

# Modellupdate in der Strukturdynamik auf Basis der experimentellen Modalanalyse

Matthias Strasser, BSc und Dr. techn. Franz-Josef Falkner (Betreuer)

*Abstract*—This master thesis deals with the development of an optimisation workflow in structural dynamics with the aim of adapting finite element models on the basis of experimental modal analysis. A two-step procedure was developed, which aligns the natural frequencies and mode shapes to the reference in a first process. In the second optimisation phase, the damping of the resonances is investigated in order to adapt their amplitudes. Besides the definition of effective objective functions, the selection of correction parameters is of significant importance. As support, a sensitivity analysis is used, which highlights the influential parameters. In addition to material parameters such as density, Young's modulus or Poisson's ratio, model parameters which describe the contact situation, for example, are recommended as effective parameters. The practical section of the master's thesis was implemented using ANSYS software. A front axle and a rear axle of a lawn mower were analysed as example structures. The measurement results and reference data for the update process were determined and provided by STIHL GmbH itself. Through the optimisation process, the relative error per resonance could be reduced significantly below the required maximum error limit. Significant improvements were also observed in the correlation of the modes, evaluated by means of the MAC matrix. By correcting the modal damping, a significant improvement of the amplitudes of the natural frequencies was achieved. In the second optimisation step, a double-digit percentage improvement in the evaluation criteria was achieved for both test structures. The validation process provides very satisfactory results for the models investigated, whereby the developed workflow was checked for its functionality.

*Index Terms*—ANSYS, Comparison, parameters, sensitivity analysis, optimisation

M. Strasser studiert am Management Center Innsbruck, e-mail: sm0093@mc4me.at.

## I. EINLEITUNG

**D**IE Entwicklung von Simulationsmodellen auf Basis der Finiten Elemente Methode (FEM) wird für technische Unternehmen immer essentieller. Trotz moderner und hochentwickelter FE-Verfahren in der Strukturanalyse, kommt es immer wieder zu großen Diskrepanzen zwischen den Simulations- und Versuchsergebnissen. Aus diesem Grund soll das Simulationsmodell so optimiert werden, dass es den benötigten Anforderungen genügt. Die Korrektur des FE-Modells findet vielfach die Bezeichnung Modellupdate oder Modellvalidierung. Als Referenz zur Optimierung dienen dabei die Modaldaten, nämlich Eigenfrequenz, Eigenmoden und modale Dämpfung [1]. Bei der Firma STIHL GmbH wird der Validierungsprozess momentan manuell mit Trial and Error Verfahren durchgeführt, um die gewünschten Ergebnisse zu erhalten. Die verwendete Arbeitsweise ist sehr zeitaufwendig und führt häufig zu nicht zufriedenstellenden Lösungen. Deshalb befasst sich die vorliegende Arbeit mit der Teilautomatisierung des Prozesses. Dabei soll ein Workflow entwickelt werden, welcher die Korrektur der FE-Modelle möglichst einfach und präzise durchführen lässt.

Das vorliegende Paper ist in mehrere Unterabschnitte gegliedert. Dabei wird am Beginn ein grober Überblick über das Thema Modellvalidierung gegeben. Anschließend werden relevante theoretischen Grundbegriffe diskutiert. Die praktische Umsetzung wird nachfolgend anhand eines Beispiels erklärt. Die Ergebnisse der

wissenschaftlichen Arbeit sind in Abschnitt III zu finden.

