zellelementen und Oberfläche.
3. Import von Gitter und Datei zur Definition der Abhängigkeiten in den Strömungslöser.
4. Lösen des Gleichungssystems in einer seriellen oder parallelen Rechnerumgebung.

2.1 Geometrie

STL Geometrie, die nahezu aus allen CAD Werkzeugen exportiert werden kann, dient als Startpunkt der Modellbildung. STL Daten bestehen aus einer Facettierung der Oberfläche mit unverbundenen Dreieckselementen. Die Größe der Dreiecke ist umgekehrt proportional zur lokalen Krümmung der Oberfläche. Das STL Format hat sich im Zuge der Vereinheitlichung als eines der Standardaustauschformate im CAE etabliert.

Der Import mehrerer STL Datensätze ist möglich. Als Voraussetzung für die weitere Verarbeitung der Daten müssen die importierten Geometrielemente eine geschlossene Oberfläche bilden. Hierzu müssen die einzelnen Komponenten jedoch nicht zwingend topologisch miteinander verbunden sein.

2.2 Netzgenerierung

TOMMIE stellt eine graphische Benutzeroberfläche zur Generierung der Gitter, innerhalb von FLUENT zur Verfügung. Startpunkt der Vernetzungsalgorithmik ist ein gleichmäßiges Hexaedergitter. Dieses wird sukzessive mittels isotroper oder anisotroper Unterteilung der Zellen verfeinert, bis die vom Anwender definierten Kriterien bezüglich der Auflösung normal und tangential zur Wand erfüllt sind.

Weiterhin ist der Anwender in der Lage Verfeinerungszonen zu definieren, innerhalb derer eine gewünschte Auflösung erreicht wird. Auf Basis dieser Informationen wird ein verfeinertes Hexaedergitter erzeugt, welches die Fluid- und Festkörpervolumen beinhaltet. Durch die Vorgabe der Position eines Referenzpunktes wird definiert, bei welchem Volumen es sich um den Strömungsbereich handelt. Die Zellen, welche die reale Oberfläche schneiden, werden als Interface Zellen markiert und später mit den Immersed Boundary Ansatz behandelt. Dieser Ansatz basiert auf dem geometrischen Zusammenhang der Rechenzelle und des damit verbundenen Elements auf der realen Oberfläche (siehe Abb. 5).

