

Messtechnische Charakterisierung und dynamische Simulation von Kunststoffbauteilen

Tom Georgi¹, Jan Troge¹, Burkhard Kranz¹, Jan Diemert²

¹Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, 01187 Dresden

²Fraunhofer-Institut für Chemische Technologie ICT, 76327 Pfinztal

Einleitung

Kunststoffe sind heutzutage in fast jedem Produktbereich anzutreffen und werden zunehmend als Konstruktionswerkstoffe eingesetzt. Gründe dafür sind vor allem vergleichsweise geringe Materialkosten, geringes Gewicht und einfache Verarbeitung. Aus akustischer Sicht bieten Kunststoffe aufgrund ihrer im Vergleich mit vielen anderen Werkstoffen hohen inneren Dämpfung und geringen dynamischen Steifigkeit großes Potential hinsichtlich Lärminderung und Sounddesign entsprechender Produkte. Im Fraunhofer-Forschungsprojekt »PolymerAkustik« werden Kunststoffe gezielt nach akustischen Gesichtspunkten hergestellt, charakterisiert und simuliert.

Bei der Simulation eines Bauteils mit Finiten Elementen (FE) wird die Reaktion des Werkstoffes auf eine äußere Belastung durch ein Materialmodell beschrieben. Es bildet den mathematischen Zusammenhang zwischen Spannung, Dehnung, Zeit und Temperatur. Bei der Auswahl eines Materialmodells für eine bestimmte Berechnungsaufgabe spielen Art und Dauer der äußeren Belastung eine wesentliche Rolle. Oftmals wird ein Kompromiss gebildet zwischen der möglichst realitätsnahen Abbildung des Werkstoffverhaltens und dem Aufwand zur Bestimmung der in dem Materialmodell enthaltenen Parameter [1].

Für eine strukturdynamische FE-Simulation eines Bauteils wird oftmals ein linear-elastisches Materialmodell gemäß dem Hookeschen Gesetz angesetzt. Hierbei werden kleine Dehnungen und Verformungen sowie isotherme Umgebungsbedingungen vorausgesetzt. Es genügt die Angabe von E-Moduln und Querkontraktionszahlen, Zeit und Temperatur spielen keine Rolle. Bei nicht-linearem Werkstoffverhalten kann für eine bestimmte äußere Belastung linearisiert werden, z. B. indem der E-Modul unter einer bestimmten Vorspannung ermittelt wird.

In diesem Beitrag werden die strukturdynamischen FE-Simulationen von zwei Kunststoffbauteilen unter Verwendung eines linear-elastischen Materialmodells vorgestellt. Die Bauteile bestehen aus thermoplastischen Kunststoffen, von denen der des zweiten Bauteils glasfaserverstärkt und damit anisotrop ist. Bei beiden Bauteilen erfolgt die Materialmodellierung anhand eines isotropen Ansatzes mit dem Ziel, dessen Genauigkeit im Hinblick auf das dynamische Verhalten der Bauteile zu bewerten. Die Bewertung erfolgt mittels des Vergleichs von numerisch berechneten mit experimentell bestimmten Eigenfrequenzen.

Bestimmung von Materialparametern

Für die numerischen Simulationen der Bauteile wurden Materialparameter anhand von Zugstäben aus den jeweiligen Materialien der Bauteile bestimmt. Bauteil 1 besteht aus schlagzähmodifiziertem Polyamid 66 (PA 66 HI) und

Bauteil 2 aus Polyamid 6 mit 30 % Glasfaser (PA 6 GF 30). Die Zugstab-Geometrie wurde in Anlehnung an [2] gewählt. Die Bestimmung der E-Moduln erfolgte durch FE-Model-Updating der Zugstäbe auf Basis des Vergleichs von numerisch berechneten mit experimentell bestimmten Biegeeigenfrequenzen. Die Faserverteilung und -orientierung innerhalb des Kunststoffes des zweiten Bauteils blieben dabei unberücksichtigt. Im Rahmen der experimentellen Modalanalysen wurden zusätzlich modale Dämpfungen von PA 66 HI und PA 6 GF 30 bestimmt. Ziel war eine möglichst hochfrequente Charakterisierung. Die bestehenden Verfahren zur Bestimmung dynamischer Werkstoffeigenschaften auf Basis von Schwingungsversuchen [3] sind auf max. 1 kHz beschränkt und wurden daher nicht angewandt.

