



**Modellierungsmethodik zur multiaxialen Abbildung
des höherfrequenten Übertragungsverhaltens
von Elastomerlagern in der NVH-Systemsimulation**

Methodology of modeling of the multi-axial representation of
the higher-frequency response characteristics of elastomer
bearings in the NVH system simulation

P. Drichel^{*1}

S. Wischmann¹, J. Berroth¹, G. Jacobs¹

¹Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung
Schinkelstraße 10, 52062 Aachen, Deutschland

Inhaltsverzeichnis

1	Abstract	1
2	Einleitung	1
3	Stand der Technik	4
3.1	Materialverhalten von Elastomeren	4
3.2	Modellierung von Motor-Getriebe-Lagerungen im Kontext der NVH- Systemsimulation	5
4	Modellierungsmethodik	6
4.1	Modellbildung im Kontext der NVH-Systemsimulation.....	6
4.2	Konzept zur Parametrierung.....	8
5	Anwendung der Modellierungsmethodik	10
5.1	Aufbau des Elastomerlagers	10
5.2	Messung und Abstimmung des Modells	11
5.2.1	Quasistatisches Verhalten.....	11
5.2.2	Dynamisches Verhalten	12
5.3	Vergleich simulierter und gemessener Ergebnisse.....	13
6	Bewertung der Modellierungsmethodik	15
7	Zusammenfassung und Ausblick	16
8	Danksagung	16
9	Literaturverzeichnis	17

1 Abstract

Zur Erfüllung der stetig steigenden kundenseitigen Anforderungen an das Noise Vibration Harshness (NVH) Verhalten von Kraftfahrzeugen ist es notwendig, die vom Antriebsstrang erzeugten Schwingungen vom Innenraum des Fahrzeugs zu entkoppeln, wozu Elastomerlager aufgrund ihrer guten Dämpfungs- und Entkopplungseigenschaften eine verbreitete Anwendung finden. Insbesondere die durch die Elektrifizierung von Antriebssträngen bedingten erhöhten Anregungsfrequenzen des Antriebs verlangen nach neuen Ansätzen zur Abbildung des höherfrequenten Übertragungsverhaltens von Elastomerlagern. Diese Modelle werden zur Analyse und Optimierung der Systemdynamik und Akustik mit den Werkzeugen der modellbasierten Systementwicklung, zu der u.a. die elastische Mehrkörpersimulation (EMKS) zum Einsatz kommt, benötigt. [DJM18+, MDJ17+, WEG17].

Während Elastomerlager in der EMKS klassischerweise unter Verwendung von konzentrierten Krafterelementen eingebunden werden, die zur Abbildung der niederfrequenten Eigenschaften geeignet sind, fehlen Modelle für den akustisch relevanten Frequenzbereich. Daher werden in dieser Arbeit eine neuartige Modellierungsmethodik zur Abbildung der multiaxialen, nichtlinearen, quasistatischen sowie höherfrequenten Eigenschaften von Elastomerlagern für die NVH-Systemsimulation in der EMKS sowie ein Vorgehen zur Parametrierung der Modelle auf Basis eines Prototyps vorgestellt.

2 Einleitung

Zur Vorhersage von Produkteigenschaften wie Effizienz, Lebensdauer, Noise, Vibration und Harshness (NVH) sowie zur Bewertung des Potentials von Optimierungsmaßnahmen ohne die Fertigung kostenintensiver Prototypen ist die modellbasierte Systementwicklung als Bestandteil moderner Methoden in der Produktentwicklung nicht mehr wegzudenken. Insbesondere bei der Analyse der antriebsbedingten vibroakustischen Produkteigenschaften von Elektrofahrzeugen besteht der Bedarf nach Modellen mit verbesserter Prognosefähigkeit im Vergleich zum derzeitigen Stand der Technik, vgl. z. B. [SDG18+, BUR17, WEG17]. Dabei muss die Berücksichtigung zusätzlicher relevanter physikalischer Effekte im Hinblick auf den damit einhergehenden Rechenzeitbedarf aufgrund des weiten Frequenzbereichs und der hohen Anzahl berücksichtigter Komponenten sowie Freiheitsgrade effizient erfolgen, da die Rechenzeit für übliche NVH-Systemmodelle bereits in der Größenordnung von Tagen liegt.

Die antriebsbedingten Geräuschemissionen von Elektrofahrzeugen sind tendenziell geringer als bei konventionellen, verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen. Jedoch wandelt sich die akustische Charakteristik von tieffrequent und breitbandig zu höherfrequent und stark tonal, was häufig als unangenehm oder zumindest ungewohnt empfunden wird, vgl. [TSC15]. Bis auf eine geforderte Rückmeldung des aktuellen Last-

zustandes sollen NVH-Phänomene der Antriebstechnik im Innenraum nicht wahrnehmbar sein. Zur Erreichung dieses Ziels werden Elastomerlager aufgrund ihrer guten Dämpfungs- und Entkopplungseigenschaften zur Entkopplung der vom Antriebsstrang verursachten Vibrationen und Geräusche vom Fahrzeuginnenraum eingesetzt, vgl. [RET12, WOL14].

