Gekoppelter Simulationsansatz zur Schwingungsanalyse einer Zentrifuge

Paul Marter[1], Christian Daniel[1], Fabian Duvigneau[1], Elmar Woschke[1], Daniel Juhre[1]

[1] *Otto-von-Guericke Universität, Institut für Mechanik, 39106 Magdeburg, Deutschland, Email: paul.marter@ovgu.de*

Einleitung

Aufgrund ihrer guten Dämpfungseigenschaften kommen Elastomerlager in einer Vielzahl technischer Anwendungen zum Einsatz. So werden sie aufgrund ihrer großen Bandbreite hinsichtlich Material und Geometrie eingesetzt, um das Schwingungsverhalten dynamischer Systeme gezielt abzustimmen, indem z.B. die maximal auftretende Amplitude begrenzt oder die Resonanzlage des Systems justiert wird. Realisiert wird dies durch eine Variation der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der entsprechenden Lagerkomponenten, welche wiederum aus der chemischen Zusammensetzung des Elastomers resultieren. Jedoch stellt die Wahl geeigneter Elastomerlager eine Herausforderung dar, was zu einem hohen Versuchsaufwand in einem späten Stadium des Produktentwicklungsprozesses führen kann. Die Ursache hierfür liegt in den stark nichtlinearen Materialeigenschaften des Elastomers, welche durch die Füllstoffe verursacht werden [1] und u.a. durch die nachfolgenden Effekte beschrieben werden können.

- Viskoelastizität (Frequenzabhängigkeit)
- Entropieelastizität
- Mullins-Effekt
- Payne-Effekt

Zur Analyse der Gesamtcharakteristik dynamischer Systeme in der ersten Phase des Entwicklungsprozesses wird gewöhnlich die Mehrkörpersimulation (MKS) eingesetzt. Die nichtlinearen Elastomerlager werden dabei vor allem durch eindimensionale, phänomenologische Ansätze modelliert, mit denen die Beschreibung des nichtlinearen Materialverhaltens nur eingeschränkt möglich ist. Im Gegensatz dazu erlaubt die Modellierungstiefe der Finiten Elemente Methode (FEM) eine Abbildung des komplexen Materialverhaltens, was sowohl die Beschreibung der Materialeffekte als auch die dreidimensionale Modellierung der Lagerelemente einschließt. Dies macht es möglich, identifizierte Materialparameter auch für mehrachsige Belastungszustände auf weitere Geometrien der Elastomerbauteile [2] sowie andere Lastamplituden zu übertragen [3]. Folglich soll eine Einbindung detaillierter FE-Modelle in die MKS zur Darstellung des komplexen Materialverhaltens von Elastomerlagern umgesetzt werden, um die Prognosegenauigkeit im Entwicklungsprozess zu steigern. Hierfür muss zunächst die Entwicklung anwendungsgerechter Materialmodelle erfolgen, welche numerisch über die FEM implementiert werden. Durch eine Solverkopplung zwischen MKS und FEM ist eine Analyse des Gesamtsystems unter Berücksichtigung der nichtlinearen Materialeffekte in den Elastomerlagern möglich. Aus den Simulationsergebnissen sollen sich dann notwendige Material- und Geometrieparameter für die Optimierung von Elastomerbauteilen ableiten lassen. Der aufgezeigte Simulationsablauf ist in Abbildung 1 visualisiert und soll eine Abbildung realitätsnaher Lasten aus der MKS zur Simulation des Gesamtsystemverhaltens dynamischer Systeme unter Berücksichtigung des makroskopischen Verhaltens der Elastomerbaugruppen erlauben. Zu diesem Zweck wird in diesem Beitrag am Beispiel einer Zentrifuge ein Ansatz skizziert, der in Zukunft erweitert werden soll, um die genannten Potenziale auszuschöpfen.