Aufgrund der Abhängigkeit vieler Eigenschaften von Polyamiden von ihrem Feuchteanteil wurden Bauteile und Zugstäbe in Anlehnung an das in [4] beschriebene Verfahren konditioniert. Eine anschließende thermogravimetrische Analyse ergab für PA 66 HI einen Feuchteanteil von 1,3 % (Konditionierung bei 80 °C und 55 % rel. Luftfeuchte) und für PA 6 GF 30 einen Feuchteanteil von 1,9 % (Konditionierung bei 80 °C und 75 % rel. Luftfeuchte). Alle messtechnischen Untersuchungen wurden nach der Konditionierung bei Raumtemperatur durchgeführt.

Als Referenz für das FE-Model-Updating der Zugstäbe wurden gemessene Biegeeigenfrequenzen unter der Randbedingung einer einseitig festen Einspannung verwendet. Den Messaufbau zur Bestimmung der Eigenfrequenzen zeigt Abb. 1. Die einseitig feste Einspannung wurde durch Kleben der Stirnfläche des jeweiligen Zugstabs auf einer Stahlplattform mit dem Zweikomponentenkleber X60 realisiert. In der Nähe der Einspannung erfolgte die Schwingungsanregung mit einem automatischen Modalhammer mit integrierter Kraftmesszelle. Das Kraftspektrum wies nahe der Einspannung einen für die experimentelle Modalanalyse geeigneten Verlauf gemäß einer si-Funktion auf. Die resultierende Strukturantwort wurde am freien Ende des Zugstabs senkrecht zu dessen Oberfläche mit einem Laservibrometer gemessen. Aus der Übertragungsfunktion zwischen Strukturantwort und eingeleiteter Kraft wurden die Biegeeigenfrequenzen und modalen Dämpfungen bestimmt. Es wurden jeweils neun Zugstäbe aus PA 66 HI bzw. PA 6 GF 30 vermessen.

Abb. 2 zeigt die Übertragungsfunktion jeweils eines Zugstabs aus PA 66 HI bzw. PA 6 GF 30. Bei den dargestellten Übertragungsfunktionen handelt es sich um Admittanzspektren. Die Eigenfrequenzen der Zugstäbe sind durch die lokalen Admittanz-Maxima gekennzeichnet. Die Biegeeigenfrequenzen des Zugstabs aus PA 66 HI liegen unterhalb von denen des PA 6 GF 30-Zugstabs. Die

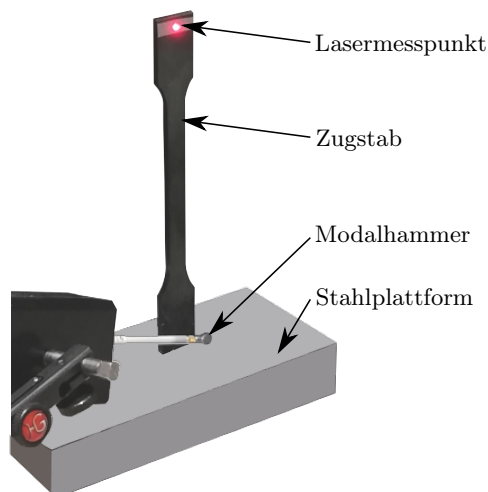


Abb. 1: Messaufbau zur Bestimmung von Biegeeigenfrequenzen und modalen Dämpfungen einseitig fest eingespannter Zugstäbe

