

Bottom-Up-Strategie zur Validierung des FE-Modells einer Abgasanlage unter besonderer Berücksichtigung der Systemdämpfung

Dr.-Ing. **Katrin Baumann**, **Alexander Hennig**, M. Sc., Dr.-Ing. **Carsten Schedlinski**, ICS Engineering GmbH, Dreieich

Dipl.-Ing. (FH) **Marc Hiller**, Continental Automotive GmbH, Grünstadt

Dipl.-Ing. **Ekkehard Rieder**, AUDI AG, Ingolstadt

1. Kurzfassung

Die Qualität eines Finite-Element (FE)-Modells bestimmt maßgeblich die Güte und Aussagekraft der damit durchgeführten Analysen. Die Validierung von FE-Modellen für Dynamiksimulationen umfasst üblicherweise die Beurteilung der Güte anhand der Ergebnisse einer experimentellen Modalanalyse (EMA) mit Hilfe der MAC-Matrix sowie den relativen Frequenzabweichungen sowie gegebenenfalls die Optimierung von Masse bzw. Masseverteilung und Steifigkeiten des FE-Modells in einer computergestützten Modellanpassung (CMA) mit dem Ziel, eine bessere Übereinstimmung mit den gemessenen Eigenfrequenzen und Eigenformen zu erreichen.

In diesem Beitrag wird die schrittweise Validierung ausgehend von Einzelkomponenten über Zusammenbauten bis hin zum Gesamtsystem („Bottom-Up-Strategie“) am Beispiel einer Pkw-Abgasanlage (AGA) vorgestellt. Das bisherige Verfahren zur Optimierung von Masse und Steifigkeit wird dabei in jedem Schritt konsequent um die Anpassung der Strukturdämpfung des Modells erweitert, wobei als neu in das Verfahren integriertes Gütekriterium die Abweichung der berechneten von den gemessenen Übertragungsfunktionen über die Halbwertsbreite der einander zugeordneten Eigenfrequenzen genutzt wird. Es wird gezeigt, dass mit dieser erweiterten Bottom-Up-Strategie eine gute Abbildung der untersuchten Komponenten und Zusammenbauten unter Berücksichtigung einer realitätsnahen Strukturdämpfung erzielt werden kann.

2. Einleitung

Im Rahmen der Entwicklung werden heute vielfach Finite-Element-Analysen (FEA) eingesetzt. Dabei bestimmt die Qualität des Finite-Element-Modells (FE-Modells) maßgeblich die Güte und Aussagekraft der damit durchgeführten Vorhersagen. Aus diesem Grund ist eine Modellvalidierung anhand des realen Bauteils, d. h. eine systematische Beurteilung der Modellgüte sowie gegebenenfalls eine Anpassung der Modelleigenschaften an experimentell erfasste Bauteileigenschaften, unabdingbar.

Die klassische computerunterstützte Modellanpassung (CMA) umfasst dabei im Bereich der Dynamik die Optimierung der Masse bzw. Masseverteilung sowie die Optimierung der Steifigkeiten mit dem Ziel, das dynamische Verhalten des FE-Modells hinsichtlich der Eigenfrequenzen sowie Eigenformen möglichst gut mit den entsprechenden Ergebnissen aus einer experimentellen Modalanalyse (EMA) am realen Bauteil in Übereinstimmung zu bringen, [2-4]. Die validierten Modelle besitzen in der Praxis nicht nur eine große Bedeutung in Bezug auf die optimale Abbildung des getesteten Werkstückes, wie es zum Beispiel für FE-Modelle von Prüfständen, [2] und [3], oder auch für Triebwerksmodelle in der Luftfahrt im Rahmen der Zulassung, [4], erforderlich ist. Unabhängig von der vernachlässigten produktionsseitigen Streuung der Eigenschaften dienen sie als Prototyp-Modelle ebenfalls zur Auslegung und Bewertung von Weiterentwicklungen. Daneben kann die CMA aber auch methodische Ziele verfolgen wie beispielsweise die Entwicklung geeigneter Modellierungsstrategien, die Lokalisierung kritischer Modellbereiche oder die Identifikation von Steifigkeiten in Lagern, Dichtungen oder komplexen Strukturverbindungen, [1] und [4].

Im Hinblick auf die zunehmende Bedeutung von Akustik und Schwingungskomfort im Zusammenspiel mit Leichtbaumaterialien und Verbundwerkstoffen, d. h. Materialien mit hoher und/oder lokal unterschiedlicher Dämpfung, steigen die Anforderungen an eine realitätsnahe Abbildung des Dämpfungsverhaltens durch das FE-Modell. Die Modellierung mittels einer globalen modalen Dämpfung von Struktur und gegebenenfalls Fluid wird dabei der realen Dämpfung komplexer Strukturen aus verschiedenen Werkstoffen und mit Fügstellen in den meisten Fällen nicht gerecht, so dass eine lokale Erfassung und Optimierung der Dämpfung in den einzelnen Komponenten sowie in den Schnittstellen erforderlich wird, [1] und [5].

