

Strategien zur Modellvalidierung – Perspektiven für den Automobilbau

Dr.-Ing. Carsten Schedlinski
ICS Engineering GmbH, Am Lachengraben 5, D-63303 Dreieich
sched@ics-engineering.com

Dr.-Ing. Bernard Läer
Volkswagen AG, Konzernforschung, D-38436 Wolfsburg
bernard.laer@volkswagen.de

Einleitung

Um den heutzutage hohen Anforderungen an die Reduktion von unerwünschten Schwingungen sowie von Lärm- und Schadstoffemissionen – bei gleichzeitig hoher Gebrauchstauglichkeit – zeit- und kostengünstig begegnen zu können, ist der umfangreiche Einsatz von CAE-Techniken erforderlich.

Speziell im Bereich der Finite-Elemente-Analysen (FEM) ist dabei für eine zielsichere und aussagekräftige Analyse eine ausreichende Qualität der verwendeten FE-Modelle unabdingbar. Um diese Qualität prozesssicher zu gewährleisten, ist die Anwendung einer systematischen Validierungsstrategie von entscheidendem Vorteil gegenüber dem auch heute noch weit verbreiteten Trial-and-Error-Vorgehen.

In diesem Vortrag wird eine systematische Validierungsstrategie vorgestellt, wie sie heutzutage bereits in Bereichen der Luftfahrt erfolgreich eingesetzt wird. Die Validierungsstrategie nutzt dabei Daten experimenteller Modalanalysen (Frequenzgänge, Eigenwerte und Eigenvektoren), um die Güte von FE-Modellen gezielt zu beurteilen und, sofern erforderlich, effektiv mit Hilfe einer computerunterstützten Modellanpassung (*computational model updating*), kurz CMA, zu verbessern.

Im Anschluss an die FE-Modellerstellung ergeben sich dabei im Rahmen der Validierung vielfältige Herausforderungen. Dies gilt insbesondere im Hinblick auf die Generierung der Versuchsdaten selber, welche als Basis für die nachfolgenden Korrelations- und Validierungsprozesse dienen. Es wird deshalb zunächst ein Überblick über die wesentlichen Punkte gegeben, die es dem mit der Validierung betrauten Ingenieur erlauben, die Validierung optimal zu planen sowie die Eignung der experimentellen und analytischen Daten abzuschätzen.

Schließlich wird an Beispielen aus der Praxis aufgezeigt, wie die Methodik in den Automobilbau übertragen und dort eingesetzt werden kann, wo aufgrund der Serienfertigung mit hohen Stückzahlen andere Rahmenbedingungen als in der Luftfahrt zu berücksichtigen sind.

Strategie zur Modellvalidierung

Die Erfahrung aus unterschiedlichsten Validierungsprojekten über die letzten Jahre ist, dass sich eine Validierung industrieller FE-Modelle alleine auf Basis des Gesamtsystems aufgrund der Komplexität praktisch nicht realisieren lässt.

Speziell im Luftfahrtbereich, wo zur Unterstützung des gesamten Triebwerksentwicklungsprozesses und der Zulassung eine Vielzahl statischer und dynamischer Berechnungen zur Beurteilung des mechanischen Systemverhaltens durchgeführt werden, wurde daher für die Validierung komplexer Gesamttriebwerks-FE-Modelle eine differenzierte

Vorgehensweise entwickelt (siehe auch [12]). Die Grundidee dieser Strategie ist es, das Gesamtsystem Schritt für Schritt zu validieren („Bottom-Up“ Strategie: Bild 1).