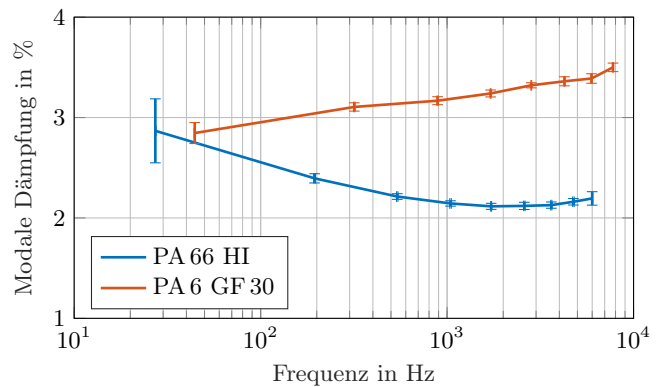


Abb. 3: Mittlere modale Dämpfung mit 2σ -Bereich von jeweils neun Zugstäben aus PA 66 HI und PA 6 GF 30

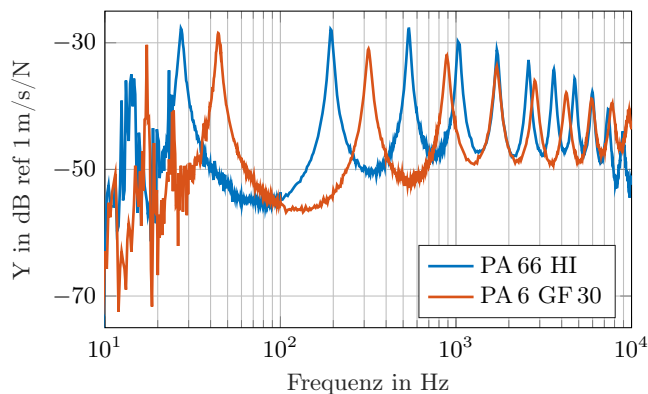


Abb. 2: Admittanzspektrum von jeweils einem Zugstab aus PA 66 HI und PA 6 GF 30

jeweils erste Biegeeigenfrequenz liegt bei 27 Hz bzw. 44 Hz. Für PA 66 HI konnten die ersten neun und für PA 6 GF 30 die ersten acht Biegeeigenfrequenzen ausgewertet werden. Die Signalanteile unterhalb von ca. 25 Hz sind durch Rauschen in den Messketten bestimmt und stehen in keinem Zusammenhang mit den untersuchten Proben.

Die Breite eines Admittanz-Maximums kennzeichnet die modale Dämpfung bei der dazugehörigen Eigenfrequenz. Die Breite wird an der Stelle bestimmt, wo der Pegel ausgehend vom Maximum um 3 dB abgefallen ist. Die modale Dämpfung wird nachfolgend in Prozent angegeben, d. h. sie wurde auf die Eigenfrequenz bezogen, bei der sie bestimmt wurde. In Abb. 3 sind die mittleren modalen Dämpfungen und deren 2σ -Bereiche gemäß der empirischen Standardabweichung dargestellt. PA 6 GF 30 besitzt trotz der zum Grundmaterial hinzugegebenen Glasfasern eine höhere modale Dämpfung als PA 66 HI. Grund dafür ist wahrscheinlich der höhere Feuchteanteil von PA 6 GF 30. Der Einfluss von äußeren Dämpfungseffekten auf die gemessenen modalen Dämpfungen, z. B. Reibung an der umgebenden Luft, wird aufgrund der vergleichsweise schmalen 2σ -Bereiche als gering eingeschätzt. Die modalen Dämpfungen liegen im Bereich weniger Prozent und sind damit so klein, dass sie für die folgenden numerischen Berechnungen von Eigenfrequenzen von Zugstäben

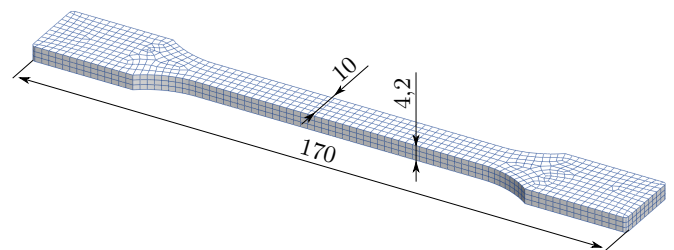


Abb. 4: Vernetzte FE-Geometrie der Zugstäbe und deren Abmessungen in mm

und Bauteilen keine Rolle spielen. Sie sind jedoch für weiterführende strukturelle Berechnungen von Bedeutung, z. B. für die Amplituden innerhalb von Frequenzganganalysen.