## II. METHODEN

### A. Theoretische Grundlagen

Zur Überprüfung der Qualität von Finite-Elemente-Modellen werden häufig Testdaten als Referenz herangezogen, welche von einem zugehörigen experimentellen Modell erhalten wurden [2]. Dabei kommt es immer wieder zu erheblichen Diskrepanzen zwischen Simulations- und Versuchsergebnissen. Die Abweichungen sind auf mögliche Unsicherheiten und Fehlerquellen zurückzuführen. Obwohl beim Modellupdate davon ausgegangen wird, dass die Fehlerquellen im Simulationsmodell zu finden sind, da nur dieses Modell aktualisiert wird, existieren Unsicherheiten sowohl in der Simulation als auch im Test. Mögliche physikalische Mängel bei Messungen können durch eine unzureichende und fehlerhafte Testabwicklung entstehen [3]. Insbesondere bei der Modellbildung des FE-Modells können jedoch zahlreiche Unsicherheiten und Fehlerquellen entstehen, welche der bzw. die Anwender:in in Betracht ziehen sollte [4]. Dabei ist es wichtig, die Quelle und Art des Fehlers richtig zu identifizieren [3]. Hauptsächlich werden die Unsicherheiten in drei Gruppen eingeteilt, nämlich in Idealisierungsfehler, Diskretisierungsfehler und die falsche Annahme von Modellparameter [4]. Das Ziel jeder Strukturanalyse besteht darin, das Verhalten der Struktur möglichst genau vorherzusagen. Dafür müssen die entsprechenden Fehlerquellen und Unsicherheiten auf ein Minimum gebracht werden. Der Prozess zur Verringerung dieser Unterschiede ist in der Strukturtechnik vielfach mit der Bezeichnung 'Modellupdate' zu finden [1]. Grundsätzlich beschreibt der Begriff 'Modellupdate' die Korrektur einzelner Parameter eines FE-Modells, bis dieses möglichst gut mit dem Referenzmodell übereinstimmt. Als Korrekturparameter werden hauptsächlich Materialparameter, geometrische

Parameter oder Kontakt- und Dämpfungsparameter herangezogen [5]. Die Optimierung befasst sich im Bereich Strukturtechnik damit, die Eigenschaften von Masse, Steifigkeit und Dämpfung anzupassen. Das Hauptziel dabei ist, dass das dynamische Verhalten des FE-Modells mit den Ergebnissen der experimentellen Analyse möglichst genau übereinstimmt [6]. Werden diese angestrebten Anforderungen erfüllt, wird das Modell als validiertes Modell bezeichnet [4].

Beim Modellupdate handelt es sich aus mathematischer Sicht um ein Optimierungsproblem mit Nebenbedingungen. Dabei werden die Abweichungen der gegenübergestellten Modelle identifiziert, welche innerhalb oder außerhalb der notwendigen Grenzen liegen. Überschreiten die Diskrepanzen die Grenzen, sollte eine Aktualisierung des FE-Modells, durch Anpassung der Parameter, erfolgen. Für den Optimierungsprozess ist die Definition einer Zielfunktion unerlässlich. Grundsätzlich ist jede mathematische Funktion zulässig, die schlussendlich zur Lösung führt. Häufig werden die Bewertungskriterien in die Zielfunktion mit aufgenommen. Es ist auch üblich, Gewichtungsfunktionen anzuwenden, damit relevante Frequenzbereiche priorisiert werden [1]. Beim Modellupdateprozess werden insbesondere der relative Frequenzfehler und die Modal Assurance Criterion (MAC) Matrix als Bewertungskriterien herangezogen. Die relative Frequenzabweichung  $\Delta f_{rel}$  gibt die prozentuale Differenz zwischen der simulierten Eigenfrequenz  $f_{sim}$  und der gemessenen Eigenfrequenz  $f_{ema}$  an. Grundsätzlich gilt, dass die maximal zulässige Fehlergrenze bei 3% pro Eigenfrequenz liegt [5].

$$\Delta f_{rel} = \frac{f_{sim} - f_{ema}}{f_{ema}} \quad (1)$$

Die MAC-Matrix hingegen bietet die einfachste Methodik die Modenformen miteinander zu vergleichen. Sollten die Vektoren tatsächlich eine konsistente, lineare Beziehung aufweisen, nähert sich der MAC-

Wert der Zahl Eins. Wendet man die Gleichung auf alle Moden an, entsteht dann die sogenannte MAC-Matrix welche die Korrelation zwischen allen simulierten (Vektor  $a$ ) und gemessenen (Vektor  $b$ ) Moden abbildet [7].

$$MAC = \frac{(ab^T)^2}{aa^T bb^T} \quad (2)$$

Das Cross Signature Assurance Criterion (CSAC) wurde auf Basis des MAC entwickelt und wurde auf das Frequenzspektrum angepasst. Die Form der Frequenzgangfunktion  $H$  wird insbesondere durch die Position und Anzahl der Resonanzspitzen bestimmt. Aus diesem Grund haben hauptsächlich Änderungen der Masse und Steifigkeit Einfluss auf das CSAC [8].

