

Computerunterstützte Modellanpassung von Finite Elemente Modellen industrieller Größenordnung

Carsten Schedlinski
ICS, Postfach 1648, 63206 Langen
email: sched@t-online.de

Ingo Seeber
BMW AG, EA-70, 80788 München
email: Ingo.Seeber@bmw.de

Kurzfassung

Für die Validierung von FE-Modellen können Versuchsdaten, wie z. B. experimentelle Modaldaten, verwendet werden. Falls die Abweichungen zwischen Versuch und Analyse nicht akzeptabel sind, muß die Idealisierung des realen elastomechanischen Systems überprüft und gegebenenfalls angepaßt werden. Ist die Modellstruktur hinsichtlich des Diskretisierungsgrades, der Art der verwendeten Elemente etc. in Ordnung, so kann eine Minimierung der Versuchs-/Analyseabweichungen durch Modifikation geeigneter physikalischer Parameter (Schalendicken, E-Moduli, Dichten etc.) erreicht werden. Werden nur einzelne Parameter betrachtet, so kann die Anpassung noch mittels Ingenieurverstand und -erfahrung erfolgen. Bei realen elastomechanischen Systemen stößt diese Vorgehensweise jedoch schnell auf ihre Grenzen, da für diese eine Vielzahl von Parametern zu berücksichtigen sind. Hier müssen Verfahren zur computerunterstützten Modellanpassung verwendet werden, die eine simultane Anpassung mehrerer Parameter erlauben.

In dieser Veröffentlichung wird die Modellvalidierung mittels eines speziellen Programmpaketes zur computerunterstützten Modellanpassung vorgestellt. Das Programmpaket erlaubt die direkte Anpassung von MSC/Nastran Modellen und nutzt zu einem großen Teil die Analysekapazitäten von MSC/Nastran, insbesondere den Modul zur Berechnung von Eigenfrequenz- und Eigenformsensitivitäten. Hierdurch werden FE-Modelle industrieller Größenordnung handhabbar. Die grundlegende Theorie des verwendeten Verfahrens wird zunächst vorgestellt. Danach wird das prinzipielle Vorgehen erläutert. Abschließend wird die Effektivität der Methode an Hand eines Kfz-Getriebegehäuses demonstriert.

1 Einführung

Die Güte der Ergebnisse von strukturmechanischen Finite Elemente Analysen (FEA) kann beurteilt werden, indem Daten aus Statik- oder Schwingungsversuchen genutzt werden. Speziell Eigenfrequenzen und Eigenformen, die mittels der experimentellen Modalanalyse (EMA) aus Schwingungsversuchsdaten identifiziert werden ([1], [3]), finden dabei Verwendung. Die Abweichungen zwischen Versuch und Analyse erlauben eine Aussage hinsichtlich der Güte des verwendeten FE-Modells. Sind die Abweichungen zu groß, muß die Idealisierung des realen elastomechanischen Systems überprüft und gegebenenfalls angepaßt werden, um ein validiertes FE-Modell zu erhalten.

Sofern die Struktur des FE-Modells (Diskretisierungsgrad, Art der verwendeten Elemente etc., siehe z. B. [6]) in Ordnung ist, können Parameteränderungen, basierend auf der Erfahrung des Berechnungsingenieurs, zu einer Verringerung der Versuchs-/Analyseabweichungen beitragen. Eine direkte Aussage über den Anteil einzelner Parameter an der Änderung des Modellverhaltens kann bei Betrachtung mehrerer Parameter jedoch nur schwer oder u. U. gar nicht gemacht werden. Hier können Verfahren zur computerunterstützten Modellanpassung (engl. *model updating*) verwendet werden, welche eine simultane Anpassung mehrerer Parameter erlauben ([5], [8]). Die

Versuchs-/Analyseabweichungen werden von diesen Verfahren minimiert und eine Validierung des FE-Modells (zumindest im von der EMA erfaßten Frequenzbereich) ist hierdurch möglich.

Ist die Struktur des FE-Modells nicht in Ordnung, was in der Praxis häufig der Fall ist, können die Verfahren zur computerunterstützten Modellanpassung ebenfalls eingesetzt werden. Die ermittelten Parameteränderungen sind hier jedoch meist nicht mehr physikalisch korrekt. Vielmehr werden mathematische Ausgleichsparameter bestimmt, die allein der Reduzierung der Versuchs-/Analyseabweichungen dienen. Ob die jeweiligen Parameteränderungen zulässig sind, muß dann von Fall zu Fall überprüft werden. Hierbei spielt insbesondere der Modellzweck eine wichtige Rolle. So kann eine physikalisch nicht mehr sinnvolle Dickenänderung für dynamische Schwingungsanalysen völlig unkritisch, für statische Analysen jedoch nicht mehr akzeptabel sein.

In dieser Veröffentlichung wird die Modellvalidierung mittels eines speziellen Programmpaketes zur computerunterstützten Modellanpassung vorgestellt. Das Programmpaket erlaubt die direkte Anpassung von MSC/Nastran Modellen industrieller Größenordnung. Die grundlegende Theorie des verwendeten Verfahrens wird zunächst vorgestellt. Danach wird das prinzipielle Vorgehen erläutert. Abschließend wird die Effektivität der Methode an Hand eines Kfz-Getriebegehäuses demonstriert.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Anpassung physikalischer Parameter

Basis für die Anpassung physikalischer Steifigkeits- und Trägheitsparameter bildet die folgende Parametrisierung der Systemmatrizen ([5], [8]):

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

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

mit: $\mathbf{K}_A, \mathbf{M}_A$ Ausgangssteifigkeitsmatrix/Ausgangsmassenmatrix
 $\mathbf{p} = [\alpha_i \beta_j]$ Vektor unbekannter Anpassungsfaktoren
 $\mathbf{K}_i, \mathbf{M}_j$ ausgewählte Substrukturmatrizen, die Ort und Art der anzupassenden Modellparameter beinhalten

Diese Parametrisierung erlaubt die lokale Anpassung unsicherer Modellbereiche. Unter Nutzung der Gleichungen (1) und zweckmäßiger 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 Wahl der Wichtungsmatrix muß mit Bedacht erfolgen, da für $\mathbf{W}_p \gg \mathbf{0}$ keinerlei Änderung erfolgt.

Die Residuen $\Delta \mathbf{z} = \mathbf{z}_T - \mathbf{z}(\mathbf{p})$ (\mathbf{z}_T : Versuchsdatenvektor, $\mathbf{z}(\mathbf{p})$: zugehöriger Analysedatenvektor) sind i.a. 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 [8]), 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
 $\mathbf{G}_0 = \left. \frac{\partial \mathbf{z}}{\partial \mathbf{p}} \right|_{\mathbf{p}=\mathbf{p}_0}$ 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 Gleichung (4) der Methode der gewichteten kleinsten Fehlerquadrate. Es soll an dieser Stelle erwähnt werden, daß natürlich ebensogut jedes andere mathematische Minimierungsverfahren zur Lösung verwendet werden kann.

