

Validierung numerischer Modelle in der Strukturodynamik

Markus Schweiger und Franz-Josef Falkner (Betreuer)

Kurzfassung—Mit Simulationsmodellen wird versucht, das komplexe Verhalten von Strukturen zu prognostizieren. Ohne eine Validierung des Finite Element (FE) Modells sind die Ergebnisse nicht aussagekräftig, da viele Einstellungen richtig zu treffen sind. Dazu wird das dynamische Verhalten der Struktur in einer experimentellen Modalanalyse (EMA) erfasst und mit der Simulation verglichen. Liegen Abweichungen in den Zielgrößen vor, erfolgt die Anpassung des Simulationsmodells. Aktuell geschieht das durch „Trial and Error“ oder durch rechenintensive Parametervariation.

Am Beispiel des Lenkers eines Rasenmähers der Firma STIHL® erfolgt die Entwicklung einer effizienten Validierungs-Methodik. Aufgrund der vielen Fügestellen zwischen den Bauteilen hat die Kontaktierung starken Einfluss auf die Steifigkeit der Struktur und somit starken Einfluss auf die Eigenfrequenzen. Es zeigt sich eine starke Abhängigkeit der Eigenfrequenzen von der Kontaktfläche einflussreicher Kontakte. Zur Identifikation einflussreicher Kontakte in der jeweiligen Eigenmode wurden zwei Methoden entwickelt. Das sind bauteilbezogene potentielle Energien und resultierende Kontaktkräfte. Damit ist eine Validierung der Eigenfrequenzen und Eigenmoden in wenigen Iterationen möglich. Zur Definition von Zielfunktionen dient das Modal Assurance Criterion (MAC) zum Abgleich der Eigenmoden und die Abweichung der Eigenfrequenzen. Darauf folgt die Validierung der Übertragungsfunktionen (FRFs) durch systematische Variation der modalen Dämpfungen. In die Zielfunktionen fließt eine Metrik ein, welche die Skalierung der FRFs beurteilt.

Die Validierungs-Methodik ermöglicht einen systematischen Aufbau des FE-Modells und die Validierung für Strukturen mit vielen Kontakten. Das Lenkermodell zeigt die Effizienz dieser Methodik. In wenigen Iterationsschritten können die Eigenfrequenzen, Eigenmoden und FRFs zwischen Modell und EMA zufriedenstellend angeglichen werden.

Schlagwörter—Modaler Abgleich, MAC, EMA, Modale Energie, Modale Kontaktkraft, MPC Kontakt, Übertragungsfunktion, CSAC/CSF.

I. EINLEITUNG

DANK moderner Simulationssoftware ist der Aufwand zur Erstellung eines FE-Modells überschaubar. Allerdings sind die strukturdynamischen Ergebnisse ohne Validierung nicht aussagekräftig. Materialparameter, Dämpfungsparameter, Kontaktierungen und eine Vielzahl weiterer Einstellungen müssen richtig getroffen werden. In der Forschungspraxis ist es deshalb üblich, die reale Struktur in der EMA experimentell anzuregen. An ausgewiesenen Positionen wird die Strukturantwort messtechnisch erfasst. Daraus lassen sich Eigenfrequenzen, Eigenmoden und FRFs ableiten. Diese Parameter dienen als Zielgrößen für den Abgleich zwischen Simulation und Messung. Liegen Abweichungen vor, ist das Simulationsmodell anzupassen. Welche Einstellung wie verändert werden muss, folgt meist aus Erfahrungswerten oder durch „Trial and Error“. Aufwendige Parametervariationen sind bei großen Modellen auch keine brauchbare Alternative. Folglich birgt die zeitintensive Validierung enormes Einsparungspotential. Entscheidend ist die Identifikation einflussreicher Parameter für die jeweilige Zielgröße. So wird eine Methodik geschaffen, die eine systematische Validierung ermöglicht.

STIHL® Tirol benötigt aktuell ein validiertes FE-Modell für den Lenker eines Rasenmähers. Die EMA wurde mittels Shakeranregung durchgeführt, sämtliche Messdaten werden bereitgestellt. Somit erfolgt die Entwicklung der Validierungs-Methodik direkt am Beispiel des Lenkers. Eine frühere Masterarbeit am MCI [1] hat Grundlagen zur Modellvalidierung geschaffen, auf denen diese Arbeit aufbaut.