Für den Abgleich der experimentell bestimmten Biegeeigenfrequenzen mit numerischen Simulationsergebnissen im Rahmen des FE-Model-Updateings wurden die Biegeeigenfrequenzen der Zugstäbe unter der Randbedingung der einseitig festen Einspannung durch numerische, ungedämpfte Modalanalysen bestimmt. Die vernetzte FE-Geometrie und deren Abmessungen zeigt Abb. 4. Für die Vernetzung wurden 1929 Elemente mit quadratischen Ansatzfunktionen verwendet, hauptsächlich Hexaeder. Die mittlere Elementgröße beträgt 2 mm, die Anzahl der Knoten 10719. Wie bei den nachfolgenden FE-Simulationen der Bauteile kam bei den numerischen Modalanalysen der Zugstäbe ein linear-elastisches, isotropes Materialmodell zum Einsatz. Die E-Moduln der Materialien PA 66 HI und PA 6 GF 30 wurden vor dem FE-Model-Updateing aus Datenblättern entnommen und die Biegeeigenfrequenzen der Zugstäbe zunächst berechnet. Anschließend wurde der jeweilige E-Modul derart iterativ angepasst, dass die mittlere relative Abweichung zwischen numerisch berechneten und experimentell bestimmten Biegeeigenfrequenzen minimiert wird. Die Querkontraktionszahlen blieben bei den Iterationen zur Parameteranpassung unberücksichtigt. Gemäß entsprechender Sensitivitätsanalysen haben diese im Vergleich mit den E-Moduln einen geringen Einfluss auf die Lage der Biegeeigenfrequenzen. Für beide Materialien wurde mit einer Querkontraktionszahl von 0,35 gerechnet. Die Dichten wurden anhand der FE-Geometrie und Wiegen der Zugstäbe bestimmt.

In Abb. 5 ist die mittlere Abweichung von numerisch be-

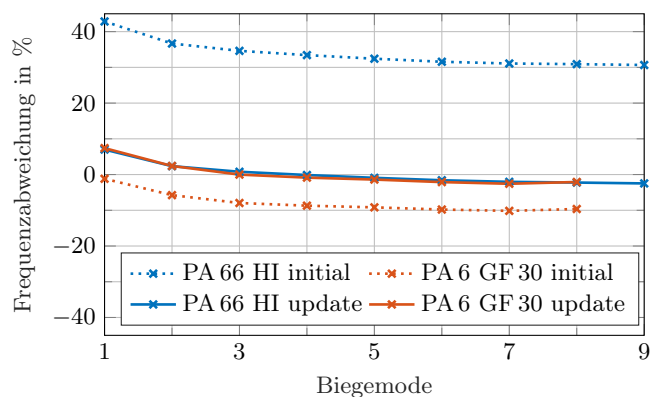


Abb. 5: Abweichung von numerisch berechneten zu experimentell bestimmten Biegeeigenfrequenzen vor und nach dem FE-Model-Updating (initial bzw. update) von jeweils einem Zugstab aus PA 66 HI und PA 6 GF 30