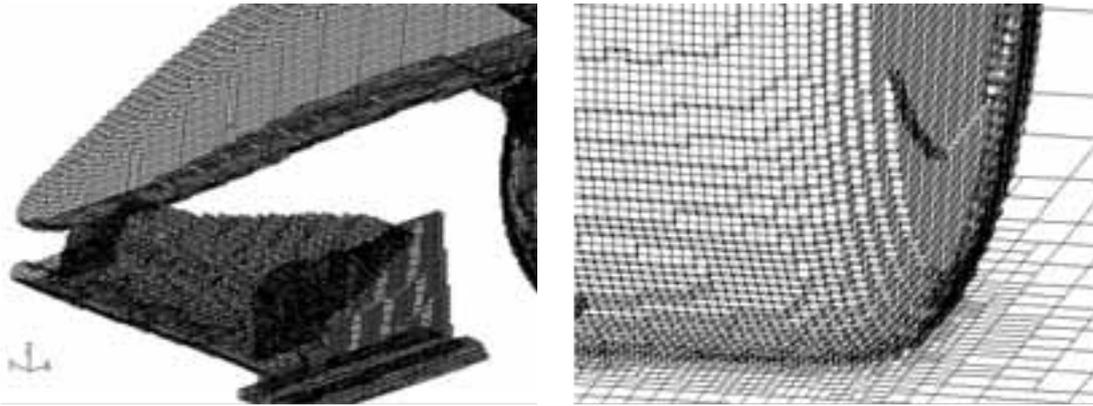


Abb. 4: „Stairstep Darstellung“ eines F1 Fahrzeugs; Frontspoiler und Vorderrad

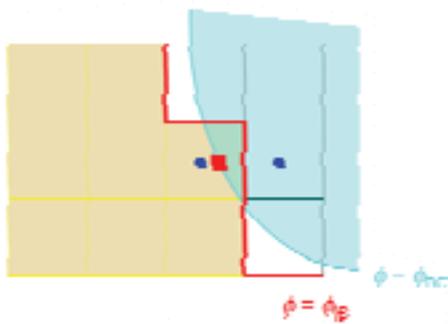


Abb. 5.: Darstellung des Prozesses zur Erzeugung der geometrischen Information auf der „immersed“ Oberfläche zur Definition der korrekten Randbedingungen für die entsprechende Zelle. Die türkisfarbene Linie repräsentiert die Oberfläche der realen Geometrie. Die erzeugte Stairstep Kontur ist in rot abgebildet. Als geometrische Information wird, mittels einer Ray Tracing Methode, der Schnittpunkt zwischen einer gedachten Linie vom Zellmittelpunkt über das Interface zur Realgeometrie ermittelt.

Die Verwendung einer Steuerungsdatei für die Gittergenerierung macht das Werkzeug sehr flexibel. Wie in Abb. 6 gezeigt ist es möglich für unterschiedliche Geometrie Konfigurationen ein und dieselbe Steuerungsdatei zu nutzen. Auf Grund der unterschiedlichen Lage der geometrischen Körper zueinander, werden jeweils andere Strömungsbereiche erzeugt. Dies gilt auch, wenn sich die geometrischen Körper überlappen oder gar vollständig überdecken. Da die Lage der Körper und die damit verbundene Erzeugung des Rechennetzes keinerlei Interaktion mit dem Anwender benötigen, eignet sich TOMMIE hervorragend dafür, den Gittergenerierungsprozess für ähnliche Geometrie Konfigurationen weitestgehend zu automatisieren. Besonders bei der Simulation aerodynamischer Fragestellungen, werden so nutzerunabhängige, vergleichbare und reproduzierbare Ergebnisse für die unterschiedliche Designvarianten sichergestellt.

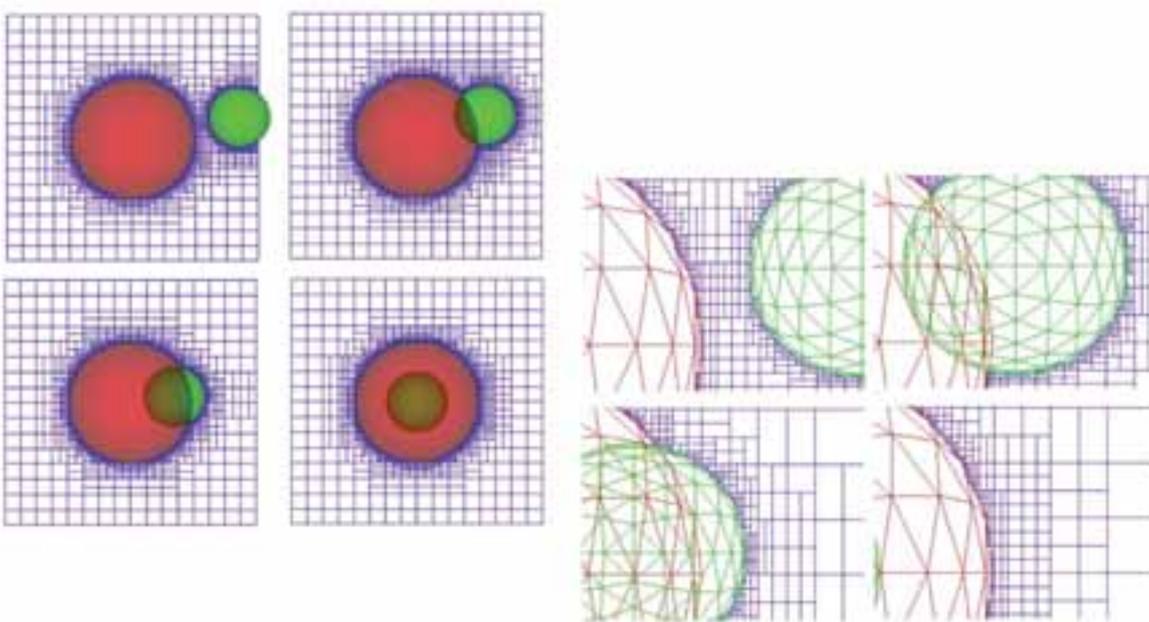


Abb. 6.: Berechnungsgitter für Konfigurationen aus jeweils 2 Kugeln.