II. STAND DER TECHNIK

A. Workflow der Validierung

Nach der Vernetzung der Geometrie in der Simulation steht ein lineares räumliches Modell zur Verfügung. Die zugehörige Bewegungsgleichung ergibt sich zu

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}. \quad (1)$$

\mathbf{f} ist der Lastvektor, \mathbf{M} , \mathbf{C} und \mathbf{K} sind die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen des Systems. Bei n Freiheitsgraden (DoF) des Modells besteht (1) aus n Differentialgleichungen bezüglich des Vektors der generalisierten Koordinaten \mathbf{u} . Abb. 1 zeigt den Workflow zur Validierung. In der Simulation wird aus (1) per Modalanalyse ein modales Modell generiert. Dieses besteht aus m Eigenmoden Φ_s und zugehörigen Eigenfrequenzen Λ_s . Die Superposition der Eigenmoden per harmonischer Analyse ergibt die Matrix der FRFs \mathbf{H}_s . Im Experiment wird aus Anregung und Systemantwort die Matrix der FRFs \mathbf{H}_e bestimmt. Fitmethoden [2] erlauben das Ableiten modaler Parameter $\underline{\Lambda}_e, \Phi_e$. Die Rekonstruktion eines räumlichen Modells aus den l Sensor-DoFs ist mit aktuellen Methoden nur näherungsweise möglich. Die Validierung erfolgt häufig in der modalen Ebene mit dem MAC-Kriterium oder auf Ebene der FRFs mit den CSAC/CSF-Kriterien.

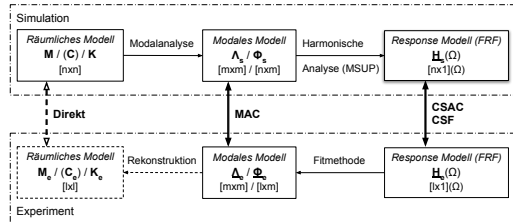


Abb. 1: Validierung linearer Modelle, in Anlehnung an [3, S.26]

B. Modalanalyse

Viele Metalle und Kunststoffe haben ein Lehrsches Dämpfungsmaß $< 5\%$, deshalb ist Dämpfung bei der Modalanalyse vernachlässigbar. Ein harmonischer

Lösungsansatz mit der Eigenfrequenz ω und der zugehörigen Eigenmode φ lautet

$$\mathbf{u}(t) = \varphi e^{i\omega t}. \quad (2)$$

Eingesetzt in die Bewegungsgleichung resultiert das generalisierte Eigenwertproblem [4]

$$(\mathbf{K} - \omega_j^2 \mathbf{M})\varphi^{(j)} = \mathbf{0}. \quad (3)$$

Um eine nichttriviale Lösung für (3) zu erhalten, ist das folgende charakteristische Polynom zu lösen

$$\det[\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}] = 0. \quad (4)$$

Dabei sind die Eigenwerte das Quadrat der Eigenfrequenzen und die Eigenvektoren entsprechen den Eigenmoden. Das MAC-Kriterium [3] vergleicht die i -te experimentellen Eigenmode $\varphi_{i,e}$ mit der j -ten simulativen Eigenmode $\varphi_{j,s}$ mit

$$MAC_{ij} = \frac{|\varphi_{i,e}^T \varphi_{j,s}|^2}{(\varphi_{i,e}^T \varphi_{i,e})(\varphi_{j,s}^T \varphi_{j,s})}. \quad (5)$$

MAC_{ij} liegt zwischen 0 und 1, bei 1 liegt eine perfekte Korrelation der Eigenmoden vor. Im Idealfall ist MAC eine Einheitsmatrix. Dann sind zur selben Mode gehörende Eigenmoden korreliert, jene von unterschiedlichen Moden unkorreliert.

C. Modaler Unterraum

Eigenmoden spannen die Basis eines Vektorraumes auf, dieser wird modaler Unterraum [4] bezeichnet. Die Strukturantwort ist somit eine Linearkombination der Eigenmoden mit den modalen Koordinaten q_j :

$$\mathbf{u}(t) = \sum_{j=1}^m q_j \varphi^{(j)} = \Phi \mathbf{q}(t). \quad (6)$$

Einsetzen von (6) in (1) führt auf die Bewegungsgleichung im modalen Raum mit

$$\mathbf{I}\ddot{\mathbf{q}} + \Phi^T \mathbf{C} \Phi \dot{\mathbf{q}} + \Lambda \mathbf{q} = \Phi^T \mathbf{f}. \quad (7)$$

Dabei wurden Eigenmoden bezüglich der Massenmatrix skaliert und die Orthogonalitätsbedingung von ungedämpften Moden angenommen. Die Bewegungsgleichung aus (1) mit n Gleichungen hat sich in (7) auf m Gleichungen reduziert ($n \gg m$).

Bei modaler Dämpfung ist $\Phi^T C \Phi$ eine Diagonalmatrix, somit ist (7) entkoppelt und besteht aus m SDOF-Systemen mit je einem Freiheitsgrad.