$$CSAC = \frac{(H_{ema} H_{sim}^*)^2}{(H_{ema} H_{ema}^*)(H_{sim} H_{sim}^*)} \quad (3)$$

Der Cross Signature Scale Factor (CSF) wird als Bewertungskriterium für Abweichungen in den Amplituden verwendet. Hauptsächlich Einfluss auf das Kriterium hat dabei die modale Dämpfung, mit welcher vor allem die Resonanzspitzen angepasst werden können. Wie bei den vorherigen Kriterien wird auch hier das selbe Prinzip übernommen und dabei zwei Vektoren miteinander verglichen. Als Ergebnis aus Gleichung 4 erhält man dann einen Spaltenvektor, der für jeden Frequenzpunkt einen Wert zwischen Null und Eins enthält [8].

$$CSF = \frac{2(H_{ema} H_{sim}^*)}{(H_{ema} H_{ema}^*) + (H_{sim} H_{sim}^*)} \quad (4)$$

### B. Praktische Realisierung

Dieser Abschnitt beschreibt die praktische Umsetzung der gegenständlichen Masterarbeit, insbesondere die Erarbeitung des Workflows für die Optimierung von FE-Modellen. Die Ergebnisse aus der experimentellen Modalanalyse dienen als Referenz für das Modellupdate. Die Messungen werden von der Firma STIHL GmbH durchgeführt und für die Validierung zu Verfügung gestellt. Aus diesem Grund ist die experimentelle Modalanalyse nicht Teil der praktischen Umsetzung. Für die Entwicklung des

Workflows werden zwei Beispielstrukturen herangezogen, nämlich eine Vorder- und Hinterachse eines Rasenmähers. Basierend auf der Gegebenheit, dass die Validierungsergebnisse der zwei Strukturen sehr ähnlich ausfallen, werden in dieser Veröffentlichung, aufgrund von Platzgründen, nur der Ablauf und die Erkenntnisse anhand der Beispielstruktur Vorderachse beschrieben. Das erarbeitete Validierungskonzept beinhaltet ein Zweischritt-Verfahren, veranschaulicht in Abbildung 1.

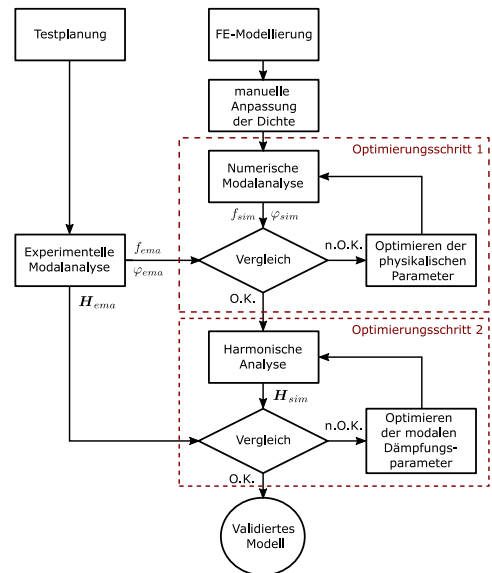


Abb. 1: Schematische Darstellung des entwickelten Konzepts für den Modellupdateprozess

Liegen Mess- und Simulationsdaten vor, müssen diese nachfolgend für die Optimierung gegenübergestellt werden. Das Ziel der wissenschaftlichen Arbeit besteht darin, dass der Ablauf möglichst einfach und automatisiert vonstatten geht. Die Software ANSYS ermöglicht es die Optimierungssoftware optiSLang direkt im Workbench Projekt zu integrieren. Dadurch ist es möglich, den gesamten Modellupdateprozess mit