Im letzten Schritt wird ein Oberflächengitter zur Auswertung generiert, welche die Oberfläche der Originalgeometrie wiedergibt. Diese Oberflächengitter wird mittels Projektion aus dem Stairstep Netz erzeugt. Hierdurch ergibt sich eine eindeutige Beziehung der Stairstep-Elemente zur Auswertoberfläche (siehe Abb. 7)

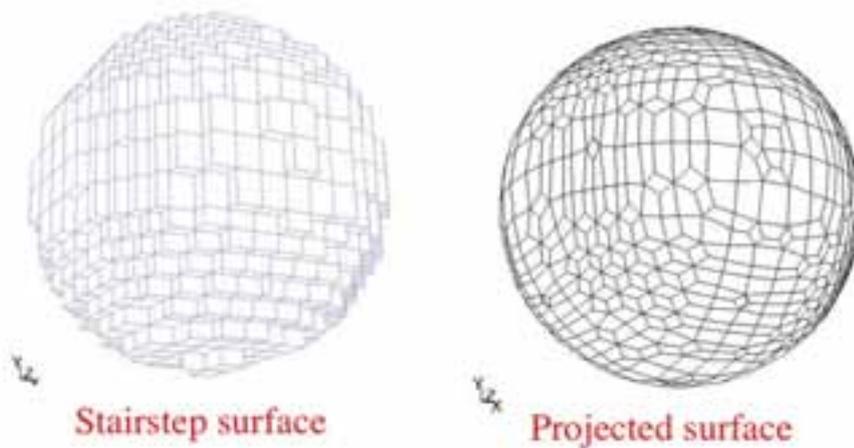


Abb. 7.: Projektion der Stairstepoberfläche.

Abb. 8 zeigt exemplarisch den Aufbau einer Tommie Eingabedatei. Diese Datei kann entweder aus den Eingaben in das GUI erzeugt und wieder reimportiert, oder zuvor in einem externen Editor entsprechend angepasst werden. Neben dem Vorteil einer reproduzierbaren Netzauflösung und Qualität, bietet die Verwendung der Eingabedatei eine einfache Möglichkeit zur Durchführung von Studien zur Netzunabhängigkeit. Hierzu werden lediglich die Parameter in der Eingabedatei variiert. Dies ist exemplarisch am Beispiel eines Antriebsstrangs in Abb. 9 dargestellt. Hier wurde der Parameter GLOBAL_REFINE in den Grenzen zwischen 0.1 und 1.2 variiert.

```

STL_GROUP 1 "full.stl" test 0.001 0.005
DOMAIN -20 20 -7 7 0.06 7
MPOINT fluid -15 -3 3
GLOBAL_REFINE 1
GRIDSIZE 0.5 0.5 0.5
WINDOW BOX -0.5 5 -1.5 1.5 0 0.3 0.05 0.05 0.05
WINDOW BOX 2.5 7 -2.5 2.5 0 2 0.05 0.05 0.05
WINDOW BOX -1.5 5.5 -2.5 2.5 -2 2 0.1 0.1 0.1
MSH63 "loremo_full"
  
```

Abb. 8: Beispiel einer <tommie.in> Datei, mit drei Verfeinerungsboxen (window boxes)