Im vorliegenden Fall soll das FE-Modell einer Pkw-Abgasanlage (AGA) hinsichtlich seiner dynamischen Eigenschaften und unter besonderer Berücksichtigung der Dämpfung validiert werden, wobei die Entwicklung einer geeigneten Modellierungsstrategie insbesondere für die Fügstellen und die stark gedämpften Komponenten im Vordergrund steht. Die Erfahrung

zeigt, dass eine Validierung für derart komplexe Strukturen und FE-Modelle nur anhand des Gesamtsystems praktisch keine Aussicht auf Erfolg besitzt, [1]. Aus diesem Grund wird das Gesamtsystem entsprechend der in [4] vorgestellten Strategie schrittweise in einem Bottom-Up-Prozess, ausgehend von Einzelkomponenten über Zusammenbauten aus diesen bis hin zum Gesamtsystem, optimiert. Dabei wird der klassische Validierungsprozess zur Anpassung von Masse und Steifigkeit konsequent in jedem Schritt um das in [5] beschriebene Verfahren zur Identifikation von lokalen Dämpfungen ergänzt und um eine Bewertung anhand der Übereinstimmung von gemessenen und berechneten Übertragungsfunktionen erweitert. Diese Bottom-Up-Strategie bietet den Vorteil, die Eigenschaften (Masse, Steifigkeit, Dämpfung) der Komponenten sowie der Fügstellen lokal und unabhängig voneinander identifizieren zu können.

3. Bottom-Up-Strategie für die Abgasanlage

Für die Anwendung der Bottom-Up-Strategie wird der Gesamtaufbau zunächst in geeignete Komponenten und Teilzusammenbauten untergliedert. Im Falle der Abgasanlage entsprechend Bild 1 sind dies auf der Komponentenebene

- der Konverter 1,
- das Entkopplungselement,
- der vordere Teil mit dem Konverter 2 und
- der hintere Teil mit beiden Schalldämpfern

sowie auf der Baugruppenebene

- der Zusammenbau I aus hinterem und vorderem Teil mit der Verbindungsschelle (umrahmt) und
- der Gesamtaufbau.

Konverter 1

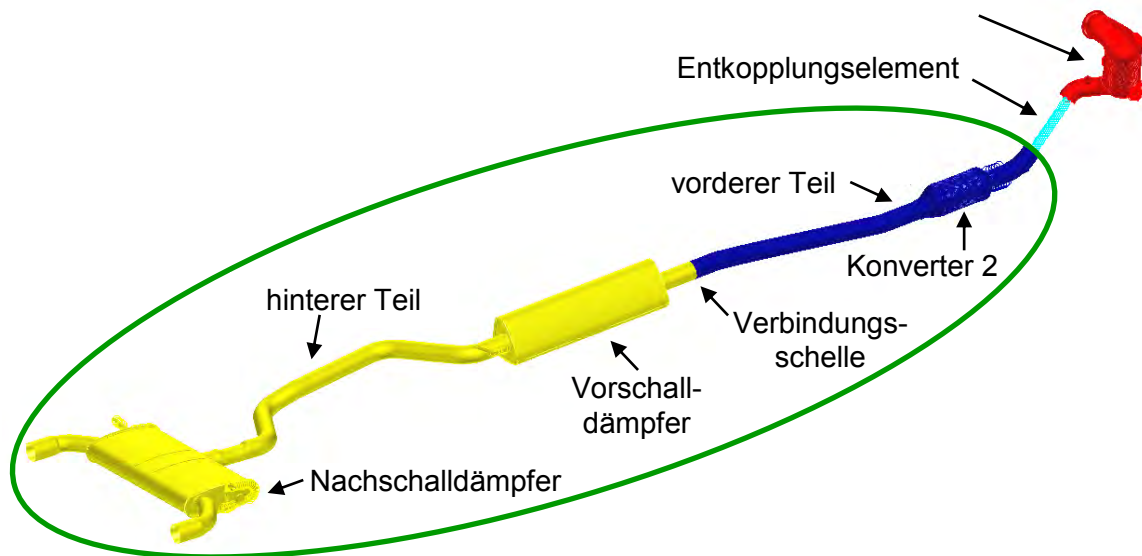


Bild 1: Zerlegung der Abgasanlage in Teilstrukturen

Jede einzelne Komponente und jede Baugruppe wird zunächst einer experimentellen Modalanalyse (EMA) unterzogen. Dabei werden Frequenzgänge experimentell ermittelt und anschließend daraus die Eigenfrequenzen und die dazugehörigen Eigenformen identifiziert.