einem Programm durchzuführen. Es ist ratsam, die Dichte aus der ersten Optimierungsphase zu entkoppeln und diese manuell anzupassen (vgl. Abbildung 1). Das liegt darin begründet, dass die Masse der Struktur leicht identifizierbar ist und somit direkt am FE-Modell korrigiert werden kann. In einem ersten Optimierungsschritt werden die physikalischen Parameter, auch Steifigkeits- und Trägheitsparameter genannt, sowie Kontaktparameter durch die Gegenüberstellung der Ergebnisse aus den Modalanalysen angepasst. Sobald die Eigenfrequenzen  $f$  und Modenformen  $\varphi$  bestmöglich übereinstimmen und die jeweiligen Parameter aktualisiert sind, wird die zweite Phase eingeleitet. Im zweiten Schritt erfolgt anschließend der Vergleich der Übertragungsfunktionen  $H$ , indem die modalen Dämpfungsparameter optimiert werden. Die Optimierungsschleife wird so lange angewendet, bis ein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt worden ist. Die Realisierung der Optimierungsschritte wird in den folgenden Abschnitte detaillierter diskutiert. Aufgrund der Gegebenheit, dass es sich um eine gesperrte wissenschaftliche Arbeit handelt, wird auf die Darstellung der Geometrie bewusst verzichtet.

### Optimierungsschritt 1

Im ersten Optimierungsschritt (vgl. Abbildung 1) werden die Eigenfrequenzen und Modenformen des Simulationsmodells aktualisiert. Damit die praktische Umsetzung in ANSYS besser verfolgt werden kann, wird auf das Ablaufdiagramm in Abbildung 2 verwiesen. Dabei sind die wichtigsten Punkte des ersten Optimierungsschrittes nochmals übersichtlich dargelegt. Die Universal File Format (UNV) Datei beinhaltet alle Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse. Die Simulationsdaten können vom ANSYS-Resultfile (RST) für die Gegenüberstellung extrahiert werden. Mithilfe von APDL Befehlen lassen sich nachfolgend die Eigenmoden und Eigenfrequenzen vergleichen. Als Bewertungskriterien werden die angesprochene MAC-Matrix und der relative Fehler herangezogen.

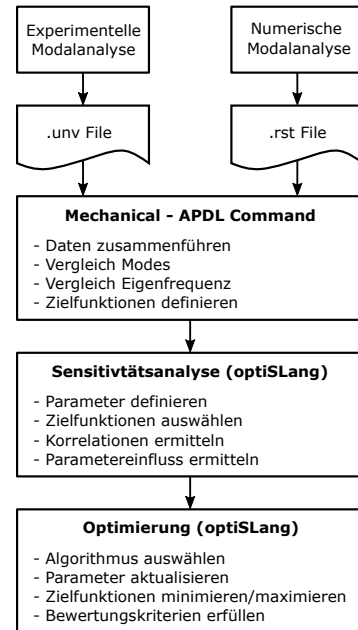


Abb. 2: Ablaufdiagramm des ersten Optimierungsschrittes

In Anwendung sind zwei Zielfunktionen  $J$ , zum einen, welche die Diagonaleinträge der MAC-Matrix maximiert und zum anderen, wo die Diskrepanz der Eigenfrequenzen minimiert wird. Die Bewertungskriterien sind somit direkt in den Zielfunktionen implementiert. Die Definition ersterer, welche den Durchschnitt über alle Diagonaleinträge der MAC-Tabelle berechnet, lautet wie folgt

$$J_{MAC} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\text{MAC}_{ii}) \rightarrow \max \quad (5)$$

wobei  $n$  die Anzahl der Moden ist und Index  $ii$  den jeweiligen Diagonaleintrag in der MAC-Matrix repräsentiert. Die MAC-Einträge in der Diagonale sollten bestenfalls den Wert Eins annehmen, wodurch die Funktion ein Maximierungsproblem darstellt. Für die weitere Zielfunktion  $J_{freq}$  werden die Eigenfrequenzen herangezogen. Für die Firma

