

Nutzung numerischer Optimierungsmethoden für die Verbesserung gekoppelter Fluid/Struktur-Analysen von Gesamtkraftfahrzeugmodellen

Carsten Schedlinski¹, Cedric Arzul², Klaus Bohnert³, Dirk Clasen⁴, Christian Glandier⁵, Alfred Irrgang⁶

¹ ICS Engineering GmbH, 63225 Langen, E-Mail sched@ics-engineering.com

² Audi AG, 85045 Ingolstadt, ³ Porsche AG, 71287 Weissach, ⁴ Volkswagen AG, 38436 Wolfsburg

⁵ Daimler AG, 71059 Sindelfingen, ⁶ BMW AG, 80788 München

Einleitung

Um treffsichere Aussagen über das akustische Verhalten im Innenraum von Kraftfahrzeugen zu erhalten, ist, neben der genauen Kenntnis der Massen, Dämpfungen und Steifigkeiten des Systems, auch eine ausreichende Kenntnis des Absorptionsverhaltens erforderlich.

In dieser Veröffentlichung werden verschiedene Anwendungsbereiche für numerische Optimierungsmethoden vorgestellt, die sowohl eine Verbesserung der strukturellen Eigenschaften, als auch der akustischen Absorptionseigenschaften ermöglichen.

Die Anwendung wird anhand einer Rohkarosserie mit Anbauteilen demonstriert, welche im Rahmen eines Arbeitskreises der deutschen Automobilindustrie untersucht wurde. Ziel war die Entwicklung von Strategien zur generellen Verbesserung der Prognosegüte der eingesetzten FE-Berechnungsmodelle für akustische Anwendungen.

Strukturmechanik

Basis für die Optimierung von Steifigkeits- und Masseneigenschaften bildet i. A. folgende Parametrisierung der Systemmatrizen (siehe auch [1]):

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

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

mit: $\mathbf{K}_A, \mathbf{M}_A$, Ausgangs-Steifigkeits-, Massenmatrix
 $\mathbf{p} = [\alpha_i \beta_j]$ Vektor unbekannter Anpassungsfaktoren
 $\mathbf{K}_i, \mathbf{M}_j$, ausgewählte Substrukturmatrizen
 (Ort und Art der anzupassenden Parameter)

welche eine lokale Anpassung unsicherer Modellbereiche erlaubt. Unter Nutzung von (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 von (2), z. B. mit Hilfe des klassischen Sensitivitätsansatzes, liefert die gesuchten Anpassungsfaktoren, die eine Minimierung der Versuch-/Analyse-Abweichungen erlauben. Der zweite Term auf der rechten Seite von (2) dient dabei der Begrenzung der Variation der Anpassungsfaktoren (siehe hierzu [1]).

Die Optimierung von Dämpfungseigenschaften kann prinzipiell analog zu (1) erfolgen. Da i. A. allerdings keinerlei verlässliche Annahmen bezüglich der physikalischen Dämpfungsmatrix gemacht werden können, ist ein

Ansatz über lokale Strukturdämpfung nach (3) sowie lokale viskose Einzeldämpfer eher zielführend.

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}} + jG\mathbf{K}\mathbf{u} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (3)$$

mit: $j = \sqrt{-1}$

G = Strukturdämpfungskoeffizient

Für die Optimierung der Dämpfungseigenschaften werden dabei Differenzen zwischen gemessenen und berechneten Frequenzgängen im Frequenzbereich minimiert (siehe [3]).

Akustik

Da eine globale Erfassung des Absorptionsverhaltens, z. B. über eine globale modale Dämpfung des Fluids, nur schwer auf andere Aufbauten übertragen werden kann, ist eine lokale, individuelle Erfassung der Absorption aller relevanten Trim-Komponenten von Vorteil. Hierzu existieren nach [4] verschiedene Verfahren, wobei im Folgenden der Ansatz über Impedanzrandbedingungen verwendet wird.

Die Identifikation lokaler Absorptionen kann aus im Fahrzeuginnenraum gemessenen Schalldrücken erfolgen und ist eine direkte Erweiterung des Verfahrens zur Identifikation lokaler Dämpfungen. 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 (CAABSF in MD.Nastran) modelliert. Hier können beliebige frequenzabhängige und komplexwertige akustische Impedanzen auf der zugehörigen Property-Karte definiert werden. Für praktische Anwendungen werden a priori Schätzungen der frequenzabhängigen Impedanzcharakteristik, die z. B. aus bereits bekannten Kurven ähnlicher Trim-Komponenten gewonnen werden, als Startwerte verwendet und in der Folge lediglich Skalierungsfaktoren identifiziert. 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.

Anwendungsbeispiel

Die Anwendung wird nun am Beispiel der in Bild 1 gezeigten Rohkarosserie mit Anbauteilen demonstriert.

Als erstes wurde die komplette Karosserie mit Anbauteilen (Türen, Heckklappe, Scheiben etc.) sukzessive hinsichtlich Steifigkeiten und Massen angepasst, wobei eine Validierung bis etwa 100 Hz erreicht werden konnte.