Die im verwendeten Programmpaket benutzten Residuen sind das Eigenfrequenz- und das Eigenformresiduum. D. h. die FEA-Eigenfrequenzen und -Eigenformen werden von den zugehörigen EMA-Ergebnissen abgezogen. In diesem Fall lautet der Residuenvektor:

$$\Delta \mathbf{z}_0 = \begin{bmatrix} \omega_T - \omega \\ \mathbf{x}_T - \mathbf{x} \end{bmatrix}_0 \quad (5)$$

mit: ω_T, ω_0 Vektoren der Versuchs-/Analyseeigenfrequenzen
 \mathbf{x}_T, \mathbf{x} Vektoren der Versuchs-/Analyseeigenformen

Die Zuordnung von FEA- zu EMA-Daten erfolgt über den sogenannten MAC-Wert der Eigenformen:

$$\text{MAC} := \frac{(\mathbf{x}_T^T \mathbf{x}_j)^2}{(\mathbf{x}_T^T \mathbf{x}_T)(\mathbf{x}_j^T \mathbf{x}_j)} \quad (6)$$

der ein Maß für die lineare Abhängigkeit zweier Vektoren darstellt. Ein MAC-Wert von 1 bedeutet, daß die zwei Vektoren kollinear sind; ein MAC-Wert von 0 bedeutet, daß die zwei Vektoren orthogonal sind.

Die zu (5) gehörige Sensitivitätsmatrix ist in Gleichung (7) gegeben.

$$\mathbf{G}_0 = \begin{bmatrix} \partial \omega / \partial \mathbf{p} \\ \partial \mathbf{x} / \partial \mathbf{p} \end{bmatrix}_0 \quad (7)$$

Die Berechnung der partiellen Ableitungen kann aus der Literatur ([5], [8]) entnommen werden.

2.2 Anpassung modaler Dämpfungsparameter

Für die Anpassung modaler Dämpfungsparameter wird ebenfalls der klassische Sensitivitätsansatz benutzt. Das Residuum lautet in diesem Fall:

$$\Delta \mathbf{z}_0 = [\mathbf{H}_T(j\omega) - \mathbf{H}(j\omega)]_0 \quad (8)$$

mit: $\mathbf{H}_T(j\omega)$ gemessener Frequenzgang
 $\mathbf{H}(j\omega)$ analytischer Frequenzgang (berechnet aus modalen Parametern)

Die Sensitivitätsmatrix erhält man durch partielle Ableitung der analytischen Frequenzgänge nach der modalen Dämpfung (hier werden die modalen Dämpfungsgrade verwendet):

$$\mathbf{G}_0 = \left[\frac{\partial \mathbf{H}(j\omega)}{\partial \xi} \right]_0 \quad (9)$$

mit: ξ Vektor der modalen Dämpfungsgrade

Die Berechnung der Sensitivitätsmatrix nach Gleichung (9) gestaltet sich besonders einfach, wenn proportionale Dämpfung angenommen wird. Eine weiterführende Darstellung findet man in [7].

3 Vorgehen bei der Modellvalidierung

Die Modellvalidierung erfolgt hier in zwei Schritten (siehe auch Bild 1):

1. Anpassung physikalischer Parameter (Steifigkeit- und Trägheitsparameter)
2. Anpassung modaler Dämpfungsparameter

Im ersten Schritt werden die Abweichungen zwischen identifizierten und analytischen Eigenfrequenzen und Eigenformen minimiert. Hierzu wird ein am Fachgebiet für Leichtbau und Strukturmechanik der Universität in Kassel entstandenes und gemeinsam mit ICS weiterentwickeltes MATLAB-Programmpaket verwendet. Dieses Programmpaket nutzt zu einem großen Teil die Analysekapazitäten von MSC/Nastran, insbesondere den Sensitivitätsmodul, wodurch die Handhabung von FE-Modellen industrieller Größenordnung ermöglicht wird. Die Parameteränderungen werden direkt im sogenannten „Bulk Data“ Bereich (dem Bereich, in dem das FE-Modell definiert wird) der MSC/Nastran Eingabedatei vorgenommen. Hierdurch sind alle physikalischen Parameter wie Schalendicken, Balkenquerschnittsdaten, E-Module oder Dichten, die die Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften des elastomechanischen Systems beeinflussen, einer computerunterstützten Modellanpassung zugänglich.

Zur Handhabung komplexer elastomechanischer Systeme ist i. a. eine Zerlegung in Komponenten erforderlich, um die Anzahl unsicherer Modellparameter zu reduzieren. Die Komponenten werden dann einzeln untersucht und gegebenenfalls angepaßt. Danach kann eine Bewertung der (modifizierten) Gesamtstruktur erfolgen. Sollte die Modellgüte noch nicht ausreichend sein, so kann eine weitere Anpassung des Gesamtmodells erfolgen. Hierbei müssen nur noch die Anschlußparameter, z. B. die Steifigkeiten von Verbindungselementen, berücksichtigt werden.

Ein zentrales Problem bei der computerunterstützten Modellanpassung ist die Auswahl zu ändernder Modellparameter. Neben der Auswahl von Parametern mit Ingenieursverstand besteht die Möglichkeit, automatische Methoden einzusetzen, die die effektivsten Parameter selektieren (siehe z. B. [4]).

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, eine Sensitivitätsanalyse durchzuführen (siehe z. B. [2]). Bei der Sensitivitätsanalyse wird die Sensitivitätsmatrix nach (7) für mehrere sinnvolle Parameter berechnet. Im Anschluß daran wird diese dann weitergehend untersucht. Hierdurch können Parameter identifiziert werden, deren Änderung eine ausreichende Veränderung der Analyseergebnisse bewirken. Die Sensitivitätsanalyse kann keinerlei Aussage über die physikalische Relevanz eines Parameters liefern; lediglich das Potential eines Parameters zur Änderung der Analyseergebnisse wird erfaßt.

Nach erfolgreicher Anpassung der Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften (physikalische Parameter) erfolgt im zweiten Schritt die Anpassung modaler Dämpfungsparameter. Dazu werden die Abweichungen in den Resonanzbereichen zwischen gemessenen und analytischen Frequenzgängen mit Hilfe eines anderen, ebenfalls selbst entwickelten MATLAB-Programmpaketes, minimiert. Ziel ist es, insgesamt eine hohe qualitative und quantitative Genauigkeit der FEA-Ergebnisse zu erreichen und damit ein (zumindest im erfaßten Frequenzbereich) validiertes Modell zu erhalten.