STIHL GmbH sind die niedrigeren Resonanzen von größerer Bedeutung als die hohen. Basierend auf dieser Tatsache, spielen Gewichtungsfunktionen eine bedeutende Rolle bei der Findung der passenden Zielfunktion. Mit der Methode des relativen Fehlers wird die Gewichtung bereits berücksichtigt. Kleinere Frequenzen haben dabei eine größere Auswirkung auf den Fehler gegenüber höheren Eigenfrequenzen. Definiert ist der relative Frequenzfehler  $\Delta f_{rel}$  wie folgt

$$\Delta f_{rel_i} = \frac{f_{SIM_i}(p_k) - f_{EMA_i}}{f_{EMA_i}} \quad (6)$$

wobei  $f_{SIM}$  den simulierten und  $f_{EMA}$  den gemessenen Eigenfrequenzen entspricht. Die Zielfunktion muss immer einen skalaren Wert annehmen, wodurch diese wie folgt beschrieben wird

$$J_{freq} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta f_{rel_i}) \rightarrow \min \quad (7)$$

wobei  $n$  wieder die Anzahl der Moden und Index  $i$  den entsprechenden Mode darstellt. Idealerweise nimmt die Abweichung zwischen den Vergleichsdaten den Wert Null an, wodurch es sich bei der gegenständlichen Funktion um ein Minimierungsproblem handelt. Die simulierte Frequenz und Modenform sind dabei von den Korrekturparametern  $p_k$  abhängig. Deren Auswahl obliegt dem bzw. der Anwender:in hierbei selbst. Als Unterstützung der Parameteridentifikation wird ebenfalls die Energie der einzelnen Baugruppentteile betrachtet. Ziel dabei ist es, im Vorhinein Komponenten von der Parameterauswahl auszuschließen und dadurch Ressourcen zu sparen. Physikalischen Kennwerte, wie beispielsweise Elastizitätsmodul oder Poissonzahl, bieten sich als nützliche Parameter an. Neben den physikalischen Parametern nehmen die Kontaktbedingungen eine essentielle Rolle bei der Parameterselktierung an. Dabei muss der bzw. die Anwender:in unterschiedliche Konzepte finden, um verschiedene Fügestellen korrekt zu modellieren und diese in weiterer Folge zu parametrisieren. Beispielsweise kann die Kontaktfläche parametrisiert werden, was

vor allem Einfluss auf die Steifigkeit des Modells hat. Die Parameteridentifikation gilt als Ausgangspunkt für die Sensitivitätsanalyse. Diese trägt dazu bei, ein besseres Verständnis über die Auswirkungen der Parameteränderung zu erhalten. Die Auswertung der Analyse ergibt schlussendlich die einflussreichsten Parameter. Ineffiziente Korrekturparameter können in weiterer Folge für die Aktualisierung ausgesondert werden. Zur Anwendung kommt dabei das Space-filling Latin Hypercube Sampling. Dieses Verfahren ermöglicht eine gleichmäßige Verteilung des Parameterraumes, wodurch der Raum ausreichend untersucht wird. Als Optimierungsalgorithmus kommen genetische Algorithmen zum Einsatz. Dieser aktualisiert die Korrekturparameter und minimiert/maximiert dadurch die Zielfunktionen. Werden die angestrebten Anforderungen erzielt, ist der erste Optimierungsschritt abgeschlossen.

### *Optimierungsschritt 2*

Nachfolgend wird der Ablauf, mit unterschiedlichen Parametern und Zielen (Kriterien), für den zweiten Optimierungsschritt nochmals wiederholt. Die Ergebnisse aus der ersten Optimierungsphase dienen nun als Basis für den zweiten Optimierungsschritt. Soweit ist das Modell auf Eigenfrequenzen und Modenformen mit dem Referenzmodell validiert. In der zweiten Optimierungsphase folgt nun die Anpassung der Dämpfung und somit die Amplitude der Übertragungsfunktionen. Die simulierten Übertragungsfunktionen werden dabei mithilfe von APDL Befehlen in eine Textdatei geschrieben. Zu beachten dabei ist, dass die Daten an den selben Positionen wie die Messpunkte extrahiert werden. Die Referenzdaten werden direkt vom Messprotokoll in einem Python Block in der ANSYS Workbench eingelesen. Im Python Programm werden nachfolgend die Daten gegenübergestellt und die jeweiligen Zielfunktion für den zweiten Optimierungsprozess definiert (vgl. Abbildung 3). Dabei werden wieder die Bewertungskriterien Cross Signature Assurance Criterion (CSAC) und Cross Signature Scale Factor (CSF) direkt in die

Zielfunktion eingearbeitet.