Die Validierung erfolgt anschließend schrittweise ausgehend von den Komponenten über den Zusammenbau I bis hin zum Gesamtsystem. Diese Bottom-Up-Strategie bietet mehrere Vorteile:

- Strukturelle Modellierungsschwächen kommen bereits in den einzelnen Komponenten zum Tragen, so dass sie häufig sehr gut lokalisiert und durch eine veränderte Modellierung ursächlich behoben werden können.
- Die Anzahl der Parameter pro Validierungsvorgang kann gering gehalten werden, was die Konvergenz und Eindeutigkeit des Optimierungsprozesses verbessert sowie das Finden physikalisch sinnvoller Optimierungsergebnisse begünstigt, [1] und [4].
- Bei der Validierung der Zusammenbauten kann das Hauptaugenmerk auf die Schnittstellen zwischen den Teilstrukturen gerichtet werden, wo i. A. die größten Modellierungsunsicherheiten bestehen. Diese separierte Betrachtung der Fügstellen erlaubt die Ableitung verbesserter grundsätzlicher Modellierungsansätze und die Identifikation individueller Fügstellenparameter (Steifigkeit und Dämpfung).

4. Anpassung von Masse und Steifigkeiten auf Komponentenebene

Im ersten Validierungsschritt wird zunächst für jede einzelne Komponente die Übereinstimmung der Eigenfrequenzen und Eigenformen des FE-Modells mit den aus der

experimentellen Modalanalyse ermittelten Eigenfrequenzen und Eigenformen überprüft und ggf. durch Anpassung der Masse bzw. Massenverteilung sowie der lokalen Steifigkeiten verbessert. Als Bewertungskriterium dienen dabei der MAC-Wert als Maß für die lineare Abhängigkeit zweier (Eigen-)Vektoren x_{EMA} und x_{FEA}

$$MAC: = \frac{(x_{EMA}^H x_{FEA})^2}{(x_{EMA}^H x_{EMA})(x_{FEA}^H x_{FEA})} \quad (1)$$

sowie die relative Frequenzabweichung

$$\Delta f_{rel} = \frac{f_{FEA} - f_{EMA}}{f_{EMA}} \quad (2)$$

zwischen einander zugeordneten Eigenformen bzw. Eigenfrequenzen f_{EMA} und f_{FEA} . Die Zuordnung erfolgt normalerweise über den höchsten MAC-Wert und kann einfach und schnell z. B. mit Hilfe der hauseigenen Software **ICS.sysval**, [6], berechnet werden.

Bild 2 und Tabelle 1 zeigen exemplarisch die Ausgangskorrelation, d. h. die MAC-Matrix sowie die MAC-Werte und Frequenzabweichungen für die einander zugeordneten Eigenformen, für den hinteren Teil der Abgasanlage. Die Zuordnung der ersten sechs Eigenformen aus der Experimentellen Modalanalyse (EMA) und der FE-Analyse (FEA) gelingt bereits mit einem hohen bis sehr hohen MAC-Wert, enthält aber leider noch zwei größere Frequenzabweichungen von über 4 %.

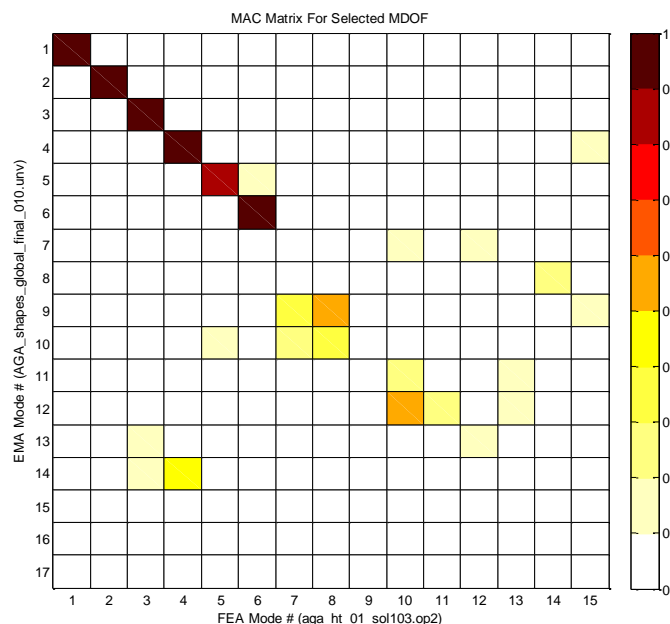


Bild 2: MAC-Matrix für den hinteren Teil der Abgasanlage vor der Modellanpassung

Tabelle 1: Korrelation für den hinteren Teil der Abgasanlage vor der Modellanpassung

| Nr. | EMA | FEA | EMA [Hz] | FEA [Hz] | Abw. [%] | MAC [%] |
|-----|-----|-----|----------|----------|----------|---------|
| 1 | 1 | 7 | 12,67 | 12,88 | 1,70 | 96,98 |
| 2 | 2 | 8 | 22,72 | 23,99 | 5,59 | 93,55 |
| 3 | 3 | 9 | 33,74 | 35,29 | 4,59 | 95,65 |
| 4 | 4 | 10 | 49,52 | 50,06 | 1,10 | 95,99 |
| 5 | 5 | 11 | 61,37 | 61,28 | -0,14 | 83,27 |
| 6 | 6 | 12 | 69,94 | 70,27 | 0,46 | 92,92 |
| 7 | 9 | 14 | 173,35 | 169,54 | -2,19 | 57,83 |
| 8 | 12 | 16 | 282,53 | 260,21 | -7,90 | 52,64 |