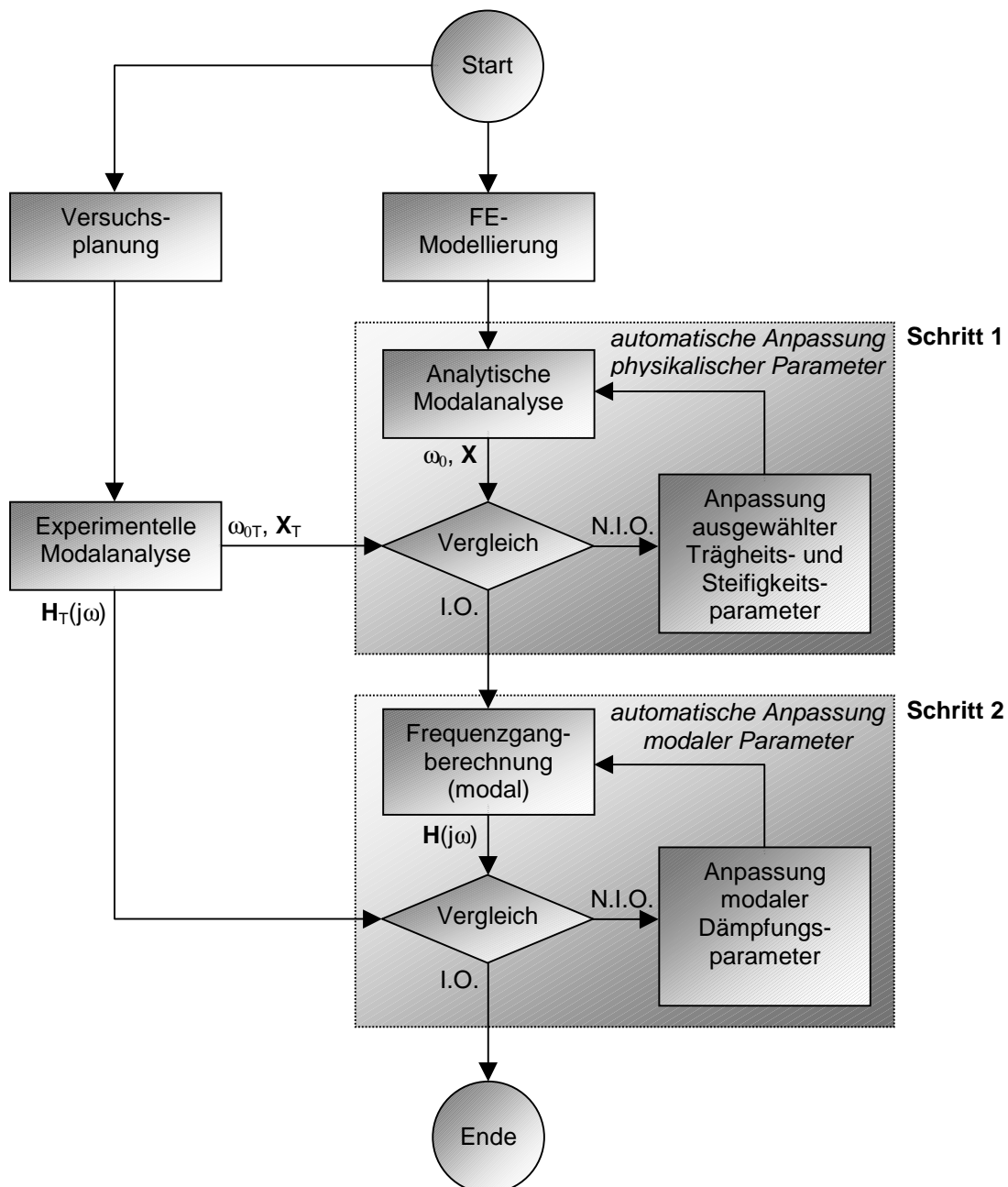


Bild 1: Vorgehen bei der Modellanpassung

Da die computerunterstützte Modellanpassung auf gemessene Frequenzgänge und auf daraus mittels der EMA identifizierte Eigenfrequenzen und Eigenformen zurückgreift, muß auch dem Versuch genügend Aufmerksamkeit gewidmet werden. So sollte in jedem Fall eine Versuchsplanung erfolgen, damit eine ausreichende Datenbasis für die nachfolgenden Verfahren geschaffen wird. Die Versuchsplanung sollte dabei folgende Aspekte berücksichtigen:

- ❑ Auswahl relevanter Zieleigenformen
- ❑ Auswahl der Meßfreiheitsgrade
- ❑ Auswahl der Erregerpositionen
- ❑ ausreichende Frequenzauflösung

Eine nähere Erläuterung dieser Problematik findet man z. B. in [2].

4 Beispiel: Kfz-Getriebegehäuse

An Hand des FE-Modells eines Kfz-Getriebegehäuses (Bild 2) soll das Vorgehen demonstriert werden.

Das Gesamtmodell besitzt 19800 Knoten und 16833 Elemente. Es setzt sich zusammen aus der vorderen Getriebeglocke (12925 Knoten und 11008 Elemente) und dem hinteren Gehäuse (6670 Knoten und 5742 Elemente). Getriebeglocke und hinteres Gehäuse werden über Balkenelemente an den realen Schraubverbindungsstellen miteinander verbunden. Ziel ist es, die Dynamik bis mindestens 2000 Hz ausreichend abzubilden.