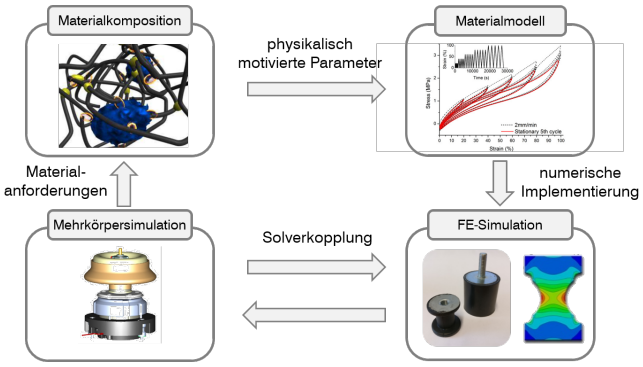

Abbildung 1: Geplanter Workflow zur detaillierten Abbildung nichtlinearer Materialeffekte von Elastomerlagern in der Mehrkörpersimulation

Solverkopplung

Die notwendige Solverkopplung zwischen MKS und FEM wurde über eine Kraft-Verschiebungs-Kopplung implementiert. Dabei wird innerhalb eines Zeitschrittes der Zustandsvektor für jeden Marker im MKS-Modell berechnet. Für die definierten Marker an den Fußpunkten der Zentrifuge erfolgt eine Übertragung der Verschiebungen und Geschwindigkeiten an ein Knotenset im FE-Modell (siehe Abbildung 2). Dies ist über den Aufruf eines Kraftelementes während des Right-Hand-Side-Calls umgesetzt, sodass innerhalb der FE-Analyse die resultierenden Kräfte und Momente ausgehend vom hinterlegten Konstitutivgesetz berechnet werden können. Im Anschluss daran, werden diese Kräfte auf die Marker aufgebracht und die Zeitintegration wird fortgesetzt. Es handelt sich um einen voll-impliziten sequentiellen Prgrammablauf [4], da für jede Iteration des MKS-Solvers eine FE-Analyse durchgeführt wird. Mit diesem Ansatz werden die Trägheitseigenschaften des Elastomerlagers vernachlässigt.

Materialmodell

Da der beschriebene Workflow mit beliebigen Materialmodellen möglich ist, wird zunächst ein klassischer phänomenologischer Ansatz genutzt, um die allgemeine Anwendbarkeit der Solverkopplung zu demonstrieren. Im

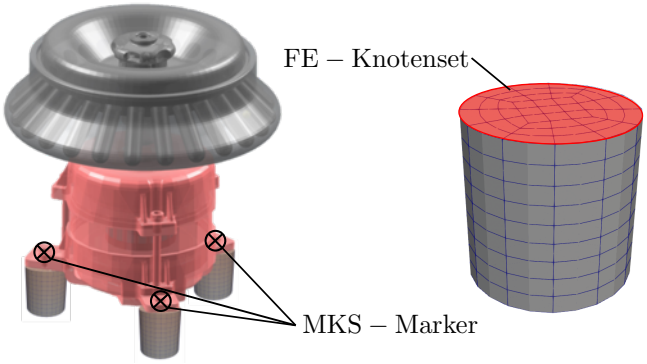

Abbildung 2: Zentrifugenmodell mit drei Elastomerlagern, Kraft-Verschiebungs-Kopplung über MKS-Marker und FE-Knotenset

vorliegenden Beitrag wird das Materialverhalten über das generalisierte Maxwell-Modell approximiert, welches sich für den eindimensionalen Fall als eine Kombination aus einer Grundsteifigkeit G_0 und mehreren parallel geschalteten Feder-Dämpfer-Elementen veranschaulichen lässt (siehe Abbildung 3). Zur Abbildung der Entropieelastizität der Grundsteifigkeit G_0 wird das modifizierte Neo Hooke-Modell verwendet, dessen Verzerrungsenergie W in einen volumetrischen und einen deviatiorischen Anteil unterteilt wird

$$W = KU(J) + \frac{1}{2}G\left(J^{\frac{2}{3}}I_C - 3\right). \tag{1}$$

Dabei ist K der Kompressionsmodul, G der Schubmodul, J die Determinante des Deformationsgradienten und I_C die erste Invariante des rechten Cauchy-Green-Tensors. Der volumetrische Anteil U wird in Abhängigkeit der Determinante des Deformationsgradienten ausgedrückt