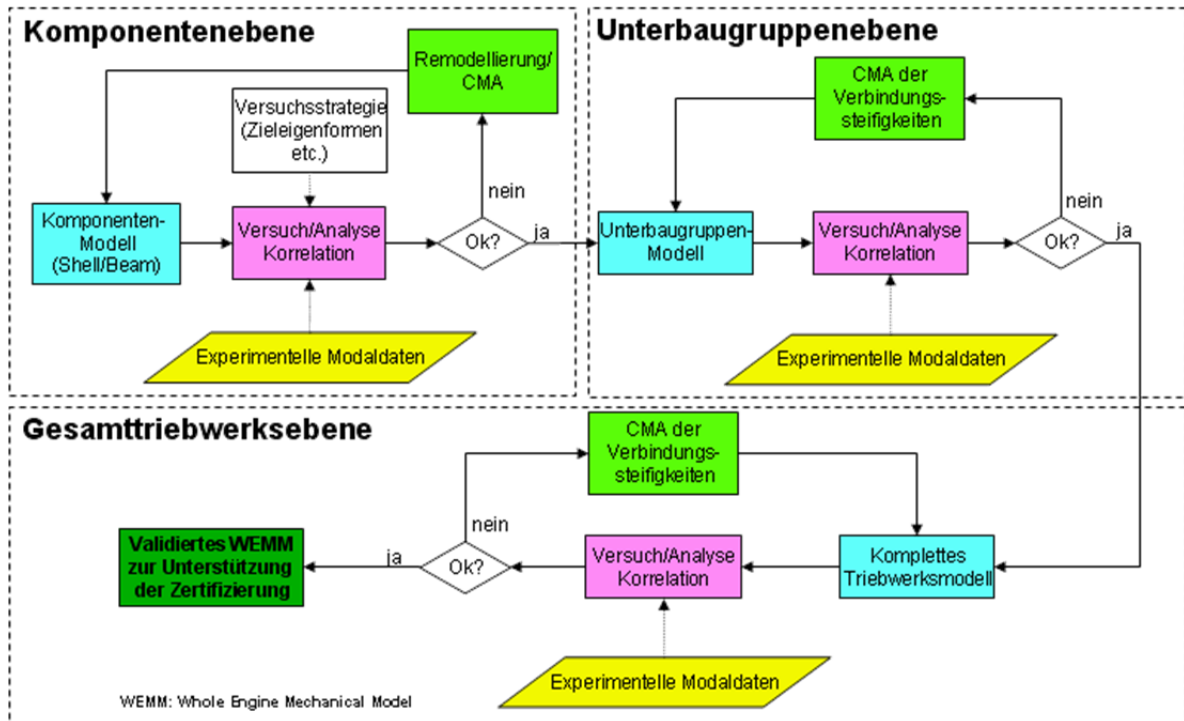


Bild 1: Überblick über die „Bottom-Up“ Validierungsstrategie

Zunächst erfolgt hier eine Validierung der FE-Modelle von Komponenten (zum Beispiel von Rotoren und Triebwerkseinzelgehäusen). Danach werden Unterbaugruppen betrachtet, wobei hier die Validierung der Schnittstellen im Vordergrund steht. Schließlich wird das Gesamtsystem validiert, einerseits um verbleibende Schnittstellen anzupassen, andererseits um das globale Verhalten des Gesamtsystems zu überprüfen. Insgesamt ist dabei darauf zu achten, dass die Anzahl der pro Validierungsschritt zu berücksichtigenden Parameter möglichst gering gehalten wird.

Versuchsplanung

Bei der Modellvalidierung wird im Allgemeinen davon ausgegangen, dass alle auftretenden Abweichungen zwischen Versuch und Analyse allein durch Ungenauigkeiten im FE-Modell begründet sind. Um die in Realität unvermeidlichen Unsicherheiten aus dem Versuch so gering wie möglich zu halten, und um eine adäquate Datenbasis für die nachfolgenden Validierungsaufgaben zu erhalten, ist deshalb eine sorgfältige Versuchsplanung und Versuchsdurchführung integraler Bestandteil der Validierungsstrategie.

Die Versuchsplanung erfolgt auf Basis des vorhandenen FE-Modells und erlaubt eine gezielte Versuchsauslegung. Zusätzlich wird die nachfolgende Korrelation mit analytischen Daten erheblich vereinfacht (FE-Modell und Versuchsmodell „passen“ zueinander). Die Versuchsplanung sollte im Wesentlichen die folgenden Punkte berücksichtigen:

- die Auswahl relevanter Zieleigenformen (*was* muss gemessen werden?)
 - lokale/globale Eigenformen
 - Frequenzbereich
 - Art der Lagerungsbedingung
- die Auswahl der Messfreiheitsgrade (*wo* muss gemessen werden?)
 - Erfassung grundsätzlicher Messinformationen
 - ausreichende räumliche Erfassung der Zieleigenformen (lineare Unabhängigkeit)
 - Koinzidenz von Mess- und FE-Knoten
 - Zugänglichkeit der Messknoten
 - Redundanz der Messfreiheitsgrade
 - Robustheit des Versuchsmodells gegenüber Unsicherheiten im FE-Modell
- die Auswahl der Erregerpositionen (*wo* muss angeregt werden?)
 - falls möglich, simultane Anregung aller Zieleigenformen
- die Festlegung von Versuchsparametern und Versuchsablauf (*wie* muss gemessen werden?)
 - z. B. die Gewährleistung einer ausreichenden Frequenzauflösung (für eine stabile Identifikation modaler Parameter) und die Wahl von Fensterfunktionen
 - Wahl der Sensorik (Beschleunigungsaufnehmer, Laser etc.)
 - Wahl der Anregung (Hammer, Shaker, Schallquelle etc.)
 - wandernde Anregung oder wandernde Systemantwort

Wegen der a priori nicht bekannten Güte des zur Versuchsplanung verwendeten FE-Modells, hat es sich als gute Praxis erwiesen, die Ergebnisse der Versuchsplanung in Vorversuchen zu überprüfen und gegebenenfalls adäquat anzupassen.

Computerunterstützte Modellanpassung

Die Modellvalidierung selber erfolgt schließlich mittels CMA. Dabei werden im ersten Schritt sinnvollerweise lediglich die physikalischen Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften betrachtet und die Abweichungen zwischen identifizierten sowie analytischen Eigenfrequenzen und Eigenformen minimiert.

Nach erfolgreicher Anpassung der Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften können in einem weiteren Schritt noch physikalische, strukturelle oder modale Dämpfungsparemeter oder aber auch akustische Parameter (Randimpedanzen/Absorption) angepasst wer-

den, wobei hier dann die Abweichungen in den Resonanzbereichen zwischen gemessenen und analytischen Frequenzgängen minimiert werden (siehe hierzu auch [4-5, 8, 10]).

Die Basis für die Anpassung physikalischer Steifigkeits-, Massen- und Dämpfungsparameter bildet im Allgemeinen die folgende Parametrisierung der Systemmatrizen (siehe auch [1-3]):

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}_A + \sum \alpha_i \mathbf{K}_i \quad , \quad i = 1 \dots n_\alpha \quad (1a)$$

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_A + \sum \beta_j \mathbf{M}_j \quad , \quad j = 1 \dots n_\beta \quad (1b)$$

$$\mathbf{D} = \mathbf{D}_A + \sum \gamma_k \mathbf{D}_k \quad , \quad k = 1 \dots n_\gamma \quad (1c)$$

mit: $\mathbf{K}_A, \mathbf{M}_A, \mathbf{D}_A$ Ausgangs-Steifigkeits-, Massen-, Dämpfungsmatrix

$\mathbf{p} = [\alpha_i \beta_j \gamma_k]$ Vektor unbekannter Anpassungsfaktoren

$\mathbf{K}_i, \mathbf{M}_j, \mathbf{D}_k$ ausgewählte Substrukturmatrizen, die Ort und Art der anzupassenden Modellparameter beinhalten

Diese Parametrisierung erlaubt die *lokale* Anpassung unsicherer Modellbereiche. Unter Nutzung der Gleichungen (1) und geeigneter Residuen (die verschiedene Versuchs-/Analyseabweichungen enthalten) kann die folgende Zielfunktion abgeleitet werden:

$$J(\mathbf{p}) = \Delta \mathbf{z}^T \mathbf{W} \Delta \mathbf{z} + \mathbf{p}^T \mathbf{W}_p \mathbf{p} \rightarrow \min \quad (2)$$

mit: $\Delta \mathbf{z}$ Residuenvektor

\mathbf{W}, \mathbf{W}_p Wichtungsmatrizen

Die Minimierung der Zielfunktion (2) liefert die gesuchten Anpassungsfaktoren \mathbf{p} . Der zweite Term auf der rechten Seite von Gleichung (2) dient dabei der Begrenzung der Variation der Anpassungsfaktoren. Die Wichtungsmatrix muss mit Bedacht gewählt werden, da für $\mathbf{W}_p \gg \mathbf{0}$ keinerlei Änderung erfolgt (siehe hierzu [3]).