30 % obere Grenze für Frequenzabweichungen

50 % untere Grenze für MAC-Werte

Die nun anschließende Modellanpassung umfasst zunächst eine Überprüfung und gegebenenfalls eine Korrektur der Massenverhältnisse. Für das Beispiel des hinteren Teils der Abgasanlage stimmt die Gesamtmasse des FE-Modells bereits hinreichend gut mit der gewogenen Masse des realen Bauteils überein. Sollte eine größere Abweichung vorliegen, kann die Masse des FE-Modells entweder global oder in Teilbereichen über die Dichte der Materialien oder aber auch über (zusätzliche) Massenelemente für massive Anschlussstücke o. ä. eingestellt werden.

Im Anschluss werden die lokalen Steifigkeiten des FE-Modells über die Schalendicke oder den Elastizitätsmodul (E-Modul) des verwendeten Materials optimiert. Dafür werden vorzugsweise Modellbereiche als Anpassungsparameter ausgewählt, die einer gewissen Modellierungsunsicherheit unterliegen und/oder auf deren Änderung die Eigenformen und Eigenfrequenzen sensitiv reagieren. Im Falle des hinteren Teils der Abgasanlage sind die bereits zugeordneten Moden die globalen Schwingformen (Biegemoden), die später das Schwingungsverhalten des Gesamtaufbaus maßgeblich beeinflussen. Da die Ausprägung der Biegemoden primär durch die Steifigkeit des Rohres zwischen den beiden Schalldämpfern bestimmt wird, wird hier als Anpassungsparameter die Steifigkeit, d. h. der E-Modul des Rohres zwischen den beiden Schalldämpfern gewählt. Die nicht zugeordneten Moden sind größtenteils lokale Schwingformen der Schalldämpfer, deren Einfluss auf das dynamische Verhalten des Gesamtaufbaus begrenzt ist. Daher ist die Abbildung dieser Moden durch das FE-Modell nicht zwingend erforderlich.

Die eigentliche Anpassung erfolgt computerunterstützt mit der Software **ICS.sysval**, die einzelne MSC.Nastran-Optimierungsrechnungen (Solution 200), [7], steuert. Das **ICS.sysval**-Interface erlaubt dabei die Einbindung von Messdaten, die alternative Benutzung von

Beschleunigungen, Geschwindigkeiten und Auslenkungen sowie die Integration bestehender FE-Modelle, [5] und [6].

Die Beurteilung der erreichten Modellgüte wird wie zu Beginn anhand der MAC-Werte und relativen Frequenzabweichungen vorgenommen. Bild 3 und Tabelle 2 zeigen die Korrelation für den hinteren Teil der Abgasanlage nach der Validierung. Die MAC-Werte konnten durch die vorgenommenen Modellanpassungen leicht bzw. in einem Fall signifikant verbessert werden und die relativen Frequenzabweichungen liegen für die ersten sechs Eigenfrequenzen nun unterhalb von 3 %. Dies entspricht einer als gut zu bewertenden Korrelation.

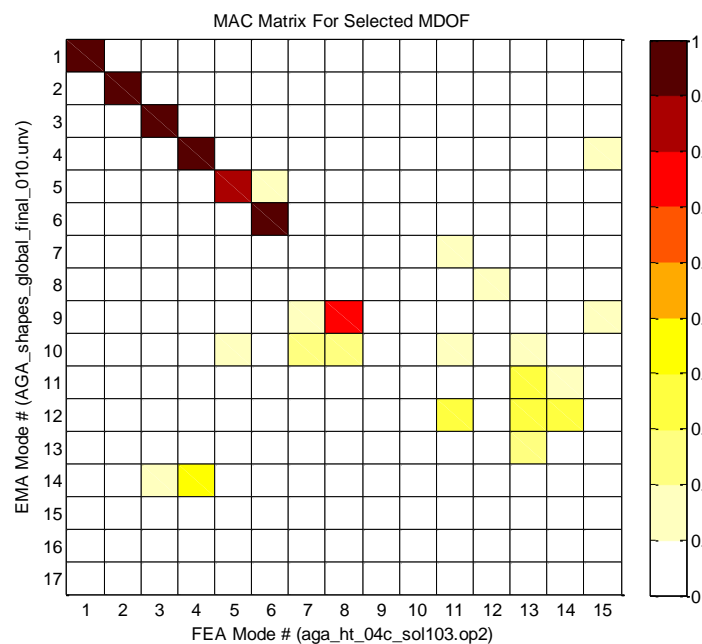


Bild 3: MAC-Matrix für den hinteren Teil der Abgasanlage nach der Modellanpassung