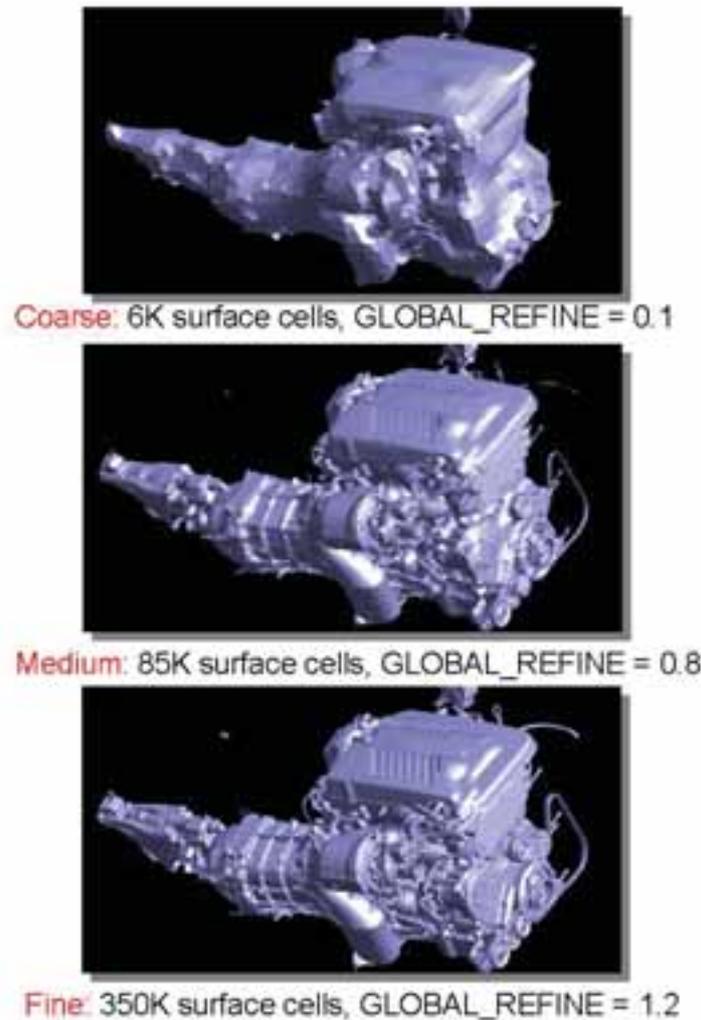


Abb. 9.: Antriebseinheit mit unterschiedlichen Einstellungen für den Parameter GLOBAL_REFINE

2.3 Randbedingungen

Da das von Tommie erzeugte Gitter eine treppenstufenartige Annäherung an die Realgeometrie darstellt, ist es notwendig die Löseralgorithmen für die Abbildung der Strömung im Wandbereich zu modifizieren. Die Veröffentlichungen von Iaccarino et al [2],[3],[4] erlauben einen tieferen Einblick in die verwendete Methode. Im Rahmen dieser Veröffentlichung wird lediglich auf die Grundlagen eingegangen.

Ziel ist es, im Bereich der Stairstep-Oberflächen den Einfluss der realen Geometrie für die zu lösenden Größen entsprechend abzubilden. Dies wird durch eine Interpolation der berechneten Größen innerhalb des Strömungsgebietes auf die reale Geometrie erreicht. Diese Werte liegen dann im Flächenmittelpunkt der Stairstep Oberfläche vor. Wie für alle iterativen Löser ist es wichtig, dass die Gültigkeit der Erhaltungsgleichungen gewährleistet ist. In der vorliegenden Implementierung basiert die Interpolation auf der „least-square“ Interpolationsmethode (LSI).

Für jede Größe ϕ wird die Randbedingung berechnet durch:

$$\phi_{IB} = \sum_{nbr=1}^{N_F} \omega_{nbr} \phi_{nbr} + \sum_{ss=1}^{N_B} \omega_{ss} \phi_{ss} \quad (1)$$

mit IB als zu berechnendem Wert auf der Stairstepoberfläche und N_F und N_B als Fluidnachbarn und Zelloberflächen, die zur Immersed Boundary gehören, wenn reale Werte auf der Oberfläche vorgegeben werden. Der Ge-

wichtungsfaktor ω ist eine Funktion des geometrischen Abstandes der Immersed Boundary und des Zellmittelpunktes und wird intern ermittelt. Für Vektorgrößen (z.B. Geschwindigkeit) ist ein weiterer Schritt notwendig, um die Erhaltungsgleichungen zu erfüllen. Die Massenerhaltung für inkompressible Medien wird gesichert durch die Vorgabe:

$$\vec{v}_{IB} \cdot \hat{n} = 0 \quad (2)$$

Hierbei ist \hat{n} die Normale des Stairstepoberflächenelements. Der Interpolationsschritt lässt sich unter Anwendung eines predictor/corrector Verfahrens schreiben als:

$$\vec{v}_{IB}^* = \sum_{nbr=1}^{N_F} \omega_{nbr} \vec{v}_{nbr} + \sum_{ss=1}^{N_B} \omega_{ss} \vec{v}_{ss}$$

$$\lambda = \frac{1}{N_{IB}} \sum_{IB=1}^{N_{IB}} (\vec{v}_{IB}^* \cdot \hat{n}) \quad (3)$$

$$\vec{v} = \vec{v}_{IB}^* - \lambda (\vec{v}_{IB}^* \cdot \hat{n})$$

Die lokale Massenerhaltung wird durch die sukzessive Berechnung des Korrekturfaktors λ für die einzelnen Flächenelemente sichergestellt. Die globale Erhaltung ist gleichbedeutend mit einer Summierung von λ über alle Stairstepoberflächen.