$$U(J) = \frac{1}{4}\left(J^2 - 1 - 2(ln(J))\right). \tag{2}$$

Der viskoelastische bzw. frequenzabhängige Anteil lässt sich mathematisch durch eine Reihenentwicklung mit den relativen Moduli g_i und den Relaxationszeiten τ_i der einzelnen Feder-Dämpfer-Elemente ausdrücken, sodass der Schubmodul $G(t)$ als eine Funktion der Zeit t definiert werden kann

$$G(t) = G\left(g_0 + \sum_{i=1}^{N} g_i \exp\frac{-t}{\tau_i}\right), \tag{3}$$

wobei

$$g_0 + \sum_{i=1}^{N} g_i = 1 \quad \text{und} \quad G_i = G \cdot g_i$$

gilt. Die deviatorischen Spannungen $\mathbf{s}$ ergeben sich dann abhängig von der aufgebrachten deviatorischen Dehnungen $\mathbf{e}$ mit einer Anfangsdehnung $\mathbf{e}_0$ und der zeitlichen Ableitung $\dot{\mathbf{e}}$ zu

$$\mathbf{s}(t) = 2G(t)\mathbf{e}_0 + 2\int_0^t G(t-\tau)\dot{\mathbf{e}}(\tau)\,d\tau. \tag{4}$$

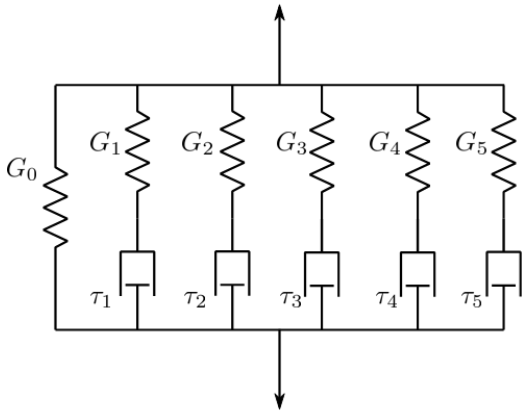

Abbildung 3: Rheologisches Schaltbild eines eindimensionalen generalisierten Maxwell Modells

Materialcharakterisierung

Die Bestimmung der erforderlichen Materialparameter für das gewählte Konstitutivgesetz erfolgte auf Bauteilebene, respektive mit den kompletten Elastomerlagern. Neben quasistatischen Zugprüfungen wurden vor allem dynamische Zug/Druck- und Scherprüfungen zur Bestimmung der viskoelastischen Eigenschaften durchgeführt. Für die monofrequenten Anregungen bis 210 Hz und unterschiedlichen Amplituden (100 μm, 250 μm, 500 μm) wurde ein elektrodynamischer Shaker mit einem harmonischen Anregungssignal verwendet. Während die aufgebrachte Verschiebung über ein eindimensionales Laser-Doppler-Vibrometer aufgezeichnet wird, werden die resultierenden Kräfte über einen entsprechenden Kraftsensor erfasst.

Daraus lassen sich für jede angeregte Frequenz Kraft-Verschiebungs-Kurven bestimmen, welche exemplarisch in Abbildung 4 dargestellt sind. Unter Berücksichtigung

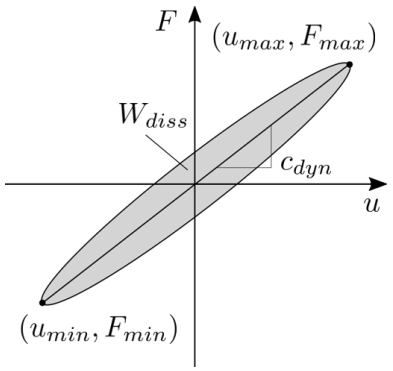

Abbildung 4: Schematische Darstellung der Kraft-Verschiebungs-Kurve für kleine Amplituden zur Bestimmung makroskopischer Materialeigenschaften [5]

kleiner Amplituden kann die dynamische Steifigkeit $c_{dyn}(f)$ aus dem Quotienten zwischen der doppelten Kraftamplitude $(F_{max} - F_{min})$ und der doppelten Verschiebungsamplitude $(u_{max} - u_{min})$ berechnet werden

$$c_{\mathrm{dyn}}(f) = \frac{(F_{\max} - F_{\min})}{(u_{\max} - u_{\min})}. \tag{5}$$