Die Residuen $\Delta \mathbf{z} = \mathbf{z}_T - \mathbf{z}(\mathbf{p})$ (\mathbf{z}_T : Versuchsdatenvektor, $\mathbf{z}(\mathbf{p})$: zugehöriger Analysedatenvektor) sind im Allgemeinen nichtlineare Funktionen der Parameter. Daher ist auch das Minimierungsproblem nichtlinear und muss iterativ gelöst werden. Eine Möglichkeit besteht in der Anwendung des klassischen Sensitivitätsansatzes (siehe [1]), bei dem der Analysedatenvektor am Punkt 0 linearisiert wird. Die Linearisierung erfolgt dabei über eine Taylorreihenentwicklung, die nach dem linearen Glied abgebrochen wird. Dies führt auf:

$$\Delta \mathbf{z} = \Delta \mathbf{z}_0 - \mathbf{G}_0 \Delta \mathbf{p} \quad (3)$$

mit: $\Delta \mathbf{p} = \mathbf{p} - \mathbf{p}_0$ Änderung der Anpassungsfaktoren

$\Delta \mathbf{z}_0 = \mathbf{z}_T - \mathbf{z}(\mathbf{p}_0)$ Abweichung Versuch/Analyse am Linearisierungspunkt 0

$\mathbf{G}_0 = \partial \mathbf{z} / \partial \mathbf{p} |_{\mathbf{p}=\mathbf{p}_0}$ Sensitivitätsmatrix am Linearisierungspunkt 0

\mathbf{p}_0 Anpassungsfaktoren am Linearisierungspunkt 0

Sofern die Anpassungsfaktoren keinerlei Begrenzungen unterliegen, erhält man aus (2) das lineare Problem (4), das in jedem Iterationsschritt für den aktuellen Linearisierungspunkt gelöst werden muss:

$$(\mathbf{G}_0^T \mathbf{W} \mathbf{G}_0 + \mathbf{W}_p) \Delta \mathbf{p} = \mathbf{G}_0^T \mathbf{W} \Delta \mathbf{z}_0 \quad (4)$$

Für $\mathbf{W}_p = \mathbf{0}$ entspricht (4) der Methode der gewichteten kleinsten Fehlerquadrate. Es soll an dieser Stelle erwähnt werden, dass natürlich jedes andere mathematische Minimierungsverfahren ebenso zur Lösung von (2) verwendet werden kann.

Weiterhin anzumerken ist, dass die Aufstellung der analytischen Dämpfungsmatrix, im Gegensatz zu Steifigkeits- und Massenmatrix, im Allgemeinen Schwierigkeiten bereitet. Um die Systemdämpfung ebenfalls anzupassen, können alternativ modale Dämpfungsparameter oder Strukturdämpfungsparameter verwendet werden. Für eine weiterführende Diskussion wird auf die Literatur verwiesen (zum Beispiel [3-4, 8]).

Häufige Verwendung finden das Eigenwert- und das Eigenvektorresiduum. Hier werden die analytischen Eigenwerte (Quadrate der Eigenkreisfrequenzen) und Eigenvektoren von den zugehörigen Versuchsergebnissen abgezogen. Die Zuordnung von Analyse- daten zu Versuchsdaten kann dabei über den sogenannten MAC-Wert der Eigenvektoren erfolgen:

$$\text{MAC} := \frac{(\mathbf{x}_T^T \mathbf{x})^2}{(\mathbf{x}_T^T \mathbf{x}_T)(\mathbf{x}^T \mathbf{x})} \quad (5)$$

der ein Maß für die lineare Abhängigkeit zweier Vektoren \mathbf{x}_T, \mathbf{x} darstellt. Ein MAC-Wert von Eins bedeutet, dass die zwei Vektoren kollinear sind; ein MAC-Wert von Null bedeutet, dass die zwei Vektoren orthogonal sind.

Die zugehörige Sensitivitätsmatrix kann der Literatur ([1-3]) entnommen werden. Zu beachten ist weiterhin, dass, falls lediglich reelle Eigenwerte und Eigenvektoren verwendet werden, keine Dämpfungsparameter angepasst werden können: die zugehörigen Sensitivitäten sind identisch Null, da die reellen Eigenwerte und Eigenvektoren lediglich Funktionen der Steifigkeits- und Massenparameter des Systems sind.

Anwendungen im Automobilbereich

Die CMA kann, neben der klassischen Anpassung von FE-Modellen zur Validierung für nachfolgende Analysen, auch für andere Aufgabenstellungen erfolgreich eingesetzt werden. So kann eine Untersuchung von Modellierungsstrategien erfolgen. Ein Beispiel hierfür ist die Validierung von Gehäusebauteilen mit nachfolgender Modellierung beziehungsweise Untersuchung von Schnittstellen zur Entwicklung verbesserter Modellierungsstrategien.

Ein Nebenprodukt der CMA ist des Öfteren die Lokalisierung kritischer Modellbereiche. Dies kann in der Folge für eine dedizierte Remodellierung genutzt werden, um die Modellgüte zu verbessern.

Auch kann die Identifikation unbekannter Parameter, zum Beispiel der Steifigkeit und Dämpfung von Lagern oder Dichtungen eine Möglichkeit für den Einsatz der CMA sein. Hierbei müssen allerdings die Versuche im Allgemeinen dediziert ausgelegt werden, um die zu identifizierenden Parameter hinreichend dominant zu wecken.