Die Anwendung der Immersed Boundary Methode für turbulente Strömungen (RANS) setzt die Einführung turbulenter Größen an den Berandungen der Immersed Boundary voraus. Insbesondere ist die Verwendung eines Wandmodells zur Abbildung der Grenzschicht unverzichtbar. Das Erzwingen der Haftbedingung im Wandbereich ist streng genommen nur für konturkonforme Gitter mit einer adäquaten Auflösung ($y^+ \sim 1$) gültig. Eine alternative Behandlung der wandnahen Bereiche bietet die Verwendung eines Wandmodells, welches auf einer bekannten funktionalen Abhängigkeit der Tangentialgeschwindigkeit zu den turbulenten Größen beruht. Die Verwendung eines solchen Ansatzes ist essentiell, da zur Berechnung turbulenter Strömungen mit Wandinteraktion sehr große Gitter notwendig wären. Die Ableitung des Wandfunktionsansatzes für die Immersed Boundary Methode aus den konventionellen Wandfunktionen ist in [3] detailliert dargestellt.

2.4 Postprocessing

Während die Auswertung der Strömungsgrößen innerhalb des Strömungsgebiets wie gewohnt durchgeführt werden kann, bedarf es zur Darstellung der Strömungsgrößen auf den Wänden zusätzlicher Modifikationen. Die berechneten Größen werden nicht auf der Stairstepoberfläche, sondern auf der projizierten Oberfläche dargestellt. Wie bereits in Kapitel 2.2 ausgeführt, repräsentiert jedes Element der projizierten Oberfläche ein Treppenstufenelement. Die Auswertung integraler Größen über die Oberflächen (z.B.: aerodynamische Beiwerte) geschieht direkt aus den Werten auf der projizierten Oberfläche.

3 Anwendung der IB Methode – Aerodynamik des LOREMO

3.1 Low Resistance Mobile – LOREMO

Basis des Loremo Projekts (www.loremo.com) ist die Idee ein Fahrzeug zu entwickeln, welches zu einem relativ geringen Preis umweltgerecht ist und gleichzeitig den modernen Ansprüchen an das Design genügt. Das Grundmodell erreicht eine Geschwindigkeit von 160 km/h, bei einem Kraftstoffverbrauch von gerade einmal 2 Litern auf 100 Kilometern. Der CO₂ Ausstoß liegt mit 50 g/km deutlich unter dem von der Europäischen Union geplanten Grenzwert von 120-140 g/km. Als Aggregat dient ein Zweizylinder Dieselmotor mit 20PS.

Um die genannten Ziele zu verwirklichen, ist die Aerodynamik einer der Haupteinflussfaktoren im Design- und Optimierungszyklus. Ziel ist hierbei die Erreichung eines Widerstandsbeiwertes von 0.22 unter Berücksichtigung der zu erreichenden Maximalgeschwindigkeit und unter Einhaltung der Fahrzeugstabilität, bei einem Gesamtgewicht von nur etwa 600 kg. Die Verwendung von CFD Methoden unterstützt die Ingenieure und Designer bei Loremo das optimale Design zu finden. Die vorliegende Veröffentlichung basiert auf dem Designstand von 2005/2006. (siehe Abb. 10)