III. ZIELSETZUNG

Es gilt eine Validierungs-Methodik wie in Abb. 2 zu entwickeln, die für kontaktreiche Baugruppen anwendbar ist. Dazu gehört eine universelle Vorgehensweise zur FE-Modellierung mit den relevanten Analysesystemen. Linearität ist anzunehmen, das betrifft die Bereiche Kontaktierung, Werkstoffverhalten und Geometrie. Das FE-Modell ist mit der EMA abzugleichen, dazu soll ein universeller Workflow entwickelt werden. Aus der EMA sind die Zielgrößen Eigenfrequenzen, Eigenmoden, modale Dämpfungen und FRFs bekannt. Daraus gilt es skalare Zielfunktionen zu definieren, welche die Güte der Validierung beurteilen. Parameter im FE-Modell mit starkem Einfluss auf die Zielfunktionen sollen identifiziert werden. Eine Anpassung dieser Parameter soll folglich die Güte der Validierung erhöhen.

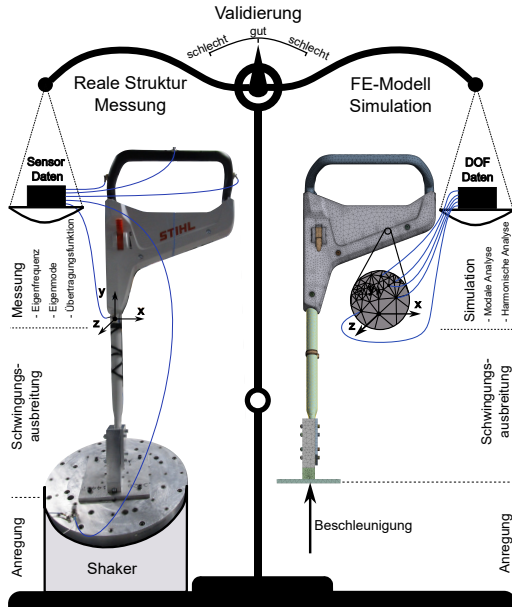


Abb. 2: Problemstellung Validierung

IV. METHODEN

A. Linearität

Kohärenz [5] überprüft die Validität einer gemessenen FRF in Abhängigkeit der Erregerfrequenz Ω . Sie ist das Verhältnis des quadrierten Kreuzleistungsdichtespektrums $|S_{xy}(\Omega)|^2$ mit der spektralen Leistungsdichte der Anregung $S_{xx}(\Omega)$ und der Strukturantwort $S_{yy}(\Omega)$:

$$\gamma^2(\Omega) = \frac{|S_{xy}(\Omega)|^2}{S_{xx}(\Omega)S_{yy}(\Omega)}, \quad 0 \leq \gamma \leq 1. \quad (8)$$

Im Idealfall liegt $\gamma(\Omega)$ nahe bei 1, Einbrüche in der Kohärenz deuten häufig auf Nichtlinearitäten oder zu geringen Signal-Rausch-Abstand hin. Die Übertragungsfunktionen aus der EMA sollten eine hohe Kohärenz aufweisen, damit lineare Methoden anwendbar sind. Im FE-Modell werden linear elastisches Materialverhalten und kleine Verformungen vorausgesetzt. Bei linearer Kontaktierung gibt es nur einen Kontaktstatus im gesamten Frequenzbereich. Ein Aufklaffen oder Klappern von Kontakten wird nicht angenommen.

B. Energieansatz

Die Beanspruchung der Struktur ist vom Deformationsverhalten der jeweiligen Eigenmode abhängig. Deshalb muss die Identifikation einflussreicher Bereiche auf Eigenfrequenzen modenspezifisch erfolgen. Für die Eigenfrequenz eines ungedämpften SDOF-Systems mit Steifigkeit k und Masse m gilt

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (9)$$

In Analogie zur Gesamtstruktur ist der Abgleich von Masse zwischen EMA und FE-Modell durch Wägung einfach möglich. Steifigkeit ist viel schwieriger zu beurteilen. Ein Maß für die Steifigkeit ist die modale potentielle Energie (MPE). Mit der bauteilbezogenen MPE V_{jBT} ist eine Lokalisierung auf einzelne Bereiche möglich:

$$V_{jBT} = \frac{1}{2} \varphi_{jBT}^T \mathbf{K}_{BT} \varphi_{jBT} \quad j = 1, 2, \dots, m. \quad (10)$$

Eigenmode φ_{jBT} und Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{BT} sind auf DoFs des jeweiligen Bauteils beschränkt. Anhand der Balkengrafik aus Abb. 3 werden die relativen Anteile einzelner Bauteile an der MPE dargestellt. Diese gibt Auskunft über den Einfluss einzelner Bauteile auf die Steifigkeit und somit auf die Eigenfrequenz in der jeweiligen Mode.