Schließlich ist noch die Anpassung reduzierter FE-Modelle mittels feiner FE-Modelle (fein in Bezug auf die räumliche Diskretisierung) zu nennen. Dies kann für eine Reduktion der Rechenzeiten genutzt werden, um beispielsweise Parameterstudien mit höherer Effektivität durchführen zu können.

Im Automobilbereich ist der klassische Einsatz der CMA für die Validierung von FE-Modellen nur in Sonderfällen interessant. Hier ist es wegen der unumgänglichen Serienstreuung und der hohen Stückzahlen selten sinnvoll, das FE-Modell an einen (letztendlich willkürlich) ausgewählten Prototypen anzupassen.

Anhand der folgenden zwei Beispiele aus der Praxis wird nun exemplarisch aufgezeigt, wie die Methoden im Automobilbau genutzt und eingesetzt werden können.

Modellierung von Schraubverbindungen

Als Beispiel für die Untersuchung von Modellierungsstrategien wird im Folgenden ein Beispiel aus dem Motorenbereich nach [9] mit Bezug auf Schraubverbindungen vorgestellt. Für das Zylinderkurbelgehäuse und den Kurbelwellengrundlagerdeckel nach Bild 2 sind Ausgangs-FE-Volumenmodelle verfügbar gewesen, die als erstes für eine Versuchsplanung verwendet worden sind. Anschließend wurde mit Test for Ideas eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt.

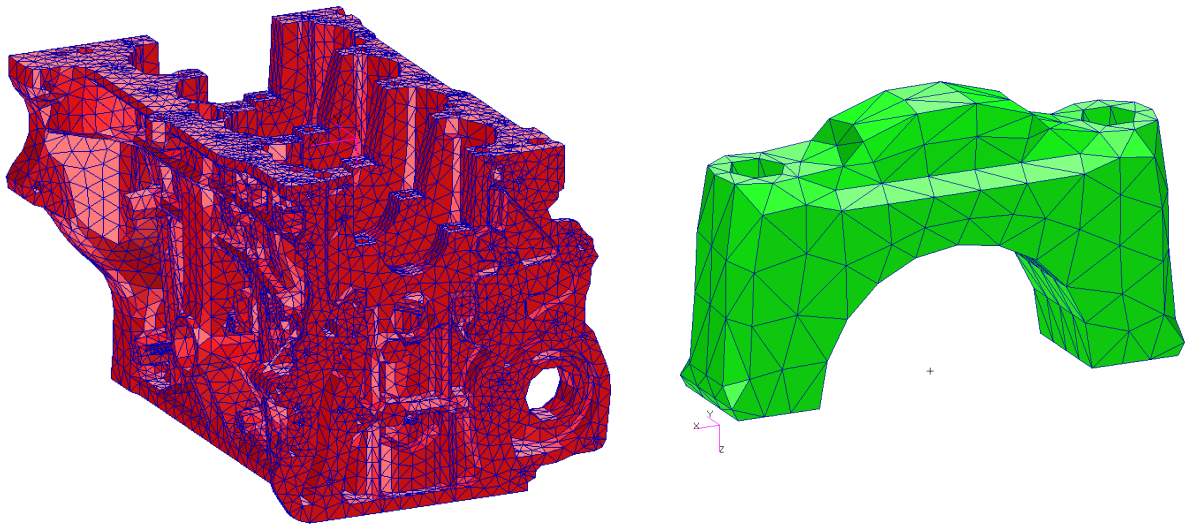


Bild 2: Zylinderkurbelgehäuse (links) und Kurbelwellengrundlagerdeckel (rechts)

Für das Zylinderkurbelgehäuse und den Kurbelwellengrundlagerdeckel sind die Korrelationen vor und nach der Validierung mittels CMA in den Tabellen 1 und 2 zusammengefasst. Alles in allem sind die Ausgangskorrelationen bereits sehr gut (hohe MAC-Werte, kleine Frequenzabweichungen). Die Validierung mittels CMA konnte somit in diesem Fall lediglich eine Feineinstellung der Ergebnisse bewirken.

Tabelle 1: Korrelationsergebnisse für das Zylinderkurbelgehäuse

Zustand	Verfügbare Testeigenformen	Zugeordnete Testeigenformen	Mittlere Freq.abw [Hz]	Maximale Freq.abw [Hz]	Mittlerer MAC [%]	Minimaler MAC [%]
Ausgang	23	23	1,74	3,07	94,18	72,72
Validiert	23	23	-0,26	-2,72	93,95	70,91

Tabelle 2: Korrelationsergebnisse für den Kurbelwellengrundlagerdeckel

Zustand	Verfügbare Testeigenformen	Zugeordnete Testeigenformen	Mittlere Freq.abw [Hz]	Maximale Freq.abw [Hz]	Mittlerer MAC [%]	Minimaler MAC [%]
Ausgang	3	3	-4,13	-5,68	97,47	95,33
Validiert	3	3	-2,95	-4,49	97,48	95,35

Für die Schnittstelle zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel wurde zunächst das FE-Modell nach Bild 3 verwendet. Die Verbindung wurde hier über starre Elemente realisiert, die die individuellen Knoten der gegenüberliegenden

Flanschflächen miteinander verbinden. Die Schrauben selber wurden als Balken idealisiert, während der nominale Schraubenquerschnitt angesetzt wurde. Die Verbindung der Schrauben zu Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel wurde ebenfalls über starre Elemente hergestellt.