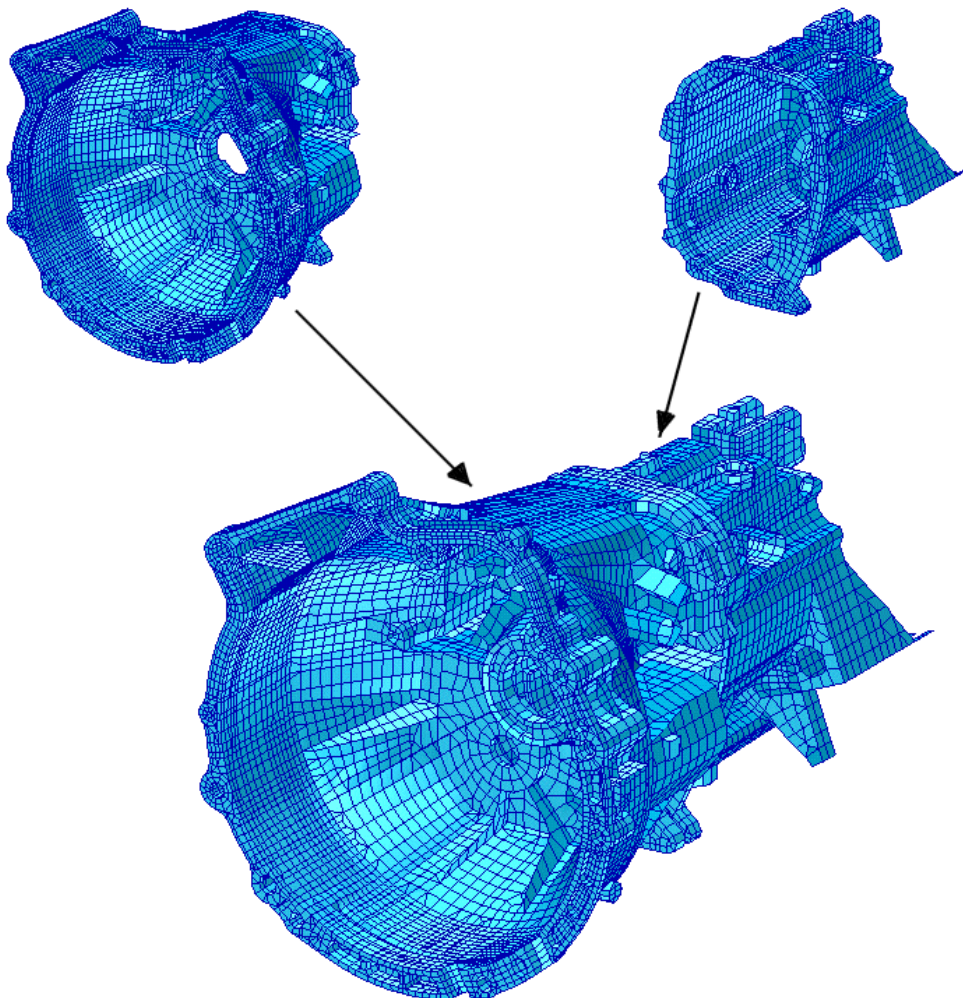


Bild 2: FE-Modelle, Kfz-Getriebegehäuse und Komponenten (BMW AG)

4.1 Experimentelle Modaldaten

Sowohl für die beiden Komponenten als auch für die Gesamtstruktur wurden Schwingungsversuche in frei/freier Konfiguration (d. h. in weicher, elastischer Aufhängung) mit einer anschließenden experimentellen Modalanalyse bis 3000 Hz durchgeführt; die Ergebnisse sind den Tabellen 1 bis 3 zu entnehmen. Oberhalb von 2000 Hz besteht lediglich eine geringe Konfidenz bezüglich der identifizierten Modaldaten. Grund hierfür ist die hohe modale Dichte und der zunehmende Einfluß der Dämpfung in diesem Frequenzbereich. Hierdurch ist eine eindeutige Trennung der Eigenformen aus den gemessenen Frequenzgängen i. a. nur noch schwer möglich. Für die Korrelation zwischen Analyse- und Versuchsergebnissen bedeutet dies, daß eine schlechtere Korrelation im oberen Frequenzbereich nicht notwendigerweise auf die fehlende Güte des FE-Modells zurückzuführen ist. Vielmehr kann hier auch die experimentelle Datenbasis (insbesondere die Eigenformen) mehr oder weniger fehlerbehaftet sein.

Tabelle 1: Getriebeglocke – EMA-Ergebnisse

Nr.	Frequenz [Hz]	modale Masse ¹⁾ [kg]	modale Dämpfung [%]	Konfidenz ²⁾
1	388,01	1,01	0,15	+
2	417,01	1,34	0,14	+
3	874,49	0,92	0,20	+
4	995,68	0,87	0,22	+
5	1501,41	0,49	0,58	+
6	1717,42	0,50	1,12	+
7	1841,45	0,23	1,19	+
8	2023,81	0,82	0,82	+
9	2113,79	0,67	1,17	o
10	2216,63	0,24	1,49	-
11	2237,97	0,51	1,12	-
12	2496,53	0,18	3,51	-
13	2591,29	0,42	1,50	-
14	2914,45	0,14	2,22	o

¹⁾ Die Eigenformen wurden normiert auf absoluten Maximalwert gleich Eins.

²⁾ + hohe / o mittlere / - geringe Konfidenz

Tabelle 2: Hinteres Gehäuse – EMA-Ergebnisse

Nr.	Frequenz [Hz]	modale Masse ¹⁾ [kg]	modale Dämpfung [%]	Konfidenz ²⁾
1	520,52	0,84	0,35	+
2	578,63	0,36	0,51	+
3	1163,75	0,29	0,43	+
4	1356,05	0,43	0,36	+
5	1769,70	0,20	0,95	+
6	1914,68	0,55	1,44	o
7	1970,88	0,27	1,05	+
8	2046,21	0,13	1,33	o
9	2371,01	0,09	3,43	+
10	2504,19	0,34	4,92	o
11	2578,43	0,35	2,40	o
12	2666,07	0,17	4,46	-
13	2906,25	0,10	6,68	-

Tabelle 3: Getriebegehäuse, komplett – EMA-Ergebnisse

Nr.	Frequenz [Hz]	modale Masse ¹⁾ [kg]	modale Dämpfung [%]	Konfidenz ²⁾
1	505,87	1,03	0,23	+
2	531,61	1,02	0,32	+
3	886,39	0,78	0,27	+
4	1002,81	1,57	0,29	+
5	1225,14	2,38	0,25	+
6	1342,71	1,38	0,31	+
7	1415,86	0,99	0,34	o
8	1439,23	1,67	0,55	+
9	1449,48	2,78	0,66	-
10	1603,33	1,07	0,34	+
11	1695,16	1,07	0,44	+
12	1740,89	1,12	0,58	+
13	1845,28	2,14	0,63	o
14	1941,11	29,35	0,36	o
15	2041,99	3,23	0,58	-

¹⁾ Die Eigenformen wurden normiert auf absoluten Maximalwert gleich Eins.

²⁾ + hohe / o mittlere / - geringe Konfidenz

Nr.	Frequenz [Hz]	modale Masse ¹⁾ [kg]	modale Dämpfung [%]	Konfidenz ²⁾
16	2140,92	0,62	1,08	-
17	2258,11	0,54	0,92	o
18	2352,50	2,78	0,91	-
19	2382,90	0,58	0,86	o
20	2498,09	1,04	1,04	-
21	2539,36	0,71	1,35	-
22	2607,42	0,16	2,05	-
23	2713,69	0,67	1,82	-
24	2796,43	0,64	1,85	-
25	2942,86	0,37	2,80	-

4.2 Ausgangskorrelation

Die Korrelation zwischen Analyse- und Versuchsdaten erfolgt über den MAC-Wert nach (6). Die Ergebnisse sind den Tabellen 4 bis 6 zu entnehmen.

Im interessierenden Frequenzbereich ist die Korrelation der Komponentenmodelle bereits recht gut.

Für das komplette Getriebegehäuse ist das Niveau der MAC-Werte oberhalb von 1000 Hz relativ niedrig. Weiterhin sind größere Frequenzabweichungen zu erkennen. Insbesondere die EMA-Eigenform Nr. 5 (reine Biegung um die Getriebehochachse) bei 1225,14 Hz weist eine nicht befriedigende Abweichung von über 15 % auf. In Bild 3 ist die MAC-Matrix für das komplette Getriebegehäuse visualisiert.