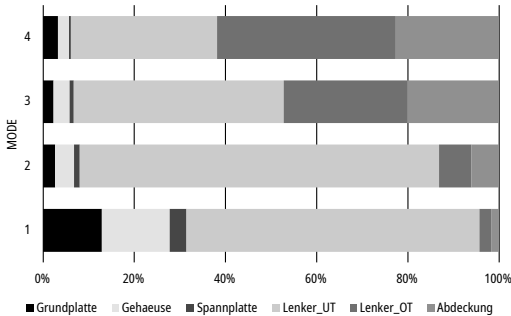


Abb. 3: MPE pro Bauteil

C. Kontaktevaluierung

Es muss zwischen Materialsteifigkeit und Kontaktsteifigkeit unterschieden werden. Ersteres ist durch die Materialparameter definiert, letzteres wird vorwiegend durch die Kontaktfläche beeinflusst. Ein großflächiger Kontakt verhält sich steifer und nimmt eine große Kontaktkraft auf. Bei kleiner Kontaktfläche erfährt der Kontakt bei Belastung eine große Deformation. Folglich wird der Kraftfluss auf benachbarte Kontakte umgelenkt und die Kontaktkraft ist gering. Auf diese Weise hat die Kontaktfläche Einfluss auf die Steifigkeit und somit auf die Eigenfrequenz in der jeweiligen Mode. Damit wird die Lokalisierung einflussreicher Bereiche aus dem Energieansatz weiter präzisiert auf einzelne Kontakte. Die modenspezifische Identifikation einflussreicher Kontakte erfolgt mit der resultierenden Kontaktkraft. Abb. 4 zeigt die relativen Anteile einzelner Kontakte an der modalen Kontaktkraft (MKK). Die Kontaktierung zwischen zwei Bauteilen besteht häufig aus mehreren Kontaktflächen, die nicht unmittelbar zusammenhängen. Am Lenker wird das in Abb. 5

ersichtlich. Einzelne Kontaktflächen werden als separate Kontakte aufgefasst, um die MKKs noch weiter zu präzisieren.

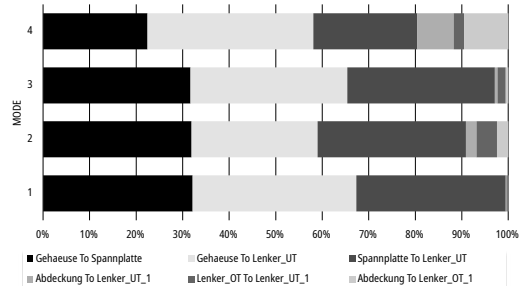


Abb. 4: Modale Kontaktkraft

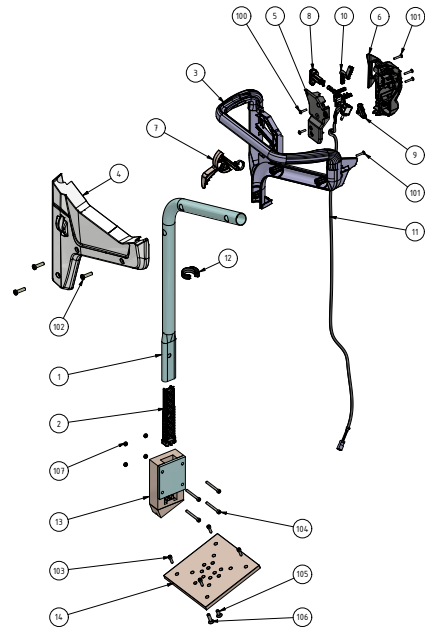


Abb. 5: Explosionsansicht Lenker

D. Modale Dämpfung

Aus der EMA ergeben sich modale Dämpfungen gemeinsam mit den Eigenfrequenzen und Eigenmoden. Die Modalanalyse in der Simulation erfolgt

ungedämpft. Daraus resultieren nur Eigenfrequenzen und Eigenmoden. Modale Dämpfung ζ_j wird in der Harmonischen Analyse per modaler Superposition [4] berücksichtigt. Die Bewegungsgleichung aus (7) wird dann geschrieben als

$$\ddot{q}_j + 2\zeta_j \omega_j \dot{q}_j + \omega_j^2 q_j = \varphi^{(j)T} \mathbf{f} \quad j = 1, 2, \dots, m. \quad (11)$$

Die Diagonalmatrix der komplexen FRFs ergibt sich im modalen Raum zu

$$\underline{\mathbf{H}}_q(\Omega) = \left(-\Omega^2 \mathbf{I} + i\Omega \mathbf{\Phi}^T \mathbf{C} \mathbf{\Phi} + \mathbf{\Lambda} \right)^{-1}. \quad (12)$$