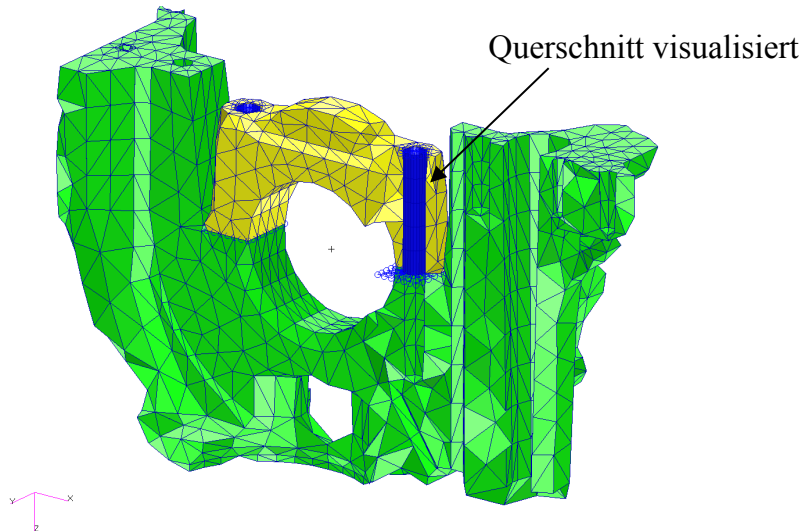


Bild 3: Ausgangsmodell der geschraubten Flanschverbindung

Tabelle 3 zeigt die Korrelationsergebnisse, die mit Hilfe des Modells nach Bild 3 erzielt werden können. Die maximale Frequenzabweichung von 6,51 % tritt für die Kippeigenform des Kurbelwellengrundlagerdeckels auf. Es ist offensichtlich, dass die gewählte Modellierungsstrategie zu steif ist und daher überarbeitet werden muss.

Tabelle 3: Ausgangskorrelation für den Verband

Zustand	Verfügbare Testeigenformen	Zugeordnete Testeigenformen	Mittlere Freq.abw [Hz]	Maximale Freq.abw [Hz]	Mittlerer MAC [%]	Minimaler MAC [%]
Ausgang	26	22	0,28	6,51	91,72	72,22

Für die Schraubverbindung wurden zwei alternative Modellierungsvarianten entwickelt:

Variante 1 (Bild 4)

- Verbindung des Kurbelwellengrundlagerdeckels zum Zylinderkurbelgehäuse über koinzidente Knoten und starre Elemente
- Abbildung der Schrauben über Volumenelemente
- Verbindung der Schrauben über koinzidente Knoten und starre Elemente (RBE2)

Variante 2 (Bild 5)

- Verbindung des Kurbelwellengrundlagerdeckels zum Zylinderkurbelgehäuse über koinzidente Knoten und starre Elemente
- Abbildung der Schrauben als Punktmassen
- Verbindung der Schraubenmassen über Constraint-Elemente (RBE3)

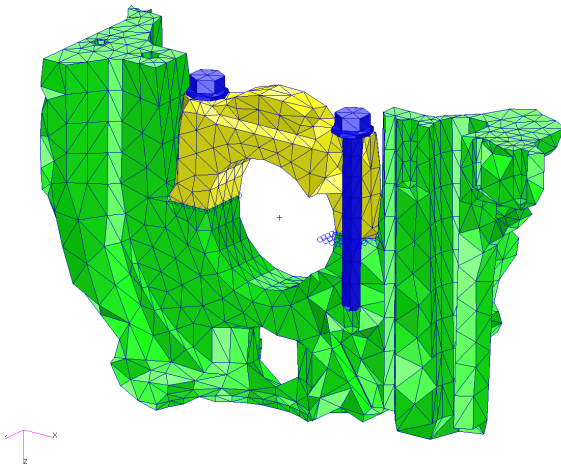


Bild 4: Variante 1

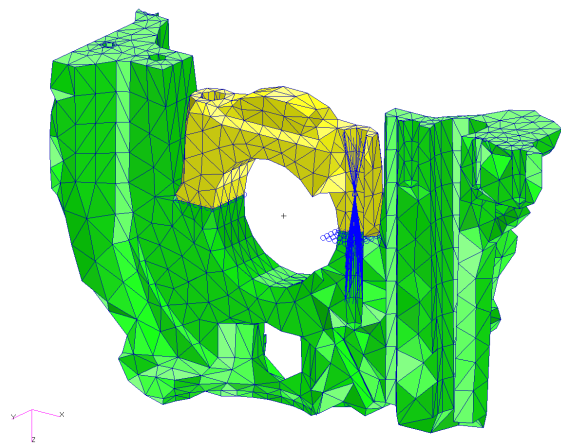


Bild 5: Variante 2

Tabelle 4 zeigt die Korrelationsergebnisse für die beiden Varianten 1 und 2. Für beide Varianten können sehr gute Ergebnisse erzielt werden. Speziell für die Kippeigenform des Kurbelwellengrundlagerdeckels ist die Frequenzabweichung in beiden Fällen kleiner als 2 %. Folglich sind beide Varianten gleich gut zur Abbildung der Schraubverbindung geeignet.

Tabelle 4: Korrelation für den Verband – Modellierungsvarianten

Zustand	Verfügbare Testeigenformen	Zugeordnete Testeigenformen	Mittlere Freq.abw [Hz]	Maximale Freq.abw [Hz]	Mittlerer MAC [%]	Minimaler MAC [%]
Var. 1	26	24	-0,29	-2,80	95,21	87,54
Var. 2	26	24	-0,36	-2,81	95,42	87,18

Für beide Varianten konnte beobachtet werden, dass zwei der Versuchseigenformen nicht mit MAC-Werten größer 70 % zugeordnet werden konnten. Eine nähere Betrachtung zeigte, dass die zugehörigen Eigenformen aus der Analyse sehr eng benachbarte Eigenfrequenzen aufweisen (Frequenzabweichung von circa 3,6 %). Eine erneute Korrelation unter Verwendung einer speziellen Unterraumtransformation (siehe auch [6]), die eine Korrelation von Linearkombinationen von Eigenformen erlaubt, lie-

fert schließlich eine gute Korrelation aller 26 Versuchseigenformen. Speziell die MAC-Werte der vorher unbefriedigend zugeordneten Eigenformen 19 und 20 konnten auf über 85 % angehoben werden. Die zugehörigen Frequenzabweichungen waren dabei kleiner 1 %.