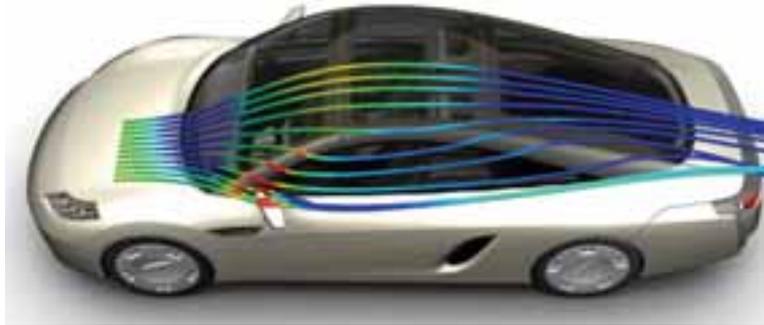


Abb. 10.: Der LOREMO mit Darstellung der Pfadlinien aus der CFD Simulation

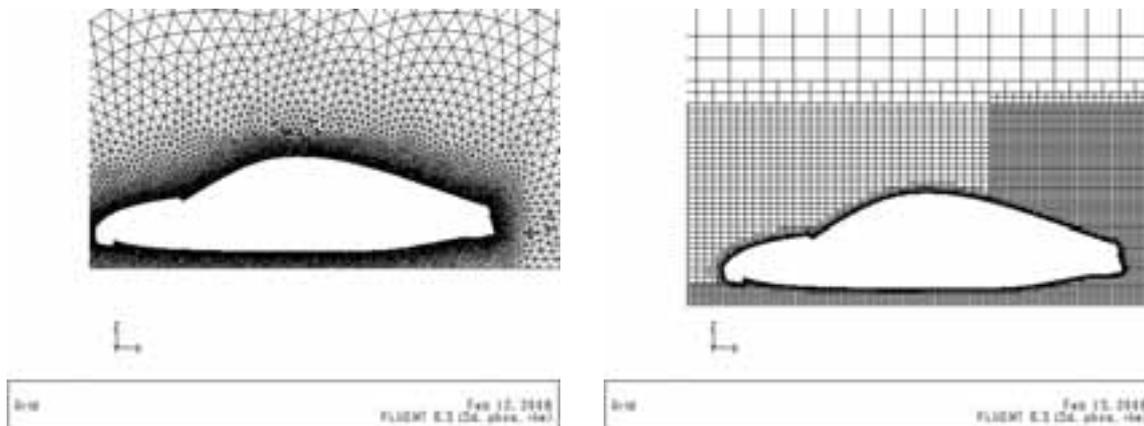
3.2 Ergebnisse

Im Rahmen der vorliegenden Veröffentlichung werden erste Ergebnisse zur Berechnung des LOREMO vorgestellt. Die Ergebnisse sind Teil interner Softwaretests, welche zur Sicherstellung der Produktqualität bei ANSYS vor der offiziellen Veröffentlichung einer Funktionalität durchgeführt werden.

Als Referenz zur Bewertung der Ergebnisse werden die Berechnungen der Konfiguration mittels eines konventionellen Simulationsprozesses herangezogen[6]. Die Berechnungen wurden jeweils an einem Halbmodell durchgeführt.

Abb. 11 zeigt einen Vergleich der verwendeten Gitter für die konventionelle Simulation (links) und die Immersed Boundary Methode (rechts). Angaben zur Netzgröße und Bearbeitungszeit sind in der Tabelle unterhalb angegeben.

Abb. 12 zeigt einen Vergleich der Ergebnisse in Form der Geschwindigkeitskonturen auf der Symmetrieebene, des statischen Drucks auf der Fahrzeugoberfläche und der cp- Verteilung im Mittelschnitt.



	conventional	IBM
Geometry Cleanup	~ 16h	Not applicable
Surface Mesh	~ 8 h	Not applicable
Volume Mesh	~ 0.5 h	0.25 h
Mesh Count	~ 2.000.000	~ 3.000.000
Memory for volume mesh	~ 2 GB (max)	~ 4.5 GB (max)