Durch die Verwendung eines harmonischen Anregungssignals mit der Frequenz f und der Amplitude u_{max} kann ein makroskopischer Dämpfungskoeffizient $d(f)$ aus der dissipierten Energie W_{diss} hergeleitet werden, welche sich als Hysteresefläche im Kraft-Verschiebungs-Diagramm ausdrückt

$$d(f) = \frac{W_{\mathrm{Diss}}}{u_{\mathrm{max}}^2 2\pi^2 f}. \tag{6}$$

Neben verschiedenen Amplituden wurde auch der Einfluss einer statischen Vorlast auf das Bauteilverhalten der Elastomerlager experimentell untersucht. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5 dargestellt. Während die betrachteten Lagerkomponenten im untersuchten Bereich einen eher gering ausgeprägten Payne-Effekt (nur sehr geringe Steifigkeitsänderungen durch unterschiedliche Anregungsamplituden) aufweisen, zeigt sich ein erkennbarer Einfluss der statischen Vorlast bei $1,2$ kg, was ungefähr einem Drittel des Zentrifugengewichts und somit der Last an einem Lagerpunkt entspricht.

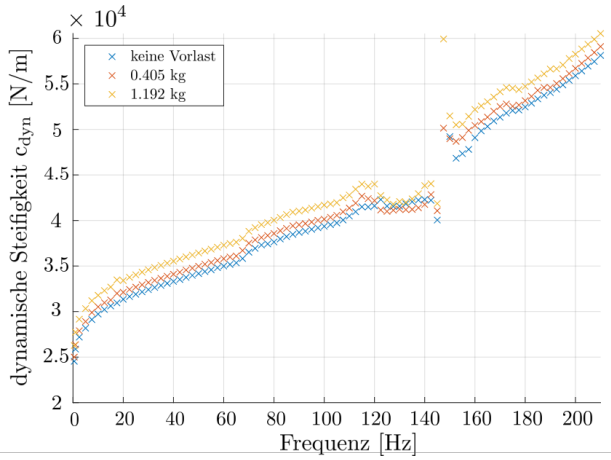

Abbildung 5: Einfluss einer statischen Vorlast auf die frequenzabhängige Steifigkeit c_{dyn} des Elastomerlagers

Da dies den realen Einsatzbedingungen sehr nahe kommt, wurden die experimentellen Daten aus den Versuchen mit $1,2$ kg statischer Vorlast als Referenz zur Anpassung der Parameter des Simulationsmodells genutzt. Hierzu wurden die Charakterisierungsexperimente simulativ nachgebildet, sodass ein Fehler aus der Differenz zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen für jede monofrequente Anregung ermittelt werden konnte. Durch genetische Optimierungsalgorithmen wurde dieser Fehler minimiert, bis eine hinreichende Anpassungsgüte erzielt werden konnte. Aufgrund des hohen numerischen Aufwands wurde zunächst ein eindimensionales FE-Modell verwendet.

In Abbildung 5 ist ebenfalls der Einfluss der Resonanzfrequenz des Prüfstands zwischen 120 Hz und 160 Hz zu erkennen. Dieser Bereich wurde im Kontext der Modellbildung ausgespart und durch eine lineare Interpolation ersetzt.

Die erreichte Anpassungsgüte zwischen Experiment (x) und Simulation (gestrichelte Linie) ist für die Steifigkeit $c_{dyn}(f)$ in Abbildung 6 und für die Dämpfung $d(f)$ in Abbildung 7 jeweils für die dynamischen Zug-/Druckversuche (rot) und die dynamischen Scherversuche (blau) visualisiert. Es zeigt sich, dass das verwendete Materialmodell starke Einschränkungen besitzt, sodass eine Abwägung der erreichbaren Anpassungsgüte zwischen Steifigkeit und Dämpfung notwendig ist. Während der Dämpfungskoeffizient von dem Simulationsmodell über den gesamten Frequenzbereich gut erfasst wird, kann die experimentell bestimmte Steifigkeit nur bis ca. 50 Hz für die Zug-/Druckrichtung und bis ca. 30 Hz für die Scherrichtung wiedergegeben werden. Ein wesentlicher Vorteil des Modells besteht allerdings darin, dass die viskoelastischen Materialparameter nur einmal bestimmt werden müssen und dann sowohl für die Zug/Druck- als auch die Scherrichtung verwendet werden können, wodurch zusätzlicher Charakterisierungsaufwand gespart werden kann.