Eine Rücktransformation in den physikalischen Raum erfolgt mit

$$\underline{\mathbf{H}}(\Omega) = \mathbf{\Phi} \underline{\mathbf{H}}_q(\Omega) \mathbf{\Phi}^T. \quad (13)$$

E. Zielfunktionen

Die Güte des Abgleichs zwischen Simulation s und Experiment e wird auf modaler Basis mit zwei Zielfunktionen beurteilt. Einerseits ist das der gemittelte relative Fehler der Eigenfrequenzen:

$$my_J_freq = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \frac{|\omega_{s_j} - \omega_{e_j}|}{\omega_{e_j}} < 5\%. \quad (14)$$

Die Übereinstimmung der Eigenmoden wird mit der gemittelten Diagonale der MAC-Matrix aus (5) beurteilt:

$$my_J_MAC = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m MAC_{jj} > 90\%. \quad (15)$$

FRFs können bezüglich des Deformationsmusters mit dem CSAC-Kriterium verglichen werden. Dies ist eine Erweiterung des MAC-Kriteriums in den Frequenzbereich. Das klassische CSAC-Kriterium aus [6] vergleicht das Deformationsmuster nur bei derselben Frequenz, es erfolgt eine kontinuierliche Erweiterung auf eine **CSAC**-Matrix mit

$$CSAC_{ij} = \frac{|\overline{\mathbf{H}}_s(\Omega_i) \mathbf{H}_e(\Omega_j)|^2}{(\overline{\mathbf{H}}_s(\Omega_i) \mathbf{H}_s(\Omega_i)) (\overline{\mathbf{H}}_e(\Omega_j) \mathbf{H}_e(\Omega_j))}. \quad (16)$$

Dabei werden die FRFs auch bei verschiedenen Frequenzen verglichen. Somit ist der Vergleich auch dann möglich, wenn simulative und experimentelle

Eigenfrequenzen Abweichungen aufweisen. Der Einfluss modaler Dämpfung auf das Deformationsmuster ist gering, dafür besteht ein großer Einfluss auf die Skalierung der FRFs. Die Skalierung wird mit der kontinuierlichen Erweiterung des klassischen CSF-Kriteriums aus [6], der **CSF**-Matrix mit

$$CSF_{ij} = \frac{2|\overline{\mathbf{H}}_s(\Omega_i) \mathbf{H}_e(\Omega_j)|}{(\overline{\mathbf{H}}_s(\Omega_i) \mathbf{H}_s(\Omega_i)) + (\overline{\mathbf{H}}_e(\Omega_j) \mathbf{H}_e(\Omega_j))} \quad (17)$$

beurteilt. Im Idealfall ist die Diagonale von **CSF** nur mit 1 besetzt, dann haben die FRFs aus Experiment und Simulation die gleiche Skalierung. Aufgrund der Abweichung der Eigenfrequenzen werden nur jene Einträge CSF_{IP} aus **CSF** betrachtet, die auf einem linearen Interpolationspfad zwischen den Eigenfrequenzen liegen. Als Zielfunktion auf Basis der FRFs eignet sich der Mittelwert dieser Einträge über die N diskreten Frequenzpunkte:

$$mCSF = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N CSF_{IP} > 90\%. \quad (18)$$

V. UMSETZUNG

A. Setup FE-Modell

Die Erstellung des FE-Modells in AnsysTM muss systematisch erfolgen, da vordefinierte Skripten auf die Simulationsdaten zugreifen. Die Werkstoffdaten Dichte, E-Modul und Querkontraktionszahl sind für jedes Bauteil mit verschiedenen Werkstoffeigenschaften zu definieren. Position und Orientierung von Sensoren und Anregung muss bekannt sein, sowie die Definition des zugehörigen Koordinatensystems. An den Sensorpositionen werden äquivalente Massepunkte definiert und die Strukturantwort der Simulation ausgewertet. Die Spaltmaße im CAD sind auf ein Minimum zu reduzieren. Eine Feinabstimmung der kontaktierten Fläche wird durch Anpassung des Pinball-Radius vorgenommen. Zur besseren Lokalisierung einflussreicher Kontakte ist eine Aufteilung nicht zusammenhängender Kontaktflächen notwendig. Wichtige Einstellungen bei der Kontaktformulierung sind in Tab. I ersichtlich.