Tabelle 2: Korrelation für den hinteren Teil der Abgasanlage nach der Modellanpassung

| Nr. | EMA | FEA | EMA [Hz] | FEA [Hz] | Abw. [%] | MAC [%] |
|-----|-----|-----|----------|----------|----------|---------|
| 1 | 1 | 1 | 12,67 | 12,45 | -1,71 | 96,97 |
| 2 | 2 | 2 | 22,72 | 23,38 | 2,87 | 94,07 |
| 3 | 3 | 3 | 33,74 | 34,20 | 1,37 | 96,42 |
| 4 | 4 | 4 | 49,52 | 49,87 | 0,71 | 96,18 |
| 5 | 5 | 5 | 61,37 | 60,23 | -1,86 | 88,67 |
| 6 | 6 | 6 | 69,94 | 68,60 | -1,91 | 94,34 |
| 7 | 9 | 8 | 173,35 | 167,25 | -3,52 | 73,13 |

30 % obere Grenze für Frequenzabweichungen

50 % untere Grenze für MAC-Werte

5. Anpassung der Dämpfung auf Komponentenebene

Nach erfolgreicher Anpassung der Massen und Steifigkeiten wird der Validierungsprozess nun konsequent auf die Dämpfungen erweitert. Dafür muss die Dämpfung im FE-Modell zunächst lokal als Strukturdämpfung für verschiedene Materialien oder Teilbereiche des Modells (oder auch als diskrete viskose Dämpfung beispielsweise für Fügstellen) definiert werden, [5].

Die Bewertung des FE-Modells hinsichtlich der Dämpfung erfolgt anhand der relativen Abweichungen der berechneten (FEA) von allen M gemessenen (EMA) Übertragungsfunktionen $H_{m,FEA}$ bzw. $H_{m,EMA}$. Dabei werden die Übertragungsfunktionen aber nur über die Halbwertsbreite der N einander zugeordneten Eigenfrequenzen $f_{n,FEA}$ und $f_{n,EMA}$ betrachtet; die nicht zugeordneten Eigenfrequenzen bleiben unberücksichtigt. Die neu in das Validierungsverfahren integrierte Fehlerfunktion beträgt

$$E_n = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M \frac{1}{\Delta f_{HWn}} \sum_{f_n=f_{HWnu}}^{f_{HWno}} \left(\frac{|H_{m,EMA}(f_{n,EMA}) - H_{m,FEA}(f_{n,FEA})|}{|H_{m,EMA}(f_{n,EMA})|} \right)^2 \quad (3)$$

mit der Halbwertsbreite

$$\Delta f_{HWn} = 2D_{n,EMA}f_{n,EMA} = f_{HWno} - f_{HWnu}, \quad (4)$$

wobei f_{HWnu} und f_{HWno} die untere bzw. obere Grenzfrequenz der Halbwertsbreite Δf_{HWn} zur n -ten Test-Eigenfrequenz $f_{n,EMA}$ darstellen. Die Halbwertsbreite wird mit Hilfe der aus der experimentellen Modalanalyse identifizierten modalen Dämpfung $D_{n,EMA}$ ermittelt und nicht nur auf die gemessenen, sondern auch auf die berechneten Übertragungsfunktionen angewendet, da deren Dämpfung (noch) unbekannt ist.

Durch die Anpassung der Dämpfung werden die in den Übertragungsfunktionen (FRFs) sichtbaren Eigenfrequenzspitzen des FE-Modells in ihrer Höhe und Breite den bei der experimentellen Modalanalyse aufgezeichneten FRFs angenähert.

Die Umsetzung der Dämpfungsvalidierung erfolgt wiederum computerunterstützt mit Hilfe von **ICS.sysval**, [6], und MSC.Nastran-Optimierungsrechnungen (Solution 200), [5] und [7]. Die Optimierung geht dabei i. d. R. zur Überprüfung der Konvergenz von mehreren Startwerten aus, die anhand von Erfahrungswerten und Grenzwerten manuell vorgegeben werden. Durch Katalogisierung bisheriger identifizierter Dämpfungen lässt sich leicht eine

Datenbank für Werkstoff- und Fügestellendämpfungen aufbauen, auf die bei zukünftigen Modellierungen zurückgegriffen werden kann.

Für das Beispiel des hinteren Teils der Abgasanlage wurden als Anpassungsparameter die jeweiligen Strukturdämpfungen der Materialien definiert; dies sind zum einen das Metall der Hülle der Schalldämpfer und des Rohres und zum anderen die Dämmwolle in den Schalldämpfern. Bild 4 stellt schließlich die einzelnen Fehlersummen vor (jeweils der linke Balken) und nach (jeweils der rechte Balken) der Dämpfungsanpassung für jedes Paar einander zugeordneter Eigenfrequenzen sowie für deren Gesamtsumme (Balkenpaar ganz rechts) dar. Bild 5 zeigt beispielhaft einen gemessenen Frequenzgang sowie das Pendant des FE-Modells vor und nach der Dämpfungsanpassung. Die Verringerung der Fehlersummen durch die Dämpfungsanpassung sowie die Verbesserung der Übereinstimmung der Frequenzgänge in den zugeordneten Eigenfrequenzspitzen sind gut erkennbar.