rechneten zu experimentell bestimmten Biegeeigenfrequenzen jeweils eines Zugstabs aus PA 66 HI und PA 6 GF 30 vor und nach dem FE-Model-Updating dargestellt. Bei PA 66 HI handelt es sich um die Eigenfrequenzen der ersten neun Biegemoden im Frequenzbereich zwischen 27 Hz und 6,0 kHz. Über alle Moden gemittelt beträgt die Frequenzabweichung vor dem FE-Model-Updating rund 34 %, d. h. der initial gewählte E-Modul ist unter der Voraussetzung einer korrekt bestimmten Dichte um ca. 78 % zu hoch. Nach der Anpassung des E-Moduls beträgt die mittlere Frequenzabweichung annähernd null. Im Fall von PA 6 GF 30 handelt es sich um die Eigenfrequenzen der ersten acht Biegemoden zwischen 44 Hz und 7,8 kHz. Hier beträgt die mittlere Frequenzabweichung vor dem FE-Model-Updating rund -8 %, d. h. der initiale E-Modul ist um ca. 15 % zu niedrig. Nach der Anpassung des E-Moduls liegt die mittlere Frequenzabweichung ebenfalls nahe null. Der Verlauf der in Abb. 5 gezeigten Frequenzabweichungen deutet auf eine Frequenzabhängigkeit der E-Moduln von PA 66 HI und PA 6 GF 30 hin. Dies wird im weiteren Projektverlauf betrachtet. Nachfolgend wird mit jeweils einem mittleren E-Modul gerechnet, der ein Optimum für den gesamten Frequenzbereich gemäß FE-Model-Updating darstellt. In Tab. 1 sind die an den Zugstäben bestimmten Materialparameter zusammengefasst.

Tab. 1: Materialparameter

	PA 66 HI	PA 6 GF 30
Dichte	1.063 kg/m ³	1.398 kg/m ³
Feuchteanteil	1,3 %	1,9 %
E-Modul	1,85 GPa	6,49 GPa
mittl. mod. Dämpfung	2,2 %	3,2 %

Numerische Modalanalysen der Bauteile und messtechnischer Abgleich

Unter Verwendung der ermittelten Materialparameter für PA 66 HI und PA 6 GF 30 (Tab. 1) wurden numerische Modalanalysen der beiden Bauteile durchgeführt. Wie bei den vorangegangenen FE-Simulationen der Zugstäbe wurde jeweils mit einer Querkontraktionszahl von 0,35 gerechnet

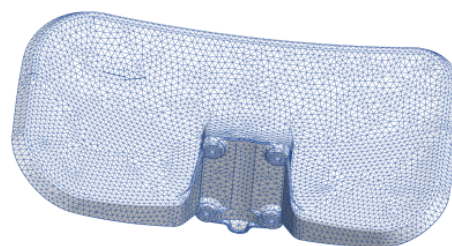


Abb. 6: Vernetzte FE-Geometrie von Bauteil 1 aus dem Material PA 66 HI

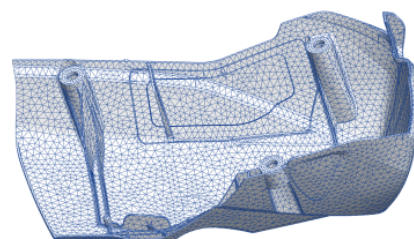


Abb. 7: Vernetzte FE-Geometrie von Bauteil 2 aus dem Material PA 6 GF 30

und ein linear-elastisches, isotropes Materialmodell verwendet. In den Abbildungen 6 und 7 sind die vernetzten FE-Geometrien der Bauteile 1 bzw. 2 dargestellt, die jeweils unter der Randbedingung einer festen Einspannung an deren vorgesehenen Verschraubungspunkten simuliert wurden. Bauteil 1 besitzt vier und Bauteil 2 drei Verschraubungspunkte. Die mittlere Wanddicke von Bauteil 1 beträgt 3,0 mm, die von Bauteil 2 rund 1,3 mm. Bei den Simulationen kamen hauptsächlich Tetraeder-Elemente mit quadratischen Ansatzfunktionen zum Einsatz.