Insbesondere die durch die Elektrifizierung von Antriebssträngen bedingten erhöhten Anregungsfrequenzen des Antriebs verlangen nach neuen Ansätzen zur Abbildung des höherfrequenten Übertragungsverhaltens von Elastomerlagern. Diese werden zur Analyse und Optimierung der Systemdynamik und Akustik mit Hilfe domänenübergreifender NVH-Systemsimulationen in der elastischen Mehrkörpersimulation (EMKS) (vgl. Abbildung 1) benötigt [DJM18+, MDJ17+, WEG17].

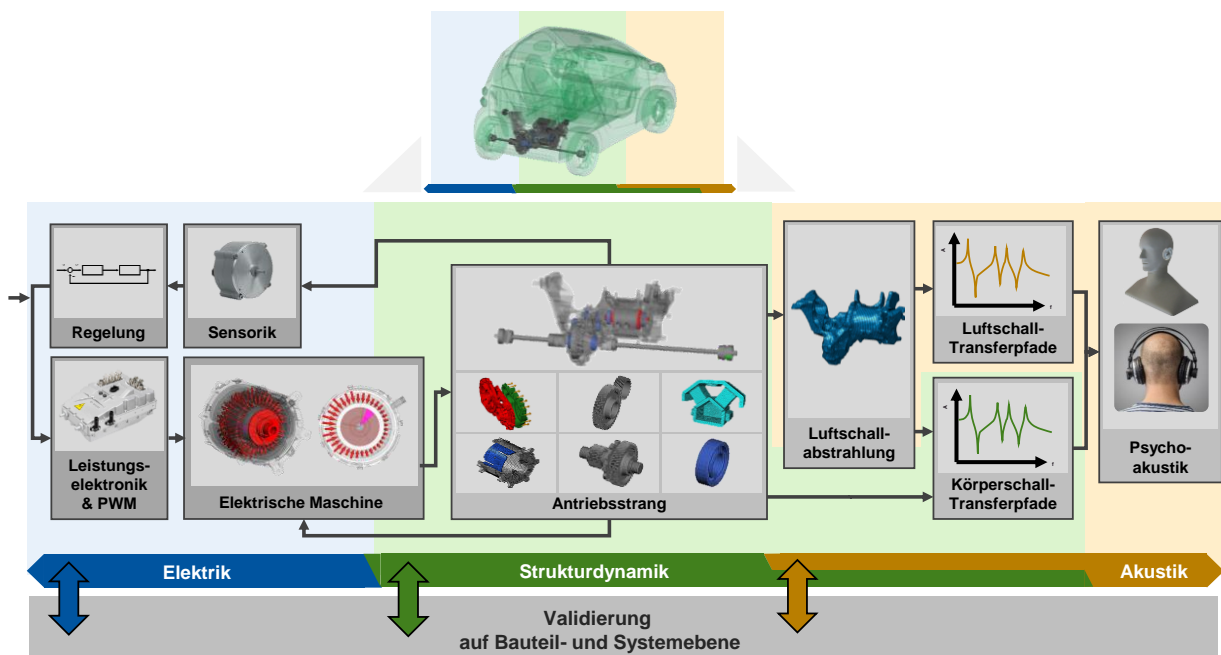


Abbildung 1: Domänenübergreifendes NVH-Systemsimulationsmodell
(in Anlehnung an [DJM18+])

Für die EMKS-Modellbildung der niederfrequenten Eigenschaften der Elastomerlager bei konventionell oder elektrisch angetriebenen Fahrzeugen stehen konzentrierte Kräftelemente im Vordergrund, vgl. z. B. [DWS14+, SDR10, PBA13].

Bei der Vorhersage des akustischen, höherfrequenten Verhaltens eines Antriebsstrangs rücken strukturelle Eigenschaften der Komponenten, die aus der lokalen Materialverteilung resultieren und zur Ausbildung lokaler Resonanzen führen können, in das Blickfeld. So ist die detaillierte strukturelle Abbildung von Gehäuseelementen von Motoren, Getrieben und Wellen als flexible Körper Stand der Technik. Allerdings können lokale Resonanzen von Elastomerlagern ebenfalls zu einer erhöhten Durchlässigkeit für die vom Antriebsstrang zum Fahrzeug übertragene Schwingungsenergie führen, vgl. z. B. [GK93]. Während die niederfrequenten Eigenschaften mit Hilfe von konzentrierten Kräftelementen integral beschrieben werden können, wird zur Abbildung der

lokalen Dynamik der Lager eine präzise Beschreibung der Masse- und Steifigkeitsverteilung benötigt. Zu diesem Zweck kommen gewöhnlich nichtlineare Finite-Elemente-Modelle zum Einsatz, vgl. z. B. [AUS97, RET12]. Im Rahmen der Systemsimulation in der EMKS bleibt eine solch detaillierte Beschreibung jedoch aufgrund des hohen Rechenzeitbedarfs üblicherweise unberücksichtigt, vgl. [FSG13+, WGE11, WEG17].