Karosserie und Trimmmodellierung

Die Anwendung der vorgestellten „Bottom-Up“-Validierungsstrategie wird im Folgenden am Beispiel der in Bild 6 gezeigten Rohkarosserie mit Anbauteilen demonstriert, die im Rahmen des Arbeitskreises 6.1.19 „Strukturoptimierung Akustik“ der deutschen Automobilindustrie intensiv untersucht wurde (siehe auch [7-8, 10-11]).

Im ersten Schritt wurde die komplette Karosserie mit Anbauteilen (Türen, Heckklappe, Scheiben etc.) sukzessive hinsichtlich Steifigkeiten und Massen angepasst (als erstes die Einzelbauteile inklusive Karosserierohbau, dann die Schnittstellen, wie zum Beispiel Tür- und Scheibenanbindungen), wobei eine Validierung bis etwa 100 Hz erreicht werden konnte.

Tabelle 5 zeigt exemplarisch die Ergebnisse vor und nach der Anpassung der Rohkarosserie (ohne Türen etc.) für die ersten zehn experimentellen Eigenfrequenzen. Es ist gut zu erkennen, dass die Anzahl der Zuordnungen erhöht, die Frequenzabweichungen verringert und die MAC-Werte angehoben werden konnten. Insgesamt wurde mit Hilfe der CMA eine deutliche Verbesserung des FE-Modells erreicht.

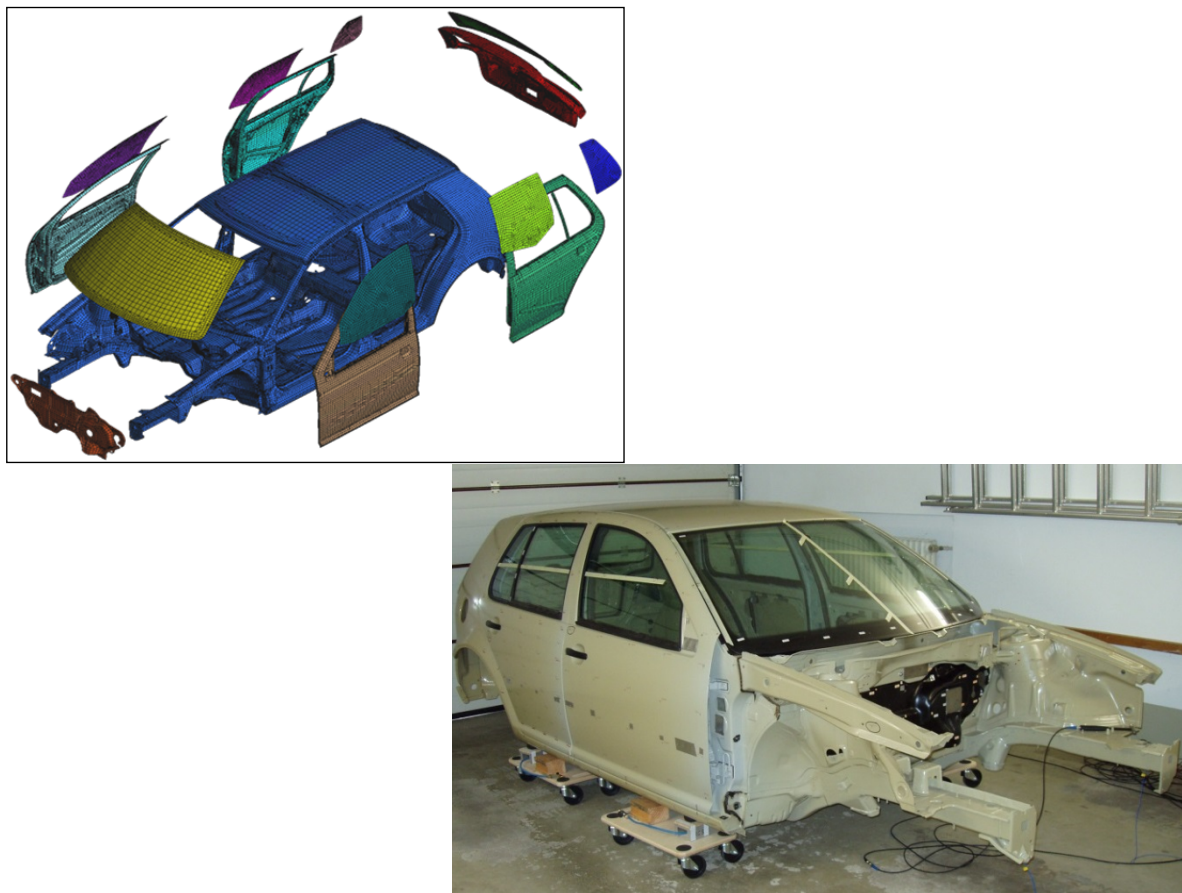


Bild 6: Untersuchte Karosserie: FE-Modell und Hardware

Tabelle 5: Ergebnisse vor/nach Anpassung

#	Frequenzabweichung [%]		MAC-Wert [%]	
	vorher	nachher	vorher	nachher
1	-7,0	-4,4	98,2	98,7
2	0,2	0,8	87,4	97,5
3	-6,2	-1,5	63,6	95,5
4	-	1,1	-	94,4
5	0,8	-0,5	73,2	93,9
6	-11,7	-1,8	61,1	95,1
7	-	-2,7	-	90,5
8	-3,4	-1,3	79,5	95,4
9	-	-1,6	-	80,5
10	-6,6	0,2	66,5	82,2

Da eine globale Erfassung des Dämpfungs- und Absorptionsverhaltens, zum Beispiel über eine globale modale Dämpfung der Struktur und des Fluids, nur schwer auf andere Aufbauzustände übertragen werden kann, ist eine lokale, individuelle Erfassung von Dämpfung und Absorption aller relevanten Struktur- und Trim-Komponenten von Vorteil (siehe auch [8, 10-11]).