Für die experimentellen Modalanalysen wurden die Bauteile den jeweiligen Zugstäben entsprechend konditioniert und unter der Randbedingung der festen Einspannung an den Verschraubungspunkten vermessen. Abb. 8 zeigt exemplarisch den Aufbau zur Messung von Bauteil 2. Die feste Einspannung der Bauteile wurde durch Kleben der vorgesehenen Verschraubungspunkte auf Stahlplattformen realisiert. Um den Einfluss der dynamischen Eigenschaften der Stahlplattformen auf die Messergebnisse möglichst gering zu halten, besitzen die Stahlplattformen um mindestens 20 dB höhere Eingangsimpedanzen im ausgewerteten Frequenzbereich als die jeweils daran geklebten Bauteile. Die Schwingungsanregung wurde jeweils mit einem automatischen Modalhammer realisiert. Bei der Wahl der Anregungsposition wurde auf einen Verlauf des jeweiligen Kraftspektrums gemäß einer si-Funktion geachtet. Die Anregung bestimmter Schwingungsmoden stand nicht im Vordergrund. Die Schwingungsmessungen wurden mit einem 3D-Laser-Scanning-Vibrometer durchgeführt. Bauteil 1 wurde mit 330 Scanpunkten und Bauteil 2 mit 200 Scanpunkten vermessen. Um die Streuung der Bauteile untereinander zu berücksichtigen, wurden diese jeweils in vierfacher Ausfertigung vermessen, so dass die Ergebnisse aus insgesamt acht Abgleichsmessungen vorliegen.

Abb. 9 zeigt die mittlere Abweichung der numerisch berechneten zu den experimentell bestimmten Eigenfrequenzen der Bauteile 1 und 2 mit Angabe des 2σ -Bereichs gemäß der empirischen Standardabweichung. Die Zuordnung von numerischen zu experimentellen Eigenfrequenzen ba-

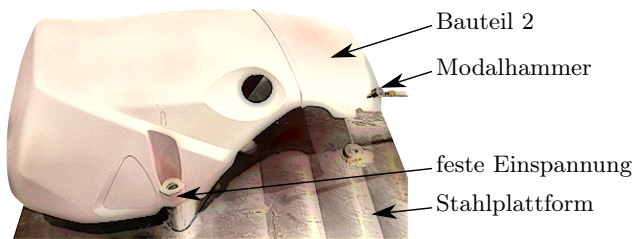


Abb. 8: Aufbau für die experimentelle Modalanalyse von Bauteil 2 (seitliche Ansicht)

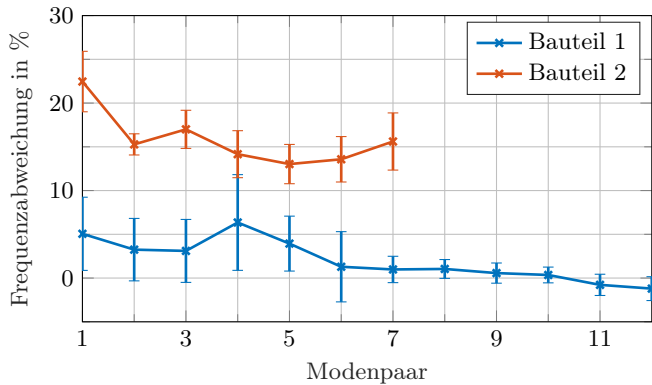


Abb. 9: Mittlere Abweichung mit 2σ -Bereich von numerisch berechneten zu experimentell bestimmten Eigenfrequenzen der Bauteile 1 und 2

siert auf dem Vergleich der dazugehörigen Modenformen unter Anwendung des Modal Assurance Criterion (MAC). Bei den in Abb. 9 gezeigten Frequenzabweichungen betragen die MAC-Werte der Modenpaare mindestens 87%. Für Bauteil 1 konnten 12 Modenpaare im Frequenzbereich von 100 Hz bis 700 Hz identifiziert werden, für Bauteil 2 sieben Modenpaare im Frequenzbereich von 180 Hz bis 650 Hz. Die mittlere Frequenzabweichung der vier Ausführungen von Bauteil 1 liegt zwischen -1,5% und 6,5%. Die maximale Abweichung tritt beim vierten Modenpaar auf, dessen numerische Eigenfrequenz bei 157 Hz liegt. Für das Bauteil 1 kann die mittlere Frequenzabweichung als hinreichend genau für weiterführende strukturdynamische oder akustische Berechnungen angesehen werden. Für die vier Ausführungen von Bauteil 2 liegt die mittlere Frequenzabweichung zwischen 13% und 23%. Die maximale Abweichung tritt beim ersten Modenpaar auf, dessen numerisch berechnete Eigenfrequenz bei 226 Hz liegt. Die Frequenzabweichung kann im Fall des glasfaserverstärkten Bauteils 2 nicht als zufriedenstellend im Hinblick auf weiterführende Berechnungen angesehen werden. Die Ursache der vergleichsweise großen Abweichung ist vermutlich die isotrope Modellierung von PA 6 GF 30 und die damit nicht berücksichtigte Faserorientierung und -verteilung innerhalb des Materials. Als weitere Ursachen der Frequenzabweichungen werden bei beiden Bauteilen geringfügige Unterschiede zwischen FE- und realen Bauteilgeometrien und die damit einhergehenden Steifigkeitsunterschiede gesehen.

Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurden FE-Simulationen von zwei Kunststoffbauteilen und der jeweilige messtechnische Ab-

gleich vorgestellt. Das Material eines der beiden Bauteile besitzt eine Anisotropie aufgrund von zum Grundmaterial hinzugegebenen Glasfasern. Die Modellierung der Materialien beider Bauteile wurde mit einem linear-elastischen, isotropen Ansatz verfolgt. Die jeweilige Genauigkeit der Materialmodellierung wurde anhand des Vergleichs von numerisch berechneten mit experimentell bestimmten Eigenfrequenzen der Bauteile dargestellt. Es zeigte sich, dass der isotrope Ansatz bei dem glasfaserverstärkten Bauteil aufgrund der unbekanntenen Faserorientierung und -verteilung unzureichend ist. Bei dem Bauteil aus isotropen Kunststoff war der messtechnische Abgleich der Simulationsergebnisse zufriedenstellend. Die in den FE-Simulationen verwendeten Materialparameter wurden anhand von Zugstäben aus den jeweiligen Materialien der Bauteile ermittelt. Die Bestimmung der E-Moduln erfolgte durch FE-Model-Updating auf Basis von experimentellen und numerischen Modalanalysen. Um reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten, wurden Zugstäbe und Bauteile vor den Messungen in einer Klimakammer konditioniert.

Die Ergebnisse des FE-Model-Updateings sprechen für frequenzabhängige E-Moduln der Materialien. Im Rahmen der hier gezeigten Untersuchungen wurde jeweils mit einem E-Modul gerechnet, der einen für den gesamten Frequenzbereich optimalen, mittleren E-Modul darstellt. Zukünftig soll eine mögliche Frequenzabhängigkeit berücksichtigt werden, z. B. durch Model-Updating basierend auf Übertragungsfunktionen (FRF-based Model-Updating). Anhand von kombinierten Auswertungen von Biege- und Torsionseigenfrequenzen werden die Querkontraktionszahlen in Zukunft messtechnisch bestimmt.

Um die Genauigkeit der numerischen Simulation des glasfaserverstärkten Bauteils zu erhöhen, wird die Verteilung und Orientierung der Glasfasern zukünftig in einer gekoppelten Prozess-Struktur-Simulation berücksichtigt. Hierbei wird aus einer Spritzgusssimulation heraus für jedes Element ein lokaler Orientierungstensor berechnet und zusammen mit Geometrie und Prozessparametern dem FE-Programm übergeben.

Danksagung

Für die Unterstützung des Projekts »PolymerAkustik« danken wir der ANDREAS STIHL AG & Co. KG, der Brose Fahrzeugteile SE & Co. KG Coburg sowie der Festool GmbH. Das Projekt wird gefördert im Rahmen der Internen Programme der Fraunhofer-Gesellschaft, Fördernummer MAVO 840 068.

Literatur

- [1] Stommel, M.; Stojek, M.; Korte, W.: FEM zur Berechnung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen. 2. Auflage, Carl Hanser Verlag München, 2018
- [2] DIN EN ISO 3167, Kunststoffe - Vielzweckprobekörper
- [3] DIN EN ISO 6721, Kunststoffe - Bestimmung dynamisch-mechanischer Eigenschaften
- [4] DIN EN ISO 1110, Kunststoffe - Polyamide - Beschleunigte Konditionierung von Probekörpern