Aufgrund der mit steigender Frequenz zunehmend lokaleren Schwingungsformen der Komponente ist darüber hinaus eine Relevanz der Abbildung des räumlichen, multiaxialen Schwingungszustands unter Berücksichtigung von translatorischen und rotatorischen Freiheitsgraden an den Schnittstellen zu den umgebenden Bauteilen zu erwarten. Die Relevanz dafür belegen Untersuchungen in der Forschung im Bereich der Kopplung dynamischer Teilsysteme, vgl. z. B. [LE99].

Im Rahmen von NVH-Systemsimulationen von Antriebssträngen wird typischerweise die Auswirkung drehzahlproportionaler Anregungen, bspw. aus Verzahnungskräften von Getrieben, bei Drehzahlhochläufen mit konstanter Vorspannung analysiert. Solche Berechnungen bestehen üblicherweise aus zwei Phasen. Die erste Phase ist durch eine quasistatische Aufprägung einer Vorlast gekennzeichnet. Damit einhergehend stellen sich die lokalen Lasten unter Berücksichtigung der Eigenschaften der Antriebsstrangkomponenten und deren Wechselwirkung ein. Dieser Schritt ist insbesondere zur Anpassung nichtlinearer, vorlastabhängiger Elemente, wie z. B. Elastomer- oder Wälzlager auf den betrachteten Arbeitspunkt von hoher Relevanz. Im zweiten Schritt werden der konstanten Vorspannung dynamische Lasten überlagert. Dabei kann angenommen werden, dass die Lastamplitude aus der dynamischen Anregung im Verhältnis zur der aus der Vorspannung klein ist, vgl. [RET12]. Diese Phasen stellen gänzlich verschiedene Anforderungen an einen effizienten Modellierungsansatz.

Im Rahmen dieses Beitrags wird daher eine neuartige Modellierungsmethodik zur Abbildung der multiaxialen, nichtlinearen, quasistatischen sowie höherfrequenten Eigenschaften von Elastomerlagern für die NVH-Systemsimulation in der EMKS vorgestellt, die einerseits recheneffiziente, reduzierte Modellierungsansätze für die o. g. Phasen der NVH-Systemsimulation und andererseits ein Konzept zur Parametrierung dieser Modelle auf der Grundlage eines detaillierten Elastomerlagermodells in der Finite-Elemente-Methode (FEM) umfasst. So können die, in den unterschiedlichen Phasen relevanten, physikalische Effekte gezielt in den entsprechenden Zeiträumen der NVH-Systemsimulation eingebracht und die Berechnung des detaillierten FE-Modells als Vorabberechnung der Komponente durchgeführt werden. Zur Abstimmung des FE-Modells werden Messungen an einem Prototyp verwendet, die darüber hinaus zur Validierung der erzielten Berechnungsergebnisse herangezogen werden. Die Relevanz bzw. der Nutzen der Modellierungsmethodik belegt ein Vergleich mit dem üblichen konzentrierten Ansatz mit linearem Verhalten.

3 Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die zur Modellierung des Schwingungs- und Dämpfungsverhaltens von Elastomerlagern relevanten quasistatischen und dynamischen Materialeigenschaften von Elastomeren (vgl. Kapitel 3.1) sowie Modellierungsstrategien im Kontext der NVH-Systemsimulation (vgl. Kapitel 3.2) präsentiert.

3.1 Materialverhalten von Elastomeren

Das Materialverhalten von Entkopplungselementen aus Elastomeren ist durch Hyperelastizität, Frequenzabhängigkeit (Viskoelastizität) und Amplitudenabhängigkeit (*Fletcher-Gent-Effekt* oder *Payne-Effekt*) gekennzeichnet. Dabei beschreibt das hyperelastische Verhalten die nichtlineare quasistatische Beziehung zwischen Spannung und Dehnung. Das dynamische Verhalten von Elastomeren wird zudem durch eine Abhängigkeit von der Frequenz gekennzeichnet: Bei steigender Frequenz steigt die Steifigkeit und die Materialdämpfung. Elastomere weisen darüber hinaus eine Abhängigkeit der dynamischen Materialeigenschaften von der Anregungsamplitude auf: Bei einer Erhöhung der Amplitude sinkt die Steifigkeit, während die Dämpfung zunimmt. (vgl. Abbildung 2, links)