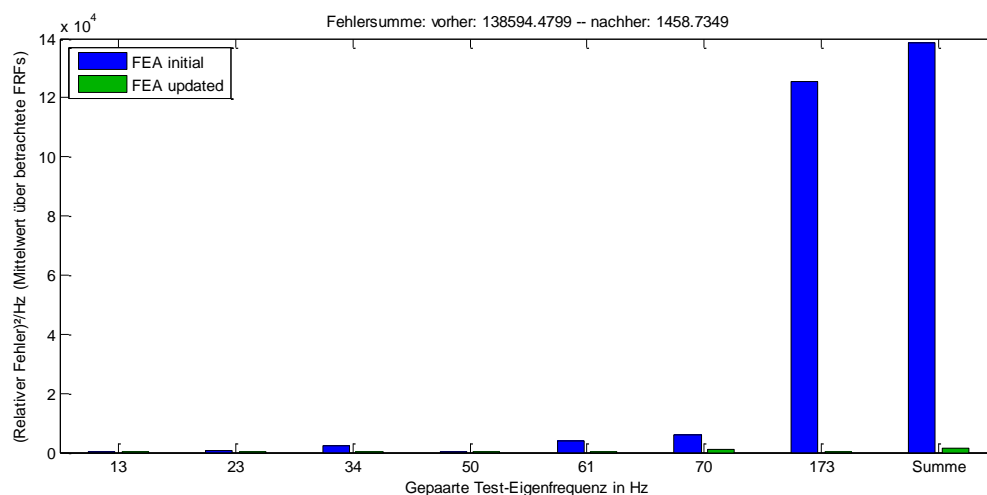


Bild 4: Fehlersumme vor (FEA initial, jeweils links) und nach (FEA updated, jeweils rechts) Dämpfungsanpassung für hinteren Teil der Abgasanlage

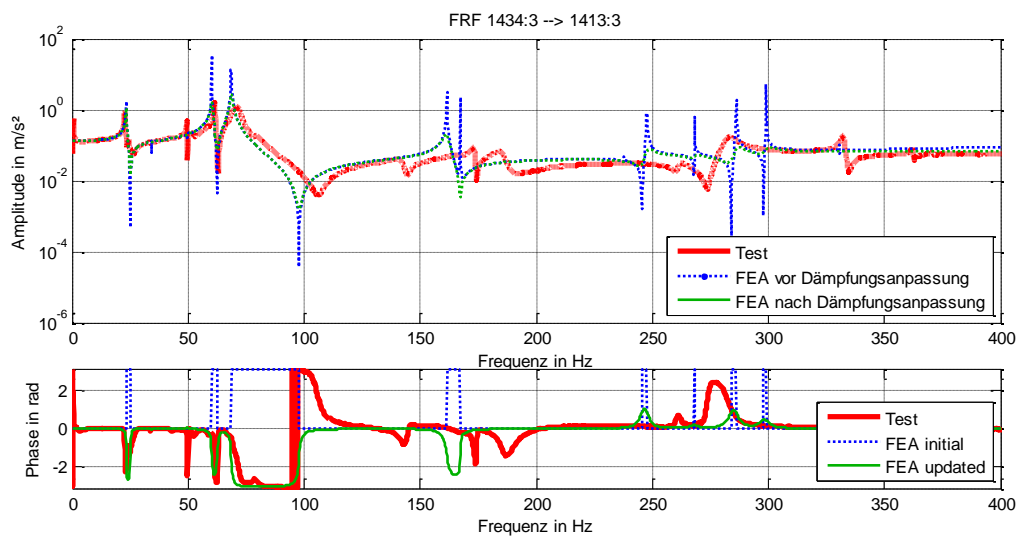


Bild 5: Beispiel für Übertragungsfunktionen vor (FEA initial) und nach (FEA updated) Dämpfungsanpassung des hinteren Teils der Abgasanlage

6. Anpassung der Steifigkeit und Dämpfung der Schnittstelle auf Baugruppenebene

Nach der erfolgreichen Modellvalidierung aller Komponenten hinsichtlich Masse, Steifigkeit und Dämpfung können nun die Fügstellen innerhalb der Baugruppen schrittweise – beginnend mit dem kleinsten Zusammenbau – validiert werden. Das Vorgehen erfolgt dabei ganz analog zu den Komponenten: Zunächst wird entsprechend Abschnitt 4 die Gesamtmasse überprüft und gegebenenfalls korrigiert sowie die Steifigkeit der Schnittstelle anhand der Korrelation (MAC-Werte und relative Frequenzabweichungen) für die Baugruppe beurteilt und – falls erforderlich – computerunterstützt angepasst. Anschließend wird die Schnittstellendämpfung anhand der Abweichungen der FRFs bewertet und verbessert, vergleiche Abschnitt 5.