Tab. I: Einstellung Kontaktformulierung

Parameter	Einstellung
Contact Side	Kleinere Fläche oder Kante
Target Side	Größere Fläche
Type	Bonded oder No Separation
Behavior	Asymmetric
Trim Contact	Off
Formulation	MPC
Pinball Radius	Maximaler Abstand im Kontakt
Benennung	Based on Definition_Nummer

B. Manuelle Kontaktoptimierung

Die Steifigkeit einer Struktur wird aufgrund der Diskretisierung meist überschätzt. Hinzu kommt eine erhöhte Steifigkeit durch die flächige Kontaktierung im FE-Modell. Bei einer realen Fügestelle stehen nur die Rauheitsspitzen im Kontakt, folglich ist die reale Kontaktfläche geringer. Dies resultiert im FE-Modell in zu hohen simulativen Eigenfrequenzen im Vergleich zur EMA. Der Ansatz zur modalen Optimierung (Optimierung 1) besteht in der Reduktion von einflussreichen Kontaktflächen. Dies führt auf eine Reduktion der Kontaktsteifigkeit und folglich auf die gewünschte Reduktion der Eigenfrequenzen. Im Vorfeld werden kritische Moden identifiziert, welche die größten Abweichungen in der Eigenfrequenz aufweisen. Zwischen Bauteilen mit großer MPE in den kritischen Moden liegen potentiell einflussreiche Kontakte. Die Lokalisierung einflussreicher Kontakte wird durch Kontakte mit großer MKK in den kritischen Moden präzisiert. Es folgt die Reduktion der Kontaktfläche einflussreicher Kontakte und das erneute Lösen der Modalanalyse. Dieser Ablauf wird in mehreren Iterationen durchgeführt, bis die Zielfunktionen my_J_freq und my_J_MAC im definierten Bereich liegen. Damit Ansys auf die modalen Parameter aus der EMA zugreifen kann, wird ein UNV-File aus den Messdaten generiert. Nach jeder Iteration werden die Balkengrafiken zur MPE und MKK aktualisiert. Es hat sich gezeigt, dass die Anpassung der Eigenfrequenzen auch die Übereinstimmung der Eigenmoden verbessert. Meist liegt my_J_MAC noch vor den Eigenfrequenzen

im definierten Bereich.

Im linearen Modell gibt es nur einen Kontaktstatus im gesamten Frequenzbereich, deshalb hat die Kontaktoptimierung immer Einfluss auf alle Eigenfrequenzen. Die Schwierigkeit liegt in der Reduktion der zu hohen Eigenfrequenzen, ohne die restlichen Eigenfrequenzen zu verändern. Am besten gelingt das mit jenen Kontakten, die große Kraftanteile an den Moden mit zu hohen Eigenfrequenzen haben, aber bei den anderen Moden kaum in Erscheinung treten. Der Workflow von Optimierung 1 ist in Abb. 6 dargestellt.

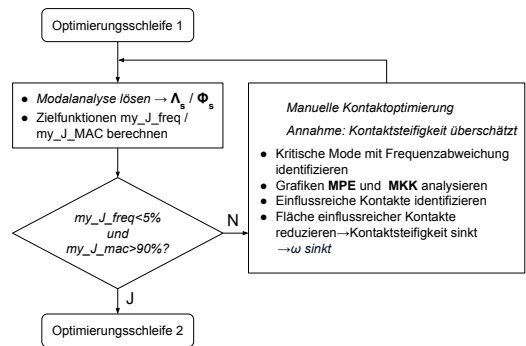


Abb. 6: Optimierung 1

C. Optimierung modaler Dämpfung

Im Anschluss an die modale Optimierung erfolgt die Optimierung der FRFs (Optimierung 2). Das geschieht durch automatisierte Variation und Optimierung der modalen Dämpfungen in OptiSLangTM. Ein guter Startwert ist die modale Dämpfung aus der EMA. Der Variationsbereich wird auf einen physikalisch sinnvollen Bereich von 0.5-10% festgelegt. Als zu maximierende Zielfunktion ist $mCSF$ definiert. Die Variation der modalen Dämpfungen erfolgt in der Sensitivitätsanalyse, dabei wird das FE-Modell an verschiedenen Designpunkten gelöst. In der darauffolgenden Optimierung werden weitere Berechnungen des FE-Modells auf Basis eines evolutionären Algorithmus vorgenommen. Abb. 7 zeigt den Workflow von Optimierung 2.