Tabelle 4: Getriebeglocke - Ausgangskorrelation

Nr.	FEA Nr. ¹⁾	EMA Nr.	Frequenz [Hz]		Diff. [%]	MAC [%] (> 60 %)
			FEA	EMA		
1	1	1	381,04	388,01	-1,80	96,10
2	2	2	411,25	417,01	-1,38	94,02
3	3	3	856,00	874,49	-2,11	96,61
4	4	4	955,91	995,68	-3,99	97,96
5	5	5	1461,37	1501,41	-2,67	95,28
6	7	6	1732,01	1717,42	0,85	81,58
7	6	7	1690,71	1841,45	-8,19	61,21
8	8	8	1896,28	2023,81	-6,30	75,32

¹⁾ Ohne Starrkörpereigenformen.

Tabelle 5: Hinteres Gehäuse - Ausgangskorrelation

Nr.	FEA Nr. ¹⁾	EMA Nr.	Frequenz [Hz]		Diff. [%]	MAC [%] (> 60 %)
			FEA	EMA		
1	1	1	495,87	495,87	-4,74	98,54
2	2	2	562,51	562,51	-2,79	98,72
3	3	3	1152,05	1152,05	-1,01	96,82
4	4	4	1336,25	1336,25	-1,46	94,05
5	5	5	1664,34	1664,34	-5,95	96,81
6	9	9	2338,46	2338,46	-1,37	82,63

¹⁾ Ohne Starrkörpereigenformen.

Tabelle 6: Getriebegehäuse, komplett - Ausgangskorrelation

Nr.	FEA Nr. ¹⁾	EMA Nr.	Frequenz [Hz]		Diff. [%]	MAC [%] (> 60 %)
			FEA	EMA		
1	1	1	468,86	505,87	-7,32	89,47
2	2	2	494,31	531,61	-7,02	82,27
3	3	3	862,95	886,39	-2,64	97,56
4	4	4	959,60	1002,81	-4,31	94,68
5	5	5	1036,44	1225,14	-15,40	72,27
6	6	6	1220,77	1342,71	-9,08	79,63
7	8	8	1361,99	1439,23	-5,37	70,40
8	9	10	1418,46	1603,33	-11,53	78,30
9	12	12	1734,00	1740,89	-0,40	75,76
10	11	13	1616,47	1845,28	-12,40	67,31
11	13	14	1760,52	1941,11	-9,30	65,08
12	14	15	1910,21	2041,99	-6,45	75,00
13	21	19	2298,01	2382,90	-3,56	66,24

¹⁾ Ohne Starrkörpereigenformen.

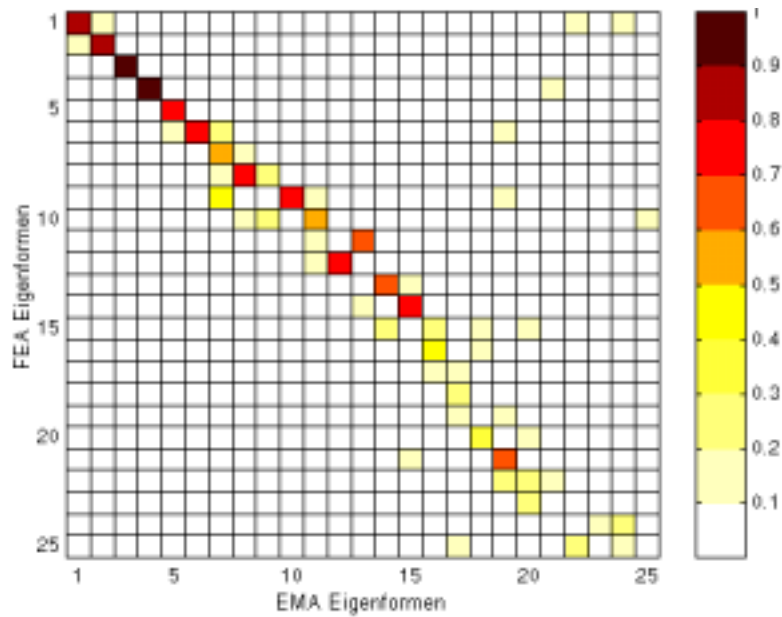


Bild 3: Getriebegehäuse, komplett – MAC-Matrix

4.3 Anpassung physikalischer Parameter

4.3.1 Getriebeglocke

Für die Getriebeglocke wurden insgesamt 16 Anpassungsläufe mit verschiedenen Parameterkonfigurationen durchgeführt. Die besten Ergebnisse konnten durch Anpassung der E-Module der in Bild 4 dargestellten Elementbereiche erzielt werden. Es wurde eine Anpassung der E-Module gewählt, da die Massenverteilung des FE-Modells bereits sehr gut stimmte und daher eine Veränderung der Gesamtmasse (z. B. durch Anpassung von Schalendicken) vermieden werden sollte.

Die Parameteränderungen sind der Tabelle 7 zu entnehmen. Insbesondere die Änderung des E-Moduls der Gaube 1 um 99,9 % ist physikalisch nicht mehr interpretierbar. Hier liegt also der Fall vor, daß die ermittelten Parameter die Funktion von mathematischen Ausgleichsparametern einnehmen. Da das Gesamtmodell für dynamische Untersuchungen benutzt werden soll, bei denen eine möglichst genaue Abbildung der Eigenformen und Eigenfrequenzen im Vordergrund steht, können die ermittelten Parameterabweichungen jedoch akzeptiert werden.

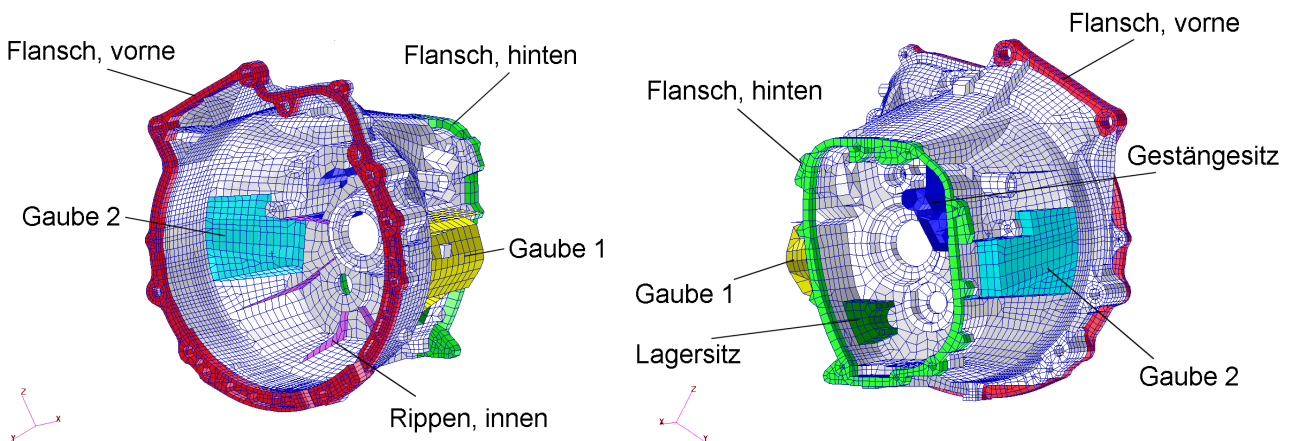


Bild 4: Getriebeglocke - Anpassungsparameter

Tabelle 7: Getriebeglocke - Parameteränderungen

Bereich	E-Moduländerung	Bereich	E-Moduländerung	Bereich	E-Moduländerung
Flansch, vorne	-6,97 %	Gaube 1	99,90 %	Gestängesitz	3,97 %
Flansch, hinten	-31,62 %	Gaube 2	0,73 %	Lagersitz	-0,20 %
Rippen, innen	-3,48 %				