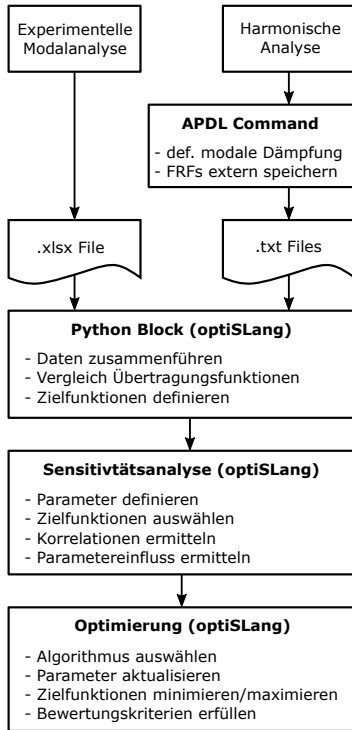


Abb. 3: Ablaufdiagramm des zweiten Optimierungsschrittes

Die Zielfunktionen werden zusätzlich mit einer Gewichtungsfunktion erweitert. Basierend auf der Tatsache, dass eine Änderung der modalen Dämpfung die Amplitude in der Nähe der Resonanz beeinflusst, wird dieser Bereich höher gewichtet. In einem Frequenzbereich  $\pm 3$  Hz jeder Eigenfrequenz werden die Ergebnisse mit dem Wert Eins gewichtet, außerhalb dieser Frequenzpunkte mit 0.25. Somit wird der ausschlaggebende Frequenzbereich um die Resonanz stärker gewichtet als die restlichen Frequenzen. Das CSAC und der CSF geben jeweils pro Frequenzpunkt einen Wert zwischen Null und Eins aus. Die entsprechenden Gleichungen der erweiterten

Zielfunktionen lauten daher wie folgt

$$J_{WCSAC} = \frac{\sum_i^n (w_i \text{CSAC}_i)}{\sum_i^n (w_i)} \rightarrow \max \quad (8)$$

sowie

$$J_{WCSF} = \frac{\sum_i^n (w_i \text{CSF}_i)}{\sum_i^n (w_i)} \rightarrow \max \quad (9)$$

wobei  $w_i$  den jeweiligen Gewichten entspricht und  $i$  den jeweiligen Frequenzpunkt repräsentiert. Beim zweiten Optimierungsschritt bietet sich insbesondere die modale Dämpfung als Parameter an. Die Verfahren für die nachfolgende Sensitivitätsanalyse und Optimierung sind identisch mit jenen des ersten Optimierungsschrittes. Sind beide Optimierungsphasen abgeschlossen erhält man das validierte Modell.

### III. ERGEBNISSE

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse aus dem entwickelten Optimierungsworkflow, angewendet an der Beispielstruktur Vorderachse, dargestellt und diskutiert. Die Sensitivitätsanalyse wird eingesetzt, um den Einfluss der ausgewählten Parameter auf die Zielfunktion zu bewerten. Dadurch können vorher identifizierte Korrekturparameter mit geringen Einfluss vernachlässigt werden. Aus der Auswertung der Analyse geht hervor, dass das Elastizitätsmodul der Vorderachse den größten Einfluss auf die Prüfstruktur hat. Die Poissonzahl der Vorderachse hat nur einen geringen Einfluss auf die MAC-Matrix, während dieser bei den Eigenfrequenzen marginal ausfällt und kann somit für die Optimierung vernachlässigt werden (vgl. Tabelle I).

Tab. I: Änderung der Korrekturparameter beim ersten Optimierungsschritt

Parameter	n. Optimierung	Änderung
Elastizitätsmodul $E_{VA}$	1.9913e+11 Pa	-4.35 %
Poissonzahl $\nu_{VA}$	0.30	$\pm 0.00$ %
Kontaktabstand $K_A$	6.02 mm	+0.33 %
Kontaktabstand $K_B$	6.02 mm	+0.33 %

Die Parameter der Kontaktfläche ( $K_A$  und  $K_B$ ) sind für beide Zielfunktionen von Bedeutung. Die Korrektur der Parameter ist dabei vergleichsweise gering, was auf die bereits gute Ausgangslage zurückzuführen ist. Die gewählten Parameter und deren Änderung während der ersten Optimierungsschleife werden in Tabelle I veranschaulicht. In Abbildung 4 wird die MAC-Matrix nach der Optimierung abgebildet. Die maximalen MAC-Einträge befinden sich entlang der Diagonale. Es ist vorteilhaft zu erwähnen, dass diese Werte deutlich über 0.9 betragen, mit Ausnahme des zweiten Modus.