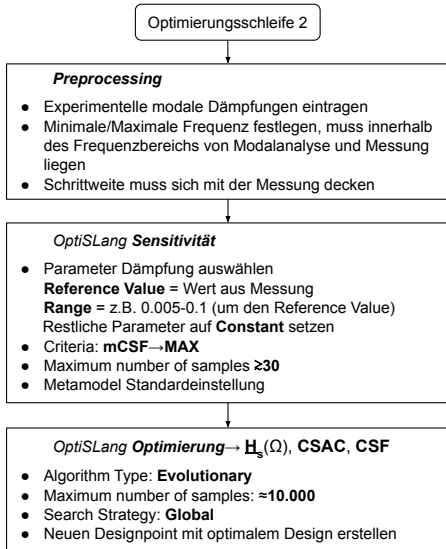


Abb. 7: Optimierung 2

VI. ERGEBNISSE

A. Modaler Abgleich

Die MAC-Matrix nach Abschluss der Optimierung 1 ist in Abb. 8 dargestellt. Den 14 experimentellen Eigenmoden stehen 14 simulative Eigenmoden gegenüber. In der zweiten Zeile von unten ist die relative Abweichung der simulativen Eigenfrequenzen von den experimentellen Eigenfrequenzen dargestellt. Der relevante Frequenzbereich erstreckt sich über die ersten 5 Moden. Hier liegen die Zielfunktionen bei $my_J_freq = 3.09\%$ und $my_J_MAC = 95.03\%$. Bei höheren Frequenzen ist im Vorfeld ein Mode-Pairing erforderlich, weil die beste Übereinstimmung nicht mehr auf der MAC-Diagonale liegt. Die MAC-Matrix nach Modenpaarung mit MAC-Limit 0.1, absoluter Frequenztoleranz 15Hz und relativer Frequenztoleranz 10% zeigt Abb. 9. Das Mode-Pairing entfernt Moden, die nicht den Kriterien entsprechen. Beim Lenker ist das im relevanten Frequenzbereich nicht der Fall. Wenn dieser Umstand auftritt, ist die Ursache zu untersuchen.

	0.00	0.09	0.00	0.02	0.01	0.01	0.08	0.31	0.05	0.18	0.86	0.00	0.03	0.19
	0.00	0.08	0.00	0.05	0.00	0.02	0.05	0.71	0.03	0.01	0.31	0.01	0.00	0.11
	0.00	0.00	0.08	0.03	0.04	0.03	0.03	0.31	0.49	0.11	0.01	0.04	0.07	0.06
	0.00	0.01	0.14	0.00	0.02	0.06	0.01	0.00	0.91	0.05	0.02	0.02	0.07	0.06
	0.12	0.00	0.02	0.00	0.01	0.06	0.90	0.13	0.00	0.01	0.01	0.00	0.01	0.03
	0.06	0.00	0.03	0.05	0.04	0.91	0.02	0.02	0.00	0.03	0.01	0.00	0.01	0.02
	0.01	0.00	0.01	0.20	0.05	0.84	0.01	0.03	0.00	0.02	0.00	0.00	0.00	0.01
	0.02	0.11	0.01	0.31	0.77	0.07	0.01	0.01	0.00	0.01	0.02	0.00	0.00	0.01
	0.00	0.06	0.00	0.92	0.05	0.20	0.02	0.02	0.03	0.00	0.01	0.00	0.00	0.01
	0.02	0.18	0.01	0.19	0.82	0.00	0.00	0.01	0.00	0.01	0.03	0.01	0.00	0.01
	0.04	0.09	0.00	0.95	0.00	0.03	0.01	0.01	0.03	0.00	0.01	0.01	0.00	0.01
	0.05	0.02	0.99	0.01	0.00	0.01	0.04	0.01	0.04	0.01	0.00	0.03	0.04	0.00
	0.00	0.00	0.01	0.08	0.05	0.00	0.02	0.07	0.01	0.00	0.04	0.07	0.04	0.03
	0.00	0.00	0.04	0.03	0.08	0.02	0.07	0.01	0.01	0.00	0.01	0.01	0.00	0.01
	-0.39%	+4.82%	+1.27%	-4.12%	+4.83%	+28.21%	+28.31%	+14.85%	+21.27%	+22.53%	+23.96%	+30.35%	+24.36%	+11.31%
	Simulation													

Abb. 8: MAC-Matrix

	0.00	0.09	0.00	0.02	0.01	0.01	0.89
	0.06	0.00	0.03	0.05	0.04	0.91	0.01
	0.02	0.18	0.01	0.19	0.82	0.00	0.03
	0.04	0.09	0.00	0.95	0.00	0.03	0.01
	0.05	0.02	0.99	0.01	0.00	0.01	0.00
	0.00	1.00	0.01	0.06	0.05	0.00	0.04
	1.00	0.00	0.04	0.03	0.08	0.02	0.01
	-0.39%	+4.82%	+1.27%	-4.12%	+4.83%	-9.79%	-1.93%
	Simulation						

Abb. 9: MAC-Matrix Mode-Pairing

B. FRF Abgleich

In Abb. 10 und Abb. 11 sind die CSAC- und CSF-Matrix nach Optimierung 2 dargestellt. Beide zeigen eine hohe Korrelation entlang der Diagonale, ab 90Hz ist ein Drift nach oben zu erkennen. Wie in Tab. II ersichtlich, lag die Zielfunktion $mCSF$ bereits vor Optimierung 2 im definierten Bereich. Die Optimierung brachte noch eine leichte Verbesserung.