Speziell für die Absorption der Trim-Komponenten existieren nach [11] verschiedene Verfahren, wobei hier speziell der Ansatz über Impedanzrandbedingungen kurz vorgestellt wird. Die Identifikation lokaler Absorptionen kann dabei aus im Fahrzeuginnenraum gemessenen Schalldrücken erfolgen und ist eine direkte Erweiterung des Verfahrens zur Identifikation lokaler Dämpfungen nach [8]. Speziell werden hier mit Hilfe der Optimierung Differenzen zwischen gemessenen und berechneten Schalldrücken infolge von Schallanregung im Fahrzeuginnenraum im Frequenzbereich minimiert.

Die lokale Absorption wird dabei mit Hilfe spezieller akustischer Absorber-Elemente modelliert, wobei beliebige frequenzabhängige und komplexwertige akustische Impedanzen definiert werden können. Für praktische Anwendungen werden a priori Schätzungen der frequenzabhängigen Impedanzcharakteristik, die zum Beispiel aus bereits bekannten Kurven ähnlicher Trim-Komponenten gewonnen werden, als Startwerte verwendet und in der Folge lediglich Skalierungsfaktoren bestimmt. Dies bietet den Vorteil, dass die Anzahl der zu identifizierenden Parameter erheblich reduziert werden kann, was wiederum die numerische Stabilität und Eindeutigkeit der Ergebnisse verbessert.

Bild 7 zeigt exemplarisch einen Versuch/Analyse-Vergleich für ERPs (Equivalent Radiated Powers – Maß für Schallabstrahlung einer Fläche) im Bereich der Rückbank nach [8]. Bis 100 Hz kann eine recht gute Übereinstimmung festgestellt werden. Im oberen Bereich sind deutliche Abweichungen zu erkennen, was in erster Linie auf die reduzierte Gültigkeit des strukturdynamischen Modells im oberen Frequenzbereich zurückgeführt werden kann.

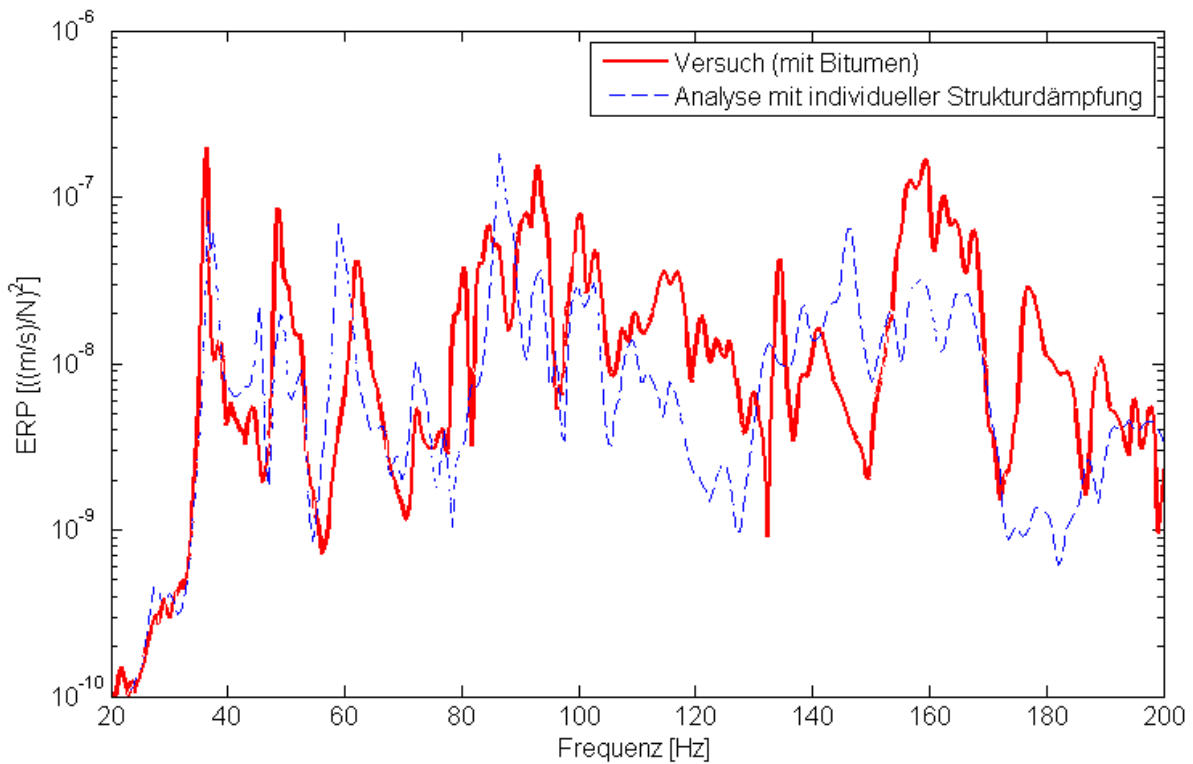


Bild 7: Vergleich von ERPs (Rückbankbereich)

Ein Vergleich von Einhüllenden der Schalldrücke für verschiedene vermessene Mikrofonpositionen unter Schallanregung am Fahrerohr ist in Bild 8 gezeigt. Hier ist eine sehr gute Übereinstimmung auch oberhalb von 100 Hz zu erkennen. Dies ist dadurch zu erklären, dass der Einfluss der Struktur auf den Innenraumschalldruck bei Schallanregung eher gering ist und dass die gewählte Modellierung der Randimpedanzen in einem größeren Frequenzbereich valide ist.