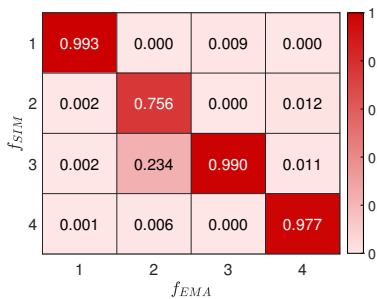


Abb. 4: MAC-Matrix nach der Optimierung

Der niedrigere Übereinstimmung dieses Eigenmodes lässt sich mithilfe des Partizipationsfaktors erklären. Die Anregung des zweiten Modus in gewählter  $y$ -Richtung ist deutlich weniger ausgeprägt als bei anderen Moden. Aus diesem Grund ist dieser bei der experimentellen Modalanalyse auch in den Übertragungsfunktionen schwer erkennbar. Infolgedessen müsste die Anregungsrichtung der experimentelle Modalanalyse adaptiert werden. Die Eigenfrequenzen und deren relativer Fehler sind nach der Optimierung in Tabelle II dargestellt. Auch hier kann gut gezeigt werden, dass der relative Fehler  $|\Delta f_{rel}|$  trotz guter Ausgangslage nochmals deutlich durch die Anpassung der Parameter verringert wird und dieser die maximal zulässige Fehlergrenze von 3% klar unterbietet. In Anbetracht dieser Gegebenheiten kann ein zufriedenstellender erster Optimierungsprozess festgestellt werden.

Tab. II: Eigenfrequenzen und deren relativer Fehler nach der Optimierung

$f_{EMA}/\text{Hz}$	$f_{SIM}/\text{Hz}$	$ \Delta f_{rel} /\%$
160.78	160.54	0.15
171.07	170.50	0.33
174.60	175.41	0.46
184.39	184.67	0.15

Die Korrektur der Parameter im zweiten Optimierungsschritt sind in Tabelle III aufgelistet. Aufgrund der schlechten Anregung in der experimentellen Modalanalyse des zweiten Modus muss dieser deutlich stärker gedämpft werden. Somit korrigiert der Optimierungsalgorithmus die Simulationsdaten bis zur Übereinstimmung mit der Referenz.

Tab. III: Änderung der Korrekturparameter beim zweiten Optimierungsschritt

Parameter	n. Optimierung	Änderung
Modale Dämpfung $\xi_1$	0.005000	+10.45 %
Modale Dämpfung $\xi_2$	0.016082	+121.88 %
Modale Dämpfung $\xi_3$	0.005300	-6.40 %
Modale Dämpfung $\xi_4$	0.002625	-1.75 %

In Abbildung 5 sind die Übertragungsfunktionen bei einem ausgewählten Freiheitsgrad veranschaulicht. Dabei werden die experimentellen Messdaten sowie die Ausgangslage und das Ergebnis nach der Optimierung gegenübergestellt.

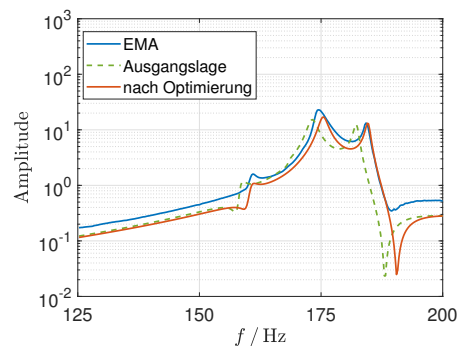


Abb. 5: Vergleich der Übertragungsfunktionen

Die Ergebnisse zeigen, dass der Optimierungsworkflow sich positiv auf die Anpassung des FE-Modells auswirkt. Durch die Aktualisierungen der modalen Dämpfungen können deutliche Verbesserungen, insbesondere bei der Amplitude (vgl. CSF-Wert), festgestellt werden. Alle gemittelten Werte liegen klar über 90 % (vgl. Tabelle IV), was einer ausgezeichneten Anpassung entspricht.