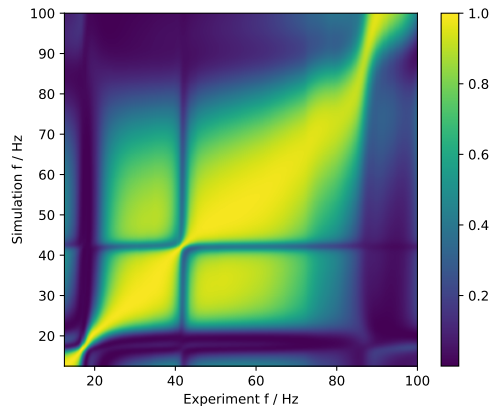


Abb. 10: CSAC-Matrix

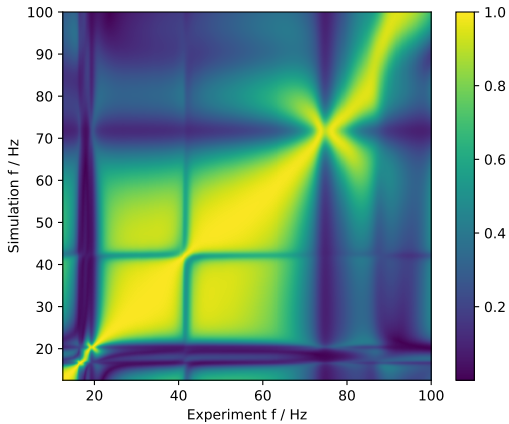


Abb. 11: CSF-Matrix

Tab. II: Ergebnis der Optimierung 2

Mode	ζ	
	vorher	nachher
-	%	%
1	2.0383	2.20
2	1.4769	2.00
3	1.5326	1.80
4	1.7246	1.80
5	2.0132	6.17
mCSF	91.806	93.536

VII. ZUSAMMENFASSUNG & AUSBLICK

Es wurde eine Validierungsmethodik für lineare kontaktreiche Modelle entwickelt. Auf Basis der Steifigkeit wird unter Verwendung der MPE und der MKK in wenigen Iterationen eine manuelle Kontaktoptimierung durchgeführt. Damit lassen sich Eigenfrequenzen und Eigenmoden abgleichen. Darauf folgt die automatisierte Optimierung modaler Dämpfungen, um die Skalierung der FRFs abzugleichen. Limitiert ist die Methodik, falls keine Kontaktmodifikation mehr zur Verbesserung der Optimierung 1 gefunden wird. Zumeist sind die modalen Parameter dann schon zufriedenstellend angeglichen, eine Restabweichung nimmt man in Kauf. Abhilfe könnte eine separate Modalanalyse im Einflussbereich jeder einzelnen Eigenfrequenz schaffen. Somit könnte der Kontaktstatus in jeder Mode unabhängig

von den anderen Moden beeinflusst werden. Die Herausforderung ist dann die modale Superposition, welche mit der klassischen harmonischen Analyse nicht mehr möglich ist.

DANKSAGUNG

Ein besonderer Dank gilt Franz-Josef Falkner für die tatkräftige Unterstützung bei der Entwicklung der Validierungs-Methodik und seine Expertise auf dem Gebiet der Strukturmechanik. Der Autor möchte sich auch bei STIHL in Vertretung von Manfred Hofer für die Bereitstellung der Daten und die gelungene Zusammenarbeit bedanken.

LITERATUR

- [1] M. Strasser, "Modellupdate in der Strukturmechanik auf Basis der experimentellen Modalanalyse," Masterarbeit, Management Center Innsbruck, 2023.
- [2] Brüel & Kjaer, *Structural Testing Part 2: Modal Analysis and Simulation*, 1988. Accessed: 27.04.2024. [Online]. Available: <https://www.bksv.com/media/doc/br0507.pdf>
- [3] W. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, 2nd ed. Hertfordshire, England: Research Studies Press, 2000.
- [4] A. Chopra, *Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering*, 4th ed. Boston u.a.: Pearson, 2014.
- [5] *Mechanical vibration and shock - Experimental determination of mechanical mobility, Part 2: Measurements using single-point translation excitation with an attached vibration exciter*, no. ISO 7626-2, 2015.
- [6] Ansys, Inc., *Theory Reference 2023R2*, 2023.



Markus Schweiger studiert Mechatronik am MCI mit Schwerpunkt Maschinenbau. Seine Hauptkompetenzen liegen im Bereich mechanischer Auslegung und Modellierung. Neben dem Studium arbeitet er als Vertriebsingenieur im Bereich Prozesstechnik bei der Firma APL in Tirol.