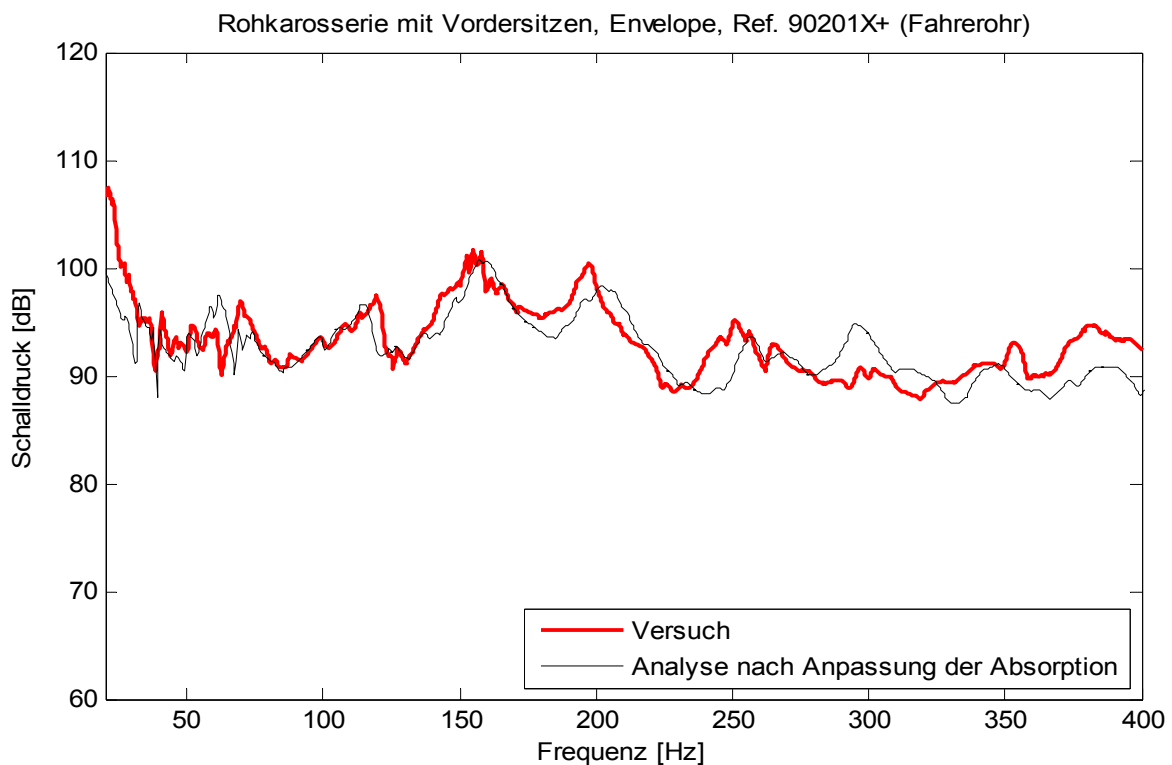


Bild 8: Vergleich von Schalldruckeinhüllenden

Zusammenfassung

In dieser Veröffentlichung wurde eine Validierungsstrategie, die im Luftfahrtbereich für die Validierung von FE-Modellen im Rahmen der Zertifizierung entwickelt wurde, vorgestellt und deren Anwendung im Automobilbereich anhand zweier Beispiele gezeigt.

Im Automobilbereich ist der klassische Einsatz der CMA für die Validierung von FE-Modellen nur in Sonderfällen interessant. Hier ist es wegen der unumgänglichen Serienstreuung und der hohen Stückzahlen selten sinnvoll, das FE-Modell an einen (willkürlich) ausgewählten Prototypen anzupassen.

Der primäre Einsatzbereich der CMA ist daher eher im methodischen Bereich zu sehen, zum Beispiel für die Entwicklung und Validierung optimierter Modellierungsstrategien. Die entwickelten Modellierungsstrategien müssen in der Folge konsequent und kontinuierlich anhand neuer Baureihen überprüft und weiter verbessert werden, um über die Zeit eine verlässliche Wissensdatenbank für die FE-Modellierung in der Vorabberechnung aufbauen zu können.

Referenzen

- [1] Natke, H. G.: Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse, 3., überarb. Aufl., Vieweg Verlag, Braunschweig, Wiesbaden, 1992
- [2] Link, M. et al.: Baudynamik und Systemidentifikation, in: Der Ingenieurbau, Grundwissen, [5] Baustatik, Baudynamik, Hrsg. G. Mehlhorn, Ernst & Sohn, Berlin, 1995
- [3] Link, Michael: Updating of Analytical Models – Review of Numerical Procedures and Application Aspects. Structural Dynamics Forum SD 2000. Los Alamos, New Mexico, USA: April 1999.
- [4] Schedlinski, C./Seeber, I.: Computerunterstützte Modellanpassung von Finite Elemente Modellen industrieller Größenordnung, MSC Anwenderkonferenz, Weimar, 1999
- [5] Schedlinski C.: Computational Model Updating of Large Scale Finite Element Models, IMAC 18, San Antonio, TX, USA, 2000
- [6] Schedlinski C.: Computerunterstützte Modellanpassung rotationssymmetrischer Systeme, Konferenzband VDI-Schwingungstagung 2004, Wiesloch, 2004
- [7] Schedlinski, C. et al.: Test-Based Computational Model Updating of a Car Body in White, Sound and Vibration, Volume 39/Number 9, September 2005
- [8] F. Wagner et al.: Computerunterstützte Dämpfungsidentifikation einer Rohkarosserie mit Anbauteilen auf Basis gemessener Frequenzgänge, VDI-Berichte Nr. 2003, 2007, S. 179-193
- [9] Schedlinski C. et al.: Modellierung der Flanschverbindungen von Verbrennungsmotorkomponenten unter Berücksichtigung von Mikroschlupf, Tagungsband VDI-Konferenz Schwingungsdämpfung 2007, VDI-Berichte Nr. 2003, 2007
- [10] Schedlinski C.: Computational Model Updating of Structural Damping and Acoustic Absorption for Coupled Fluid-Structure-Analyses of Passenger Cars, ISMA 2008, Leuven, Belgien, 2008
- [11] C. Schedlinski et al.: Untersuchungen zur Erfassung von Absorption bei gekoppelten Fluid/Struktur-Analysen von Gesamtkraftfahrzeugmodellen, VDI-Berichte Nr. 2093, 2010, S. 321-330
- [12] Schedlinski C. et al: Anwendung einer Strategie zur Validierung komplexer Finite Elemente Modelle auf das Gesamtmodell eines modernen Flugzeugtriebwerks, VDI-Tagung „Schwingungsanalyse und Identifikation“, Leonberg, 23.-24.03.2010