Im Falle des Zusammenbaus I der Abgasanlage, bestehend aus dem hinteren und dem vorderen Teil (umrahmt in Bild 1), wird die Schnittstelle durch eine ausmodellerte Verbindungsschelle repräsentiert. Als Anpassungsparameter werden daher der E-Modul für die Steifigkeit und die Strukturdämpfung des Schellenmaterials verwendet. Aber auch andere Modellierungen für Fügstellen, beispielsweise Feder- und viskose Dämpferelemente für Schraubverbindungen, sind je nach Anwendungsfall geeignet und mit der computerunterstützten Modellanpassung (CMA) behandelbar.

Bild 6 und Tabelle 3 zeigen die MAC-Matrix und die Korrelationstabelle nach der Steifigkeitsanpassung für die Schelle. Im Zusammenbau I können insgesamt 12 globale Eigenformen einander mit hohem bzw. sehr hohem MAC-Wert zugeordnet werden. Die

relativen Frequenzabweichungen betragen für die ersten acht Eigenfrequenzen unter 3 %. Im Bild 7 sind eine beispielhafte Übertragungsfunktion aus dem Test sowie vor und nach der Dämpfungsanpassung des FE-Modells dargestellt. Die Dämpfungsanpassung nähert dabei die Eigenfrequenzspitzen aus der FE-Analyse deutlich der gemessenen Übertragungsfunktion an.

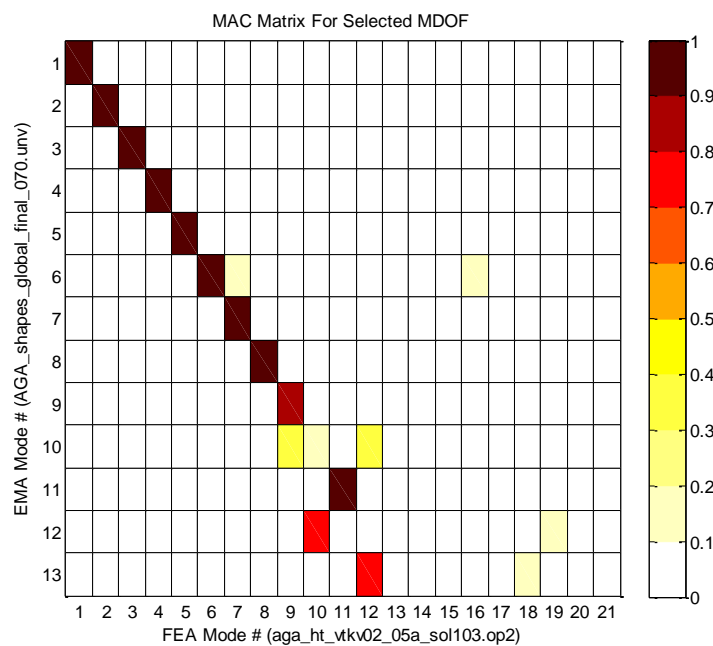


Bild 6: MAC-Matrix des Zusammenbaus I nach Modellanpassung

Tabelle 3: Korrelation des Zusammenbaus I nach Modellanpassung

| Nr. | EMA | FEA | EMA [Hz] | FEA [Hz] | Abw. [%] | MAC [%] |
|-----|-----|-----|----------|----------|----------|---------|
| 1 | 1 | 1 | 7,53 | 7,46 | -0,88 | 97,81 |
| 2 | 2 | 2 | 10,55 | 10,62 | 0,71 | 95,68 |
| 3 | 3 | 3 | 23,70 | 23,77 | 0,28 | 94,23 |
| 4 | 4 | 4 | 31,79 | 32,01 | 0,71 | 91,12 |
| 5 | 5 | 5 | 42,28 | 41,75 | -1,25 | 95,02 |
| 6 | 6 | 6 | 53,48 | 53,77 | 0,55 | 93,27 |
| 7 | 7 | 7 | 61,71 | 60,37 | -2,17 | 95,81 |
| 8 | 8 | 8 | 69,33 | 70,14 | 1,17 | 94,46 |
| 9 | 9 | 9 | 128,42 | 136,66 | 6,41 | 83,50 |
| 10 | 11 | 11 | 162,16 | 169,27 | 4,38 | 90,63 |
| 11 | 12 | 10 | 173,73 | 166,22 | -4,32 | 77,50 |
| 12 | 13 | 12 | 195,36 | 184,26 | -5,69 | 72,69 |