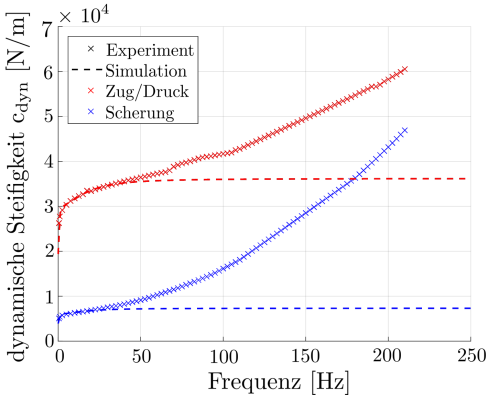

Abbildung 6: Vergleich der experimentell und simulativ bestimmten frequenzabhängigen Bauteilsteifigkeit c_{dyn}

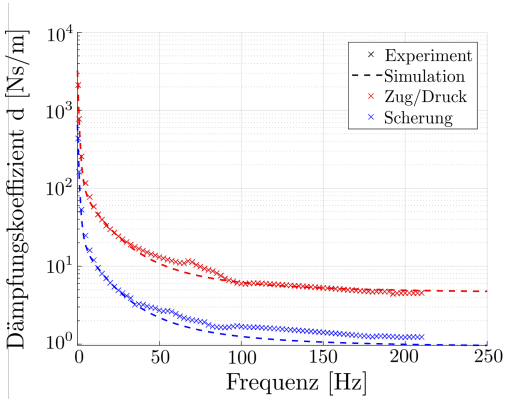

Abbildung 7: Vergleich der experimentell und simulativ bestimmten frequenzabhängigen Bauteildämpfung d

Simulation einer Zentrifuge

Abschließend wurde überprüft inwiefern mit dem parametrisierten Lagermodell das Hochlaufverhalten einer Zentrifuge prognostiziert werden kann. Dazu wurde die resultierende Fußpunktauslenkung u_r in radialer Richtung bei einem Zentrifugenhochlauf auf 10.000 U/min mit konstanter Beschleunigung und unter Unwuchtanregung mit einem eindimensionalen Laser-Doppler-

Vibrometer gemessen (siehe Abbildung 8). Des Weiteren wurde das gleiche Belastungsszenario simulativ abgebildet, sodass die Ergebnisse in Abbildung 9 verglichen werden können.

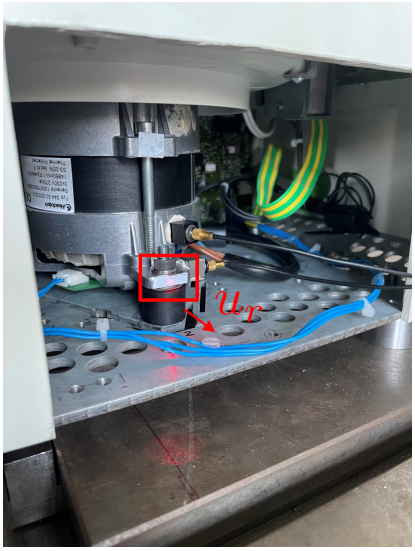

Abbildung 8: Messung der Fußpunktauslenkung u_r am Lagersitz in radialer Richtung durch ein eindimensionales Laser-Doppler-Vibrometer

Es wird deutlich, dass beim vorliegenden Anwendungsfall eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation erzielt werden kann, obwohl eine hinreichende Anpassungsgüte der Steifigkeit nur im unteren Frequenzbereich gegeben ist (siehe Abbildung 6). Sowohl die maximal auftretenden Amplituden als auch die Lage der beiden signifikanten Resonanzen bei ca. 900 U/min und 2500 U/min werden vom Simulationsmodell gut abgebildet. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Amplituden für den Drehzahlbereich oberhalb der zweiten Resonanzlage nahezu identisch sind.