Die Korrelation nach der Anpassung ist Tabelle 8 zu entnehmen. Die ersten neun analytischen Eigenformen können alle mit MAC-Werten größer als 80 % zugeordnet werden, und die Frequenzabweichungen sind generell kleiner als 3 %, was ein sehr gutes Ergebnis darstellt. Oberhalb der neunten Eigenfrequenz kann keine Zuordnung mehr gefunden werden. Aufgrund der schlechten Konfidenz der Versuchseigenformen in diesem Bereich kann hier keine definitive Aussage mehr über die Modellgüte getroffen werden.

Tabelle 8: Getriebeglocke – Korrelation nach Modellanpassung

Nr.	FEA Nr. ¹⁾	EMA Nr.	Frequenz [Hz]		Diff. [%]	MAC [%] (> 60 %)
			FEA	EMA		
1	1	1	391,86	388,01	0,99	98,65
2	2	2	419,32	417,01	0,55	98,03
3	3	3	872,92	874,49	-0,18	96,63
4	4	4	974,42	995,68	-2,14	97,92
5	5	5	1492,74	1501,41	-0,58	94,87
6	6	6	1744,42	1717,42	1,57	88,97
7	7	7	1842,25	1841,45	0,04	87,06
8	8	8	2009,12	2023,81	-0,73	81,86
9	9	9	2106,19	2113,79	-0,36	83,26

¹⁾ Ohne Starrkörpereigenformen.

4.3.2 Hinteres Gehäuse

Für das hintere Gehäuse wurden insgesamt 33 Anpassungsläufe mit verschiedenen Parameterkonfigurationen durchgeführt. Die besten Ergebnisse konnten durch Anpassung der E-Module der in Bild 5 dargestellten Elementbereiche erzielt werden. Auch hier wurde, aus dem selben Grund wie oben, eine Anpassung der E-Module gewählt.

Die Parameteränderungen sind der Tabelle 9 zu entnehmen. Wiederum sind zum Teil sehr große Parameteränderungen zu kennen.

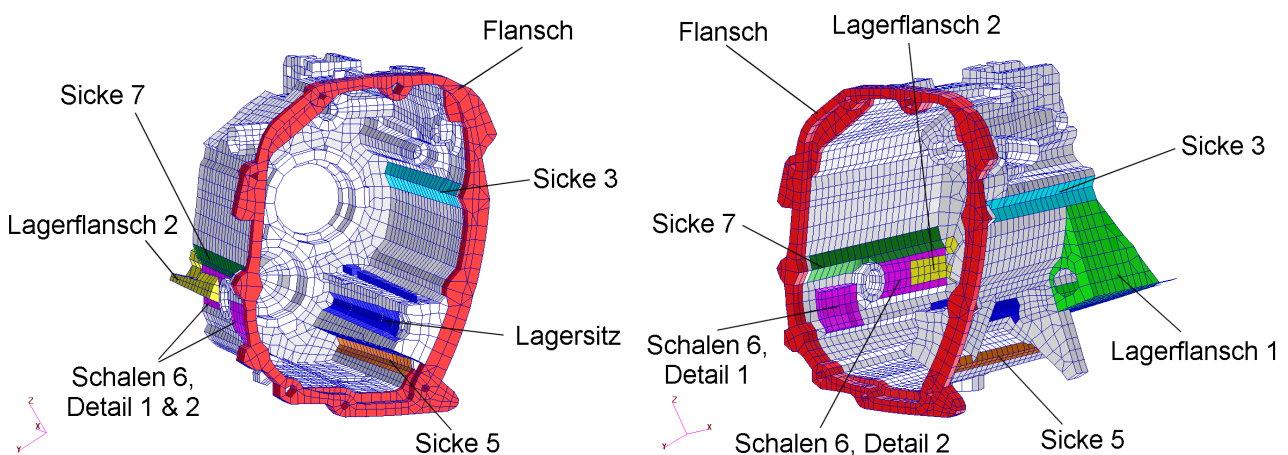


Bild 5: Hinteres Gehäuse – Anpassungsparameter

Tabelle 9: Hinteres Gehäuse - Parameteränderungen

Bereich	E-Moduländerung	Bereich	E-Moduländerung	Bereich	E-Moduländerung
Flansch	6,69 %	Sicke 3	15,14 %	Lagersitz	-0,72 %
Lagerflansch 1	-32,58 %	Sicke 5	-1,05 %	Schalen 6	94,24 %
Lagerflansch 2	76,36 %	Sicke 7	129,72 %		

Die Korrelation nach der Anpassung ist Tabelle 10 zu entnehmen. Auch hier können die ersten neun analytischen Eigenformen zugeordnet werden, jedoch mit unbefriedigenden MAC-Werten von unter 70 % für Eigenfrequenzen 6 und 8. Die Frequenzabweichungen sind bis auf Eigenfrequenz 8 generell kleiner als 3 %. Oberhalb der neunten Eigenfrequenz kann keine Zuordnung mehr gefunden werden. Aufgrund der schlechten Konfidenz der Versuchseigenformen in diesem Bereich kann hier keine definitive Aussage mehr über die Modellgüte getroffen werden.

Tabelle 10: Hinteres Gehäuse – Korrelation nach Modellanpassung

Nr.	FEA	EMA	Frequenz [Hz]		Diff. [%]	MAC [%] (> 60 %)
	Nr. ¹⁾	Nr.	FEA	EMA		
1	1	1	506,57	520,52	-2,68	98,66
2	2	2	578,28	578,63	-0,06	98,82
3	3	3	1183,64	1163,75	1,71	97,81
4	4	4	1377,65	1356,05	1,59	94,25
5	5	5	1739,80	1769,70	-1,69	94,14
6	6	6	1898,76	1914,68	-0,83	68,20
7	7	7	1934,07	1970,88	-1,87	71,78
8	8	8	1964,91	2046,21	-3,97	64,10
9	9	9	2382,51	2371,01	0,48	77,38

¹⁾ Ohne Starrkörpereigenformen.

4.3.3 Getriebegehäuse, komplett

Für das komplette Getriebegehäuse wurden ebenfalls insgesamt 33 Anpassungsläufe mit verschiedenen Parameterkonfigurationen durchgeführt. Die besten Ergebnisse konnten durch Anpassung der Querschnittsflächen (A) und Flächenträgheitsmomente (I1/I2) der 11 Verbindungsbalken erzielt werden.

Die Parameteränderungen sind der Tabelle 11 zu entnehmen. Hier fällt insbesondere die exzessive Änderung der Flächenträgheitsmomente auf. Die ermittelten Balkenquerschnittsdaten sind also wieder als Ersatzparameter aufzufassen. Durch die erhöhten Steifigkeiten, insbesondere der Biegesteifigkeiten, werden die real auftretenden Effekte in der Trennfuge (Flächenpressung, Haftreibung, etc.) angenähert.

Tabelle 11: Getriebegehäuse, komplett - Parameteränderungen

Parameter	Änderung	Parameter	Änderung	Parameter	Änderung
A ₁	80,41 %	A ₆	-98,82 %	A ₁₁	255,67 %
A ₂	83,44 %	A ₇	28,04 %	I ₁₋₁₁	275774,03 %
A ₃	113,40 %	A ₈	43,41 %	I ₂₋₁₁	105513,54 %
A ₄	397,78 %	A ₉	28,04 %		
A ₅	-52,48 %	A ₁₀	28,04 %		

Die Korrelation nach der Anpassung ist Tabelle 12 zu entnehmen; die MAC-Matrix ist in Bild 6 dargestellt. Es können die analytischen Eigenformen 1 bis 14 sowie 17 zugeordnet werden, wobei die MAC-Werte überwiegend größer als 80 % sind. Die Frequenzabweichungen sind bis auf Eigenfrequenzen 11, 13 und 14 kleiner als 3 %. Die EMA-Eigenform 5 (reine Biegung um die Getriebehochachse) bei 1225,14 Hz kann jetzt ebenfalls mit einer Frequenzabweichung kleiner als 3 % (größer 15 % vor Anpassung) und einem MAC-Wert von über 90 % (kleiner 75 % vor Anpassung) zugeordnet werden. EMA-Eigenform 9, die lediglich eine geringe Konfidenz aufweist,

kann nicht zugeordnet werden. Insgesamt ist die Korrelation bis 2000 Hz sehr gut, wodurch das definierte Ziel erreicht ist.

Oberhalb der 17. Eigenfrequenz kann keine Zuordnung mehr gefunden werden. Aufgrund der schlechten Konfidenz der Versuchseigenformen in diesem Bereich kann hier keine definitive Aussage mehr über die Modellgüte getroffen werden.

Tabelle 12: Getriebegehäuse, komplett – Korrelation nach Modellanpassung

Nr.	FEA Nr. ¹⁾	EMA Nr.	Frequenz [Hz]		Diff. [%]	MAC [%] (> 60 %)
			FEA	EMA		
1	1	1	505,16	505,87	-0,14	88,64
2	2	2	527,44	531,61	-0,78	81,25
3	3	3	883,14	886,39	-0,37	97,74
4	4	4	986,44	1002,81	-1,63	95,06
5	5	5	1194,50	1225,14	-2,50	90,36
6	6	6	1309,20	1342,71	-2,50	92,19
7	7	7	1389,28	1415,86	-1,88	86,72
8	8	8	1422,50	1439,23	-1,16	84,07
9	9	10	1556,22	1603,33	-2,94	86,75
10	10	11	1651,55	1695,16	-2,57	75,83
11	12	12	1772,60	1740,89	1,82	80,21
12	11	13	1740,83	1845,28	-5,66	67,91
13	13	14	1857,76	1941,11	-4,29	74,58
14	14	15	1976,44	2041,99	-3,21	65,59
15	17	17	2224,15	2258,11	-1,50	64,38

¹⁾ Ohne Starrkörpereigenformen.

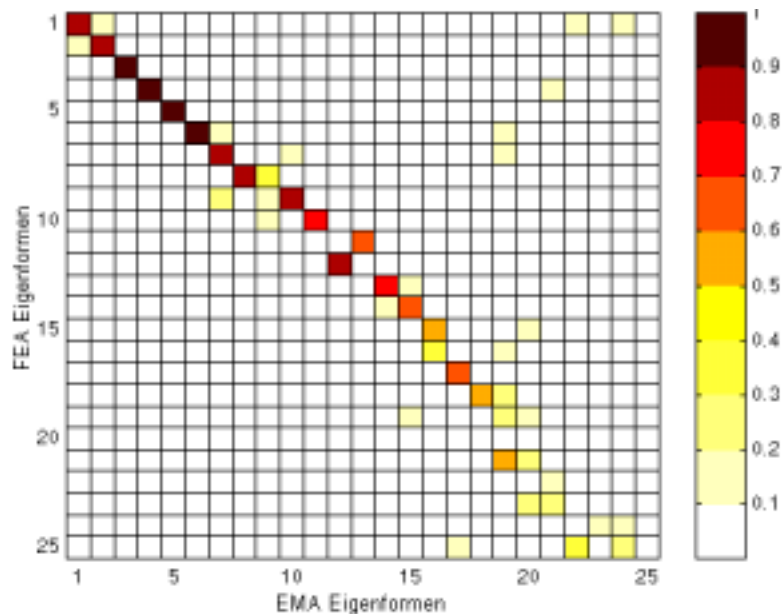


Bild 6: Getriebegehäuse, komplett – MAC-Matrix nach Modellanpassung

4.4 Anpassung von modalen Dämpfungsparametern

Als letztes erfolgt die Anpassung der modalen Dämpfungsparameter. Als Ausgangswerte für die Anpassung werden die identifizierten Dämpfungsgrade herangezogen. Da die Anpassung auf einer Minimierung der Frequenzgangsabweichungen in den Resonanzbereichen basiert, können nur die modalen Dämpfungsgrade der 15 zugeordneten Eigenformen angepaßt werden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 13 aufgelistet.

Tabelle 13: Ergebnisse der modalen Dämpfungsanpassung

EMA Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
mod. Dä., EMA [%]	0,23	0,32	0,27	0,29	0,25	0,31	0,34	0,55	0,66	0,34
mod. Dä., angepaßt [%]	0,34	0,28	0,31	0,34	0,63	0,35	0,22	0,55	0,32	1,07

EMA Nr.	11	12	13	14	17
mod. Dä., EMA [%]	0,44	0,58	0,63	0,36	0,92
mod. Dä., angepaßt [%]	1,15	0,58	0,63	0,85	1,03

Bild 7 zeigt exemplarisch die gemessenen und berechneten Mittelwerte der Amplitudengänge für radiale Erregung am vorderen Gehäuseflansch vor und nach den einzelnen Validierungsschritten. Die Anpassung der physikalischen Parameter verringert deutlich die Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Frequenzgängen. Auch oberhalb von 2000 Hz ist eine gewisse Verbesserung zu verzeichnen, was das Vertrauen in das erzeugte Modell erhöht. Die Anpassung der modalen Dämpfungsparameter reduziert die Abweichungen nochmals, wobei hier das Amplitudenniveau zwischen gemessenen und berechneten Frequenzgängen insgesamt angeglichen wird. Insgesamt ist das FE-Modell im Frequenzbereich bis circa 2000 Hz validiert.

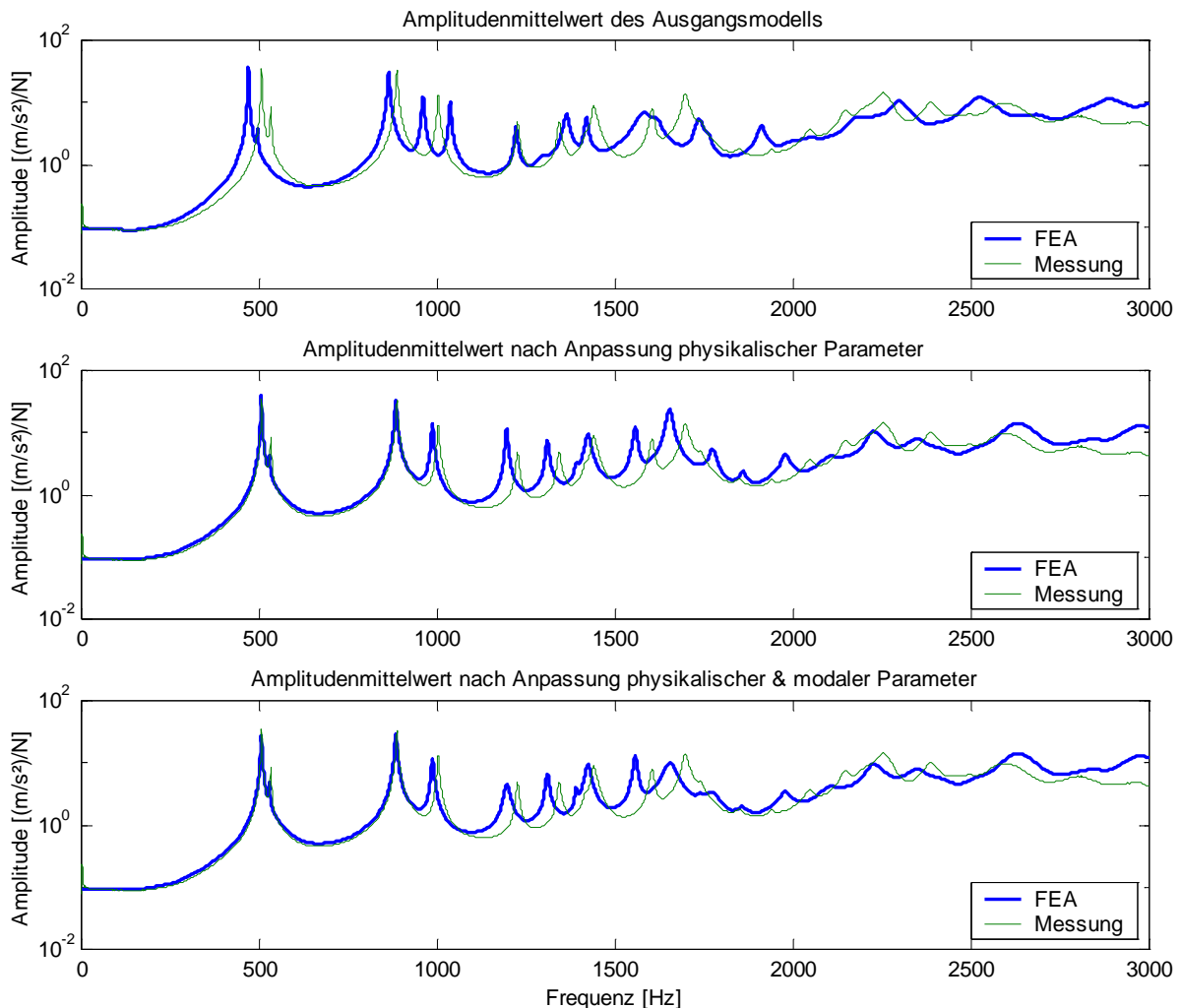


Bild 7: Frequenzgänge vor und nach der computerunterstützten Modellanpassung

5 Zusammenfassung

In dieser Veröffentlichung wird die Modellvalidierung mittels eines speziellen Programmpaketes zur computerunterstützten Modellanpassung vorgestellt. Das Programmpaket erlaubt die direkte

Anpassung von MSC/Nastran Modellen industrieller Größenordnung. Die Modellvalidierung erfolgt in zwei Schritten:

1. Anpassung physikalischer Parameter (Steifigkeit- und Trägheitsparameter)
2. Anpassung modaler Dämpfungsparameter

Ziel ist es, insgesamt eine hohe qualitative und quantitative Genauigkeit der FEA Ergebnisse zu erreichen.

Die Effektivität der Methode wird an Hand des FE-Modells eines Kfz-Getriebegehäuses vorgestellt. Durch die computerunterstützte Modellanpassung kann eine sehr gute Korrelation der Analyseergebnisse zu den aus Schwingungsversuchsdaten identifizierten Eigenfrequenzen und Eigenformen bis circa 2000 Hz erreicht werden. Speziell die Frequenzabweichungen zwischen Versuch und Analyse werden erheblich reduziert.

Der Vergleich von gemessenen und berechneten Frequenzgängen vor und nach der computerunterstützten Modellanpassung zeigt eine deutliche Verringerung der Abweichungen. Insgesamt kann das Modell im Frequenzbereich bis circa 2000 Hz validiert werden.

6 Literatur

- [1] *Allemang, R. J.*: Vibrations: Experimental Modal Analysis; Structural Dynamics Research Laboratory; University of Cincinnati; UC-SDRL-CN-20-263-663/664; Cincinnati, Ohio; 1995
- [2] *C. Schedlinski*: "Anwendung eines Verfahrens zur computerunterstützten Modellanpassung auf das Finite Elemente Modell einer Flugzeugtriebwerkskomponente" Konferenzband: XXV. FEM-Kongreß; Baden-Baden; 1998
- [3] *Ewins, D.J.*: Modal Testing: Theory And Practice; Research Studies Press Ltd.; Taunton, Somerset, England; 1995
- [4] *Lallement, G.*: Localisation Techniques
Proc. of Workshop „Structural Safety Evaluation Based on System Identification Approaches“; Braunschweig/Wiesbaden; Vieweg; 1988
- [5] *Link, M. et al.*: Baudynamik und Systemidentifikation;
in: Der Ingenieurbau, Grundwissen, [5] Baustatik, Baudynamik; Hrsg. G. Mehlhorn; Ernst & Sohn; Berlin; 1995
- [6] *Link, M./Hanke, G.*: Model Quality Assessment and Model Updating
NATO Advanced Study Institute, Modal Analysis & Testing; Sesimbra, Portugal; 1998
- [7] *Link, M.*: Updating of Analytical Models – Basic Procedures and Extensions
NATO Advanced Study Institute, Modal Analysis & Testing; Sesimbra, Portugal; 1998
- [8] *Natke, H. G.*: Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse; 3., überarb. Aufl.; Vieweg Verlag; Braunschweig; Wiesbaden; 1992