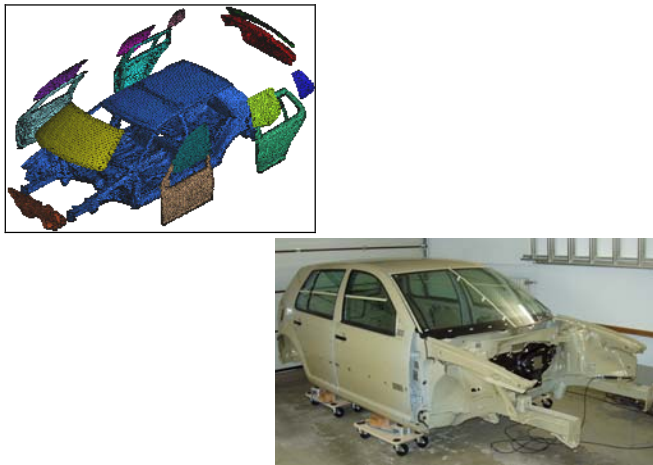


Bild 1: Untersuchte Karosserie: FE-Modell und Hardware

Tabelle 1 zeigt exemplarisch die Ergebnisse vor und nach der Anpassung der Rohkarosserie (ohne Türen etc.) für die ersten 10 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 eine deutliche Verbesserung des FE-Modells erreicht.

Tabelle 1: Ergebnisse vor/nach Anpassung

#	Frequenzabw. [%]		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

Anschließend erfolgte die Anpassung von Dämpfungen und Impedanzen.

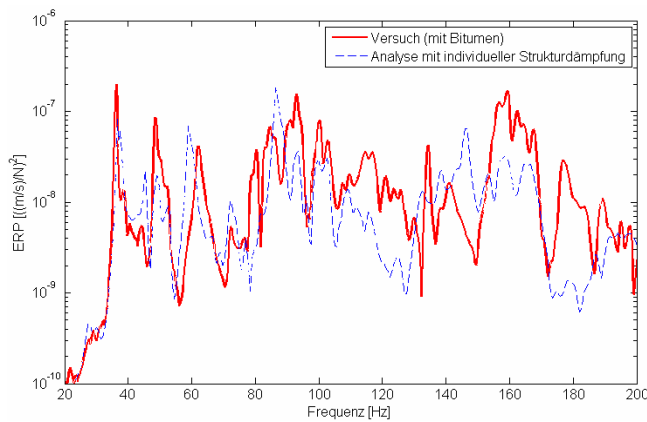


Bild 2: Vergleich von ERPs (Rückbank)

Bild 2 zeigt exemplarisch einen Versuch/Analyse-Vergleich für ERPs (Equivalent Radiated Powers – Maß für Schallabstrahlung einer Fläche) im Bereich der Rückbank nach [3]. 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.

Ein Vergleich von Einhüllenden der Schalldrücke für die vermessenen Mikrofonpositionen, bei Schallanregung am Fahrerohr, ist in Bild 3 gezeigt. Es ist eine sehr gute Übereinstimmung, auch oberhalb von 100 Hz, zu erkennen.

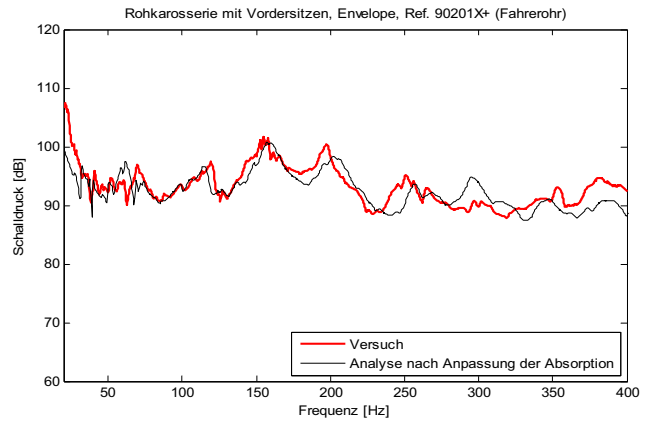


Bild 3: Vergleich von Schalldruckeinhüllenden

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen eines Forschungsvorhabens der deutschen Automobilindustrie sind verschiedene Methoden zur Optimierung strukturmehchanischer und akustischer FE-Modelle von Fahrzeugen untersucht worden.

Insgesamt zeigte sich, dass das Dämpfungs- und Absorptionsverhalten recht gut mit relativ einfachen Annahmen abgebildet werden kann. Die ausreichend genaue Abbildung der Strukturmechanik, insbesondere hinsichtlich Steifigkeiten, erwies sich als wesentlich schwieriger.

Aufgrund der nachlassenden Güte des strukturdynamischen Modells oberhalb 100 Hz ist die Vorhersagegüte der Schalldrücke infolge Kraftanregung ebenfalls begrenzt. Eine Verbesserung kann daher in erster Linie durch eine Verbesserung der strukturdynamischen Eigenschaften erfolgen.

Literatur

- [1] M. Link: Updating of Analytical Models – Review of Numerical Procedures and Application Aspects. Structural Dynamics Forum SD 2000. Los Alamos, New Mexico, USA: April 1999
- [2] F. Wagner et al.: Experimentelle Modalanalyse und Computerunterstützte Modellanpassung einer Rohkarosserie, VDI-Berichte Nr. 1825, 2004, S. 331-350
- [3] F. Wagner et al.: Computerunterstützte Dämpfungsidentifikation einer Rohkarosserie mit Anbauteilen auf Basis gemessener Frequenzgänge, VDI-Berichte Nr. 2003, 2007, S. 179-193
- [4] C. Schedlinski et al.: Untersuchungen zur Erfassung von Absorption bei gekoppelten Fluid/Struktur-Analysen von Gesamtkraftfahrzeugmodellen, VDI-Berichte Nr. 2093, 2010, S. 321-330