Abb. 11: Vergleich der verwendeten Gitter

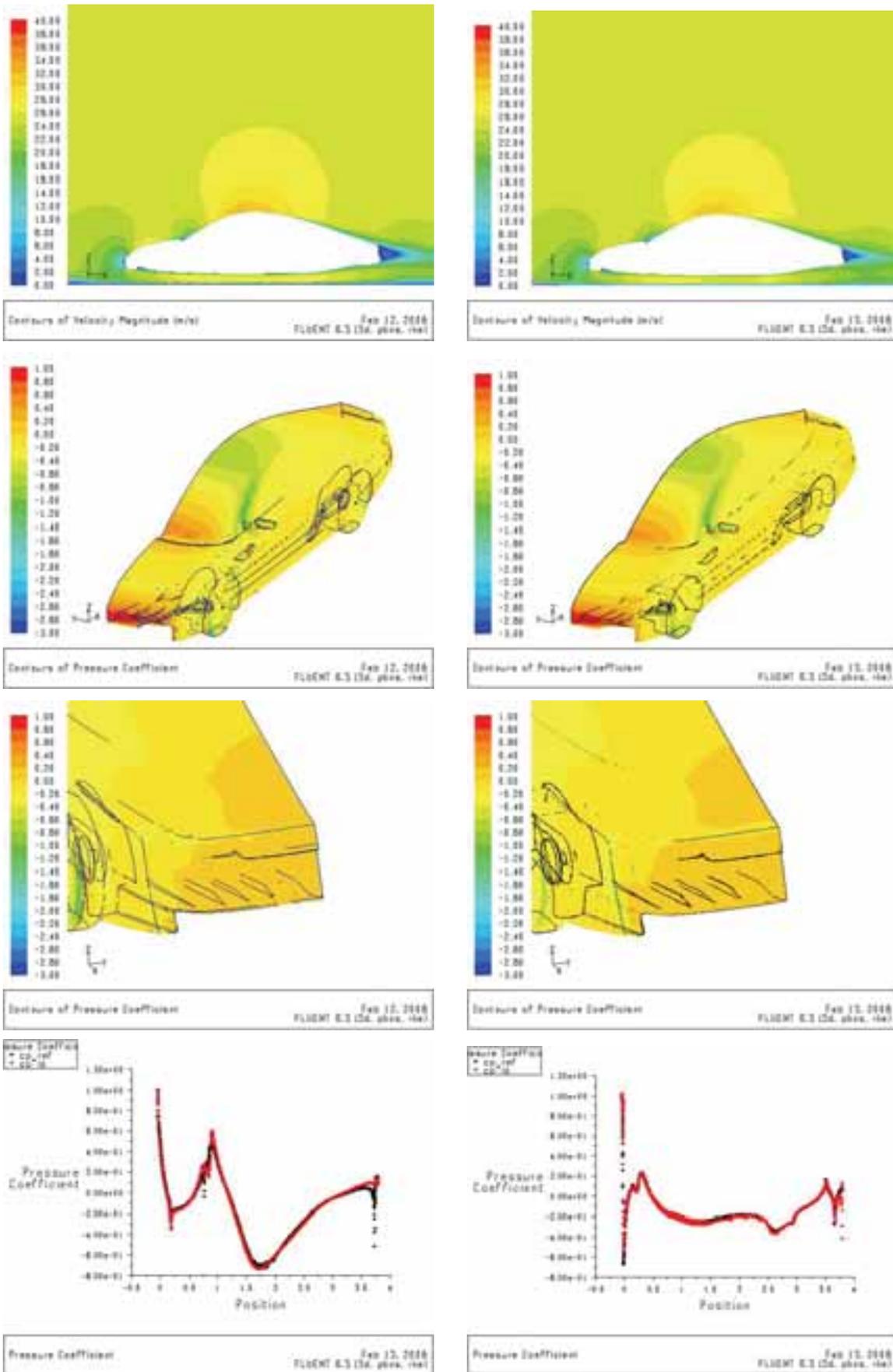


Fig12.: Vergleich der Ergebnisse aus konventioneller Berechnung (links) und der IB Methode (rechts). Die untere Reihe zeigt einen Vergleich der c_p -Verteilung auf der Fahrzeugoberseite (links) und auf der Fahrzeugunterseite (rechts)

Der globale Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse. Der Vergleich der integralen Größe des Widerstandbeiwertes zeigt für die IB Methode eine Abweichung von ca. +15 Punkten gegenüber der konventionellen Methode. Eine genauere Analyse zeigt, dass diese Abweichung hauptsächlich auf den Reibungsanteil (viscous drag) zurückzuführen ist. Eine weitere Verfeinerung des Netzes im Wandbereich wird daher den Kern nachfolgender Simulationen bilden.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Die Immersed Boundary Methode, eine schnelle, verlässliche und hoch automatisierte Methode zur Simulation komplexer Strömungsfelder wurde im Rahmen dieser Veröffentlichung vorgestellt.

Die Methode durchläuft derzeit die internen Testprozeduren bei ANSYS Inc. Erste Ergebnisse zur Berechnung der Aerodynamik des Low Resistance Mobile (LOREMO) zeigen eine gute Übereinstimmung mit der konventionellen Simulationsmethode.