Tab. IV: Gegenüberstellung der gewichteten Kriterien

Kriterium	n. Optimierung	Änderung
CSAC <sub>w</sub>	98.54 %	+6.90 %
CSF <sub>w</sub>	97.94 %	+15.17 %

#### ZUSAMMENFASSUNG

Der während der gegenständlichen Masterarbeit entwickelte Optimierungsworkflow zielt darauf ab, Finite Elemente Modelle in der Strukturdynamik reibungslos an Messdaten anzupassen. Aufgrund der Einfachheit der angewendeten Beispielstrukturen konnte der Optimierungsworkflow besser verständlich präsentiert werden. Die Ergebnisse verdeutlichen, dass die MAC-Werte positiv ansteigen, während der relative Frequenzfehler deutlich unterhalb der geforderten Fehlergrenze bleibt. Auch die Erkenntnisse aus der zweiten Optimierungsphase zeigen signifikante Verbesserungen der bewerteten Kriterien. Als Folge der Ergebnisse konnte gezeigt werden, dass der Optimierungsworkflow funktioniert und die angestrebten Ziele erreicht wurden.

#### DANKSAGUNG

Hiermit möchte ich die Gelegenheit nutzen, um allen Personen zu danken, die mich während der Masterarbeit unterstützt und begleitet haben. Ein besonderer Dank gilt dem Betreuer Dr. techn. Franz-Josef Falkner für die fachkundige Betreuung, das wertvolle Feedback und die konstruktiven Diskussionen. Außerdem bedanke ich mich bei der Betreuungsfirma STIHL GmbH, in Person von Dr. Manfred Hofer, für die Möglichkeit, dieses Forschungsprojekt durchzuführen und für die Unterstützung während des gesamten Prozesses.

#### LITERATUR

- [1] M. Link, "Updating of Analytical Models — Basic Procedures and Extensions," in *Modal Analysis and Testing*, ser. NATO Science Series, Series E, J. M. M. Silva, Ed. Dordrecht: Springer, 1999, pp. 281–304.
- [2] M. Link, "Was kann man von rechnerisch auf Testdaten angepassten Finite Elemente Modellen erwarten?" *VDI-Schwingungstagung 2000*, VDI-Bericht 1550, Düsseldorf, 2000.
- [3] E. Dascotte, "Model updating for structural dynamics: past, present and future outlook," *International Conference on Engineering Dynamics (ICED)*, Carvoeiro, Algarve, Portugal, 2007.
- [4] J. E. Mottershead, M. Link, and M. I. Friswell, "The sensitivity method in finite element model updating: A tutorial," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, no. 7, pp. 2275–2296, 2011.
- [5] D. J. Ewins, *Modal testing: Theory, practice and application*, 2nd ed., ser. Mechanical engineering research studies Engineering dynamics series. Baldock: Research Studies Press, 2000, vol. 10.
- [6] K. Baumann et al., "Bottom-Up-Strategie zur Validierung des FE-Modells einer Abgasanlage unter besonderer Berücksichtigung der Systemdämpfung," *VDI-Fachtagung Schwingungsanalyse & Identifikation 2016*, VDI-Berichte 2259, S. 149-161, Fulda, 15.-16.03.2016.
- [7] R. J. Allemang, "The Modal Assurance Criterion – Twenty Years of Use and Abuse," *Sound and Vibration*, vol. 37, no. 37(8), pp. 14–23, 2003.
- [8] T. Marinone and A. Moya, "Comparison of FRF correlation techniques," in *Model Validation and Uncertainty Quantification, Volume 3: Proceedings of the 33rd IMAC, A Conference and Exposition on Structural Dynamics*, vol. 3, 2015, pp. 299–309.



**Matthias Strasser** studiert Mechatronik & Smart Technologies mit Schwerpunkt Maschinenbau am MCI Innsbruck/Österreich.