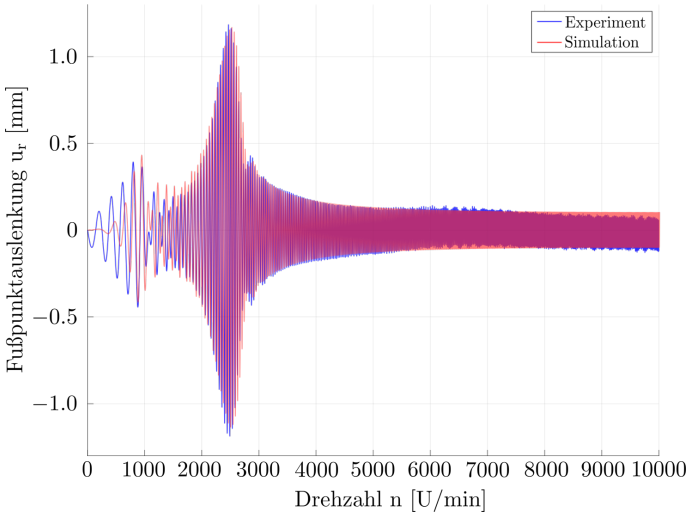

Abbildung 9: Vergleich der gemessenen und der simulativ bestimmten Fußpunktauslenkung u_r in radialer Richtung

Ausblick

Die gezeigten Ergebnisse gelten ausschließlich für die hier betrachteten Elastomerlager mit relativ gering ausgeprägten nichtlinearen Materialeffekten, sodass eine Anwendung des vorgestellten Modells auf weitere Lagerelemente mit unterschiedlicher Materialzusammensetzung und Geometrie nicht per se möglich ist. Grundsätzlich lässt sich die Notwendigkeit eines höheren Detaillierungsgrades mit einer Zunahme der nichtlinearen Materialeffekte begründen, weshalb in Zukunft ein physikalisch motiviertes Materialmodell [6, 7] in den Workflow integriert werden soll. Parallel dazu sind Maßnahmen zur Steigerung der numerischen Effizienz des FE-Modells und der Solverkopplung geplant.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit ist Teil des Verbundprojekts „Innovative Simulationsverfahren für die akustische Auslegung von Automobilen“ (ZS/2019/01/96759), das von der Europäischen Union über den Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) sowie vom Land Sachsen-Anhalt finanziell unterstützt wird.

Literatur

[1] Tunnicliffe, L. B. and Busfield, J. J. C.: Reinforcement of rubber and filler network dynamics at small strains. Advances in Polymer Science 275 (2017), 71-102, DOI: 10.1007/12_2016_7

[2] Cao, L., Sadeghi, F. and Stacke, L.-E.: An explicit finite-element model to investigate the effects of elastomeric bushing on bearing dynamics. Journal of Tribology 138 (2016), 1-13, DOI: 10.1115/1.4032526

[3] Besdo, D. and Ihlemann, J.: A phenomenological constitutive model for rubberlike materials and its numerical applications. International Journal of Plasticity 19 (2003), 1019–1036

[4] Busch, M. and Schweizer, B.: Coupled simulation of multibody and finite element systems: an efficient and robust semi-implicit coupling approach. Archive of Applied Mechanics 82(6) (2012), 723–741, DOI: 10.1007/s00419-011-0586-0

[5] Spannan, L., Duvigneau, F., Lloret, M. G., Daniel, C., Juhre, D. and Woschke, E.: A study on harmonic excitation based experimental characterization of damping materials for acoustic simulations. Technische Mechanik 40 (2020), 134-148, DOI: 10.24352/UB.OVGU-2020-021

[6] Raghunath, R., Juhre, D. and Klüppel M.: A physically motivated model for filled elastomers including strain rate and amplitude dependency in finite viscoelasticity. International Journal of Plasticity 78 (2016), 223-241, DOI: 10.1016/j.ijplas.2015.11.005

[7] Freund, M., Lorenz, H., Juhre, D., Ihlemann, J. and Klüppel, M.: Finite element implementation of a microstructurebased model for filled elastomers. International Journal of Plasticity 27 (2011), 902-919, DOI: 10.1016/j.ijplas.2010.10.003