Zur weiteren Verbesserung der Ergebnisse werden eine Verfeinerung der Vorgehensweise erarbeitet und ausgiebige Studien zur Netzauflösung durchgeführt. Diese Ergebnisse werden im Rahmen der MIRA Konferenz im Oktober 2008 vorgestellt.

Literatur

- [1] Cascade Techn., ANSYS Inc. "Immersed Boundary in Fluent, Technical Documentation"
- [2] Mittal R., Iaccarino G. "Immersed Boundary Methods" Annu.Rev.Fluid Mech. 2005
- [3] Kalitzin G., Iaccarino G. "Toward immersed boundary simulation of high Reynolds number flows" Center of Turbulence Research, Annual Research Briefs 2003
- [4] Iaccarino G., Verzicco R. "Immersed boundary technique for turbulent flow simulations" Appl Mech rev vol 56, no 3, May 2003
- [5] Jindal S. et al. "The Immersed Boundary CFD Approach for Complex Aerodynamics Flow Predictions" SAE 2007 World Congress, Detroit Michigan 2007-01-0109
- [6] Lanfrit M. "A best practice guideline to handle Automotive External Aerodynamics with FLUENT", Fluent.Inc Technical Notes, Feb 2005
- [7] Artiaga-Hahn et al. "Customizing FLUENT to Speed-Up Aerodynamic Vehicle Development", EACC 2005

Autor

Für weiterführende Informationen zu IB Methode setzen Sie sich bitte mit Ihrem lokalen ANSYS Büro oder den entsprechenden Distributoren (<http://www.ansys.com>) in Verbindung.

Für Fragen bezüglich der vorliegenden Veröffentlichung kontaktieren Sie bitte:

Marco Lanfrit,
 Manager Consulting
 Continental Europe
 Birkenweg 14a
 ANSYS Germany GmbH
 +49 (6151) 3644-135
marco.lanfrit@ansys.com

Bitte per Post oder Fax senden:

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

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

e-mail: info@nafems.de

Adresse für Fensterkuvert



NAFEMS GmbH
Osterham 23

D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (1/2009)

Bitte senden Sie mir nähere Informationen zu folgenden Themen:

NAFEMS Mitgliedschaft

NAFEMS Magazin „Benchmark“

NAFEMS Seminare

NAFEMS Trainingskurse

NAFEMS World Congress 2009

Registered Analyst Zertifizierung

EU-Projekte

Internationale Arbeitsgruppen

Bitte nehmen Sie mich in Ihren Verteiler auf.

Senden Sie das NAFEMS Magazin bitte auch an meine/n Kollegen/in (Adresse unten).

Ich möchte folgendes zum NAFEMS Magazin anregen:

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

Absender

Firma: _____

Abt.: _____

Titel, Vor-/Nachname: _____

Straße: _____

PLZ-Ort: _____

Tel.: _____

Fax: _____

e-mail: _____

Bitte senden Sie das NAFEMS Magazin auch an:

Firma: _____

Abt.: _____

Titel, Vor-/Nachname: _____

Straße: _____

PLZ-Ort: _____

Tel.: _____

Fax: _____

e-mail: _____

Bitte per Post oder Fax senden:

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

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

e-mail: info@nafems.de

Adresse für Fensterkuvert



NAFEMS GmbH
Osterham 23

D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (1/2009)

Bitte senden Sie mir nähere Informationen zu folgenden Themen:

NAFEMS Mitgliedschaft

NAFEMS Magazin „Benchmark“

NAFEMS Seminare

NAFEMS Trainingskurse

NAFEMS World Congress 2009

Registered Analyst Zertifizierung

EU-Projekte

Internationale Arbeitsgruppen

Bitte nehmen Sie mich in Ihren Verteiler auf.

Senden Sie das NAFEMS Magazin bitte auch an meine/n Kollegen/in (Adresse unten).

Ich möchte folgendes zum NAFEMS Magazin anregen:

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

Absender

Firma: _____

Abt.: _____

Titel, Vor-/Nachname: _____

Straße: _____

PLZ-Ort: _____

Tel.: _____

Fax: _____

e-mail: _____

Bitte senden Sie das NAFEMS Magazin auch an:

Firma: _____

Abt.: _____

Titel, Vor-/Nachname: _____

Straße: _____

PLZ-Ort: _____

Tel.: _____

Fax: _____

e-mail: _____

NAFEMS

MAGAZIN

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

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

www.nafems.org