30 % obere Grenze für Frequenzabweichungen

50 % untere Grenze für MAC-Werte

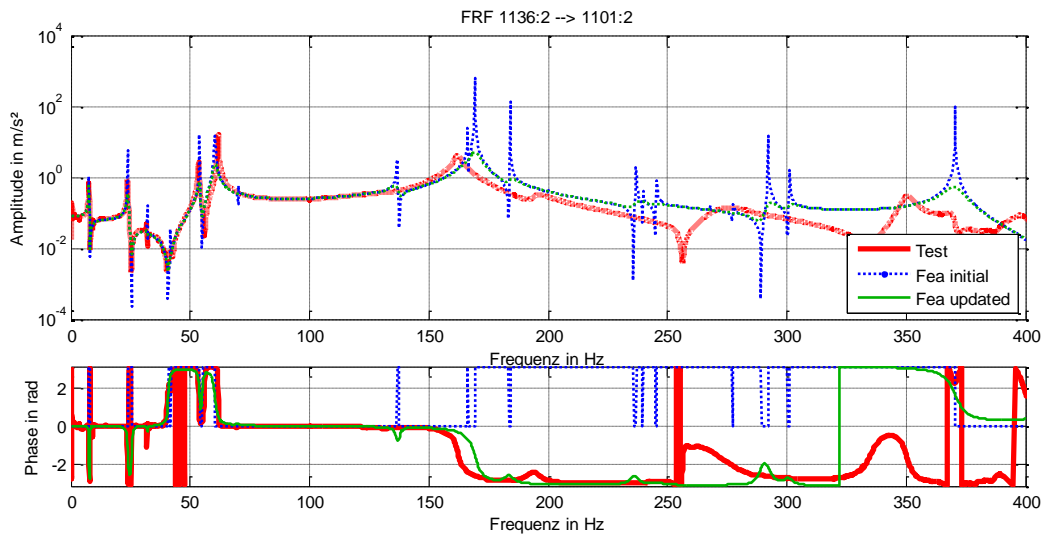


Bild 7: Übertragungsfunktionen vor (FEA initial) und nach (FEA updated) Modellanpassung für den Zusammenbau I

7. Fazit

Es wurde gezeigt, dass mit der vorgestellten Bottom-Up-Strategie eine gute Abbildung der untersuchten AGA-Komponenten und des Zusammenbaus I durch das FE-Modell erreicht werden konnte. Insbesondere die Erweiterung des bisherigen Verfahrens der Massen- und Steifigkeitsanpassung um die Dämpfungsanpassung führt zu einer deutlich verbesserten Abbildung der Übertragungsfunktionen durch das FE-Modell. Dieser neue Verfahrensschritt zur Dämpfungsanpassung ist dabei insbesondere für nichtmetallische Werkstoffe – wie hier beispielsweise in den Katalysatorkeramiken – sowie in den Fügstellen von großer Bedeutung.

Das validierte FE-Modell für den Zusammenbau I bildet nun die gemessenen Eigenfrequenzen, Eigenformen und Frequenzgänge bei realitätsnaher Dämpfung mit deutlich verbesserter Qualität ab. Im weiteren Projektverlauf wird aktuell die Modellierung und Validierung des Entkopplungselementes sowie des Gesamtaufbaus vorangetrieben. Bei dem mehrschichtig und flexibel aufgebauten Entkopplungselement steht dabei auch die Entwicklung einer geeigneten grundsätzlichen Modellierungsstrategie im Blickpunkt.

Hinsichtlich der methodischen Weiterentwicklung des Werkzeuges „FE-Analyse zur Vorabberechnung“ können die entwickelten Modellierungsstrategien sowie die identifizierten Werkstoffdämpfungen sowie Fügstellensteifigkeiten und -dämpfungen in einer Wissensdatenbank katalogisiert sowie an weiteren oder neuen Baureihen überprüft und

stetig verbessert werden. Hierdurch kann sukzessive eine Verbesserung des Vorabberechnungsprozesses für Folgeentwicklungen erreicht werden.

Danksagung

Vorliegende Inhalte und Bilder werden mit freundlicher Genehmigung der Firma Volkswagen AG veröffentlicht.

Literatur

- [1] Schedlinski, C.; Läer, B.: *Strategien zur Modellvalidierung – Perspektiven für den Automobilbau*. Tagungsband VPC.plus 2014, Hanau, 2014.
- [2] Schedlinski, C.: *Finite-Elemente-Modellvalidierung für einen großen Rotorprüfstand*. VDI-Tagung "Schwingungsanalyse und Identifikation", Leonberg, 06.-07. März 2013, VDI-Berichte Bd. 2191, S. 125-136.
- [3] Schedlinski, C.: *Finite Element model validation of a large spinning facility*. Tagungsband ISMA 2012, Leuven, Belgien, 2012, S. 2119-2132.
- [4] Schedlinski, C.; Dufour, K-H. und Paysan, G.: *Anwendung einer Strategie zur Validierung komplexer Finite Elemente Modelle auf das Gesamtmodell eines modernen Flugzeugtriebwerks*. VDI-Tagung "Schwingungsanalyse und Identifikation", Leonberg, 23.-24. März 2010, VDI-Berichte Bd. 2093, S. 3-12.
- [5] F. Wagner et al.: *Computerunterstützte Dämpfungsidentifikation einer Rohkarosserie mit Anbauteilen auf Basis gemessener Frequenzgänge*. VDI-Berichte Nr. 2003, 2007, S. 179-193.
- [6] Schedlinski, C.: **ICS.sysval** Produktbeschreibung.
<http://ics-engineering.com/de/leistungen/modellvalidierung>, 26.10.2015.
- [7] MSC.Nastran™: *Design Sensitivity and Optimization User's Guide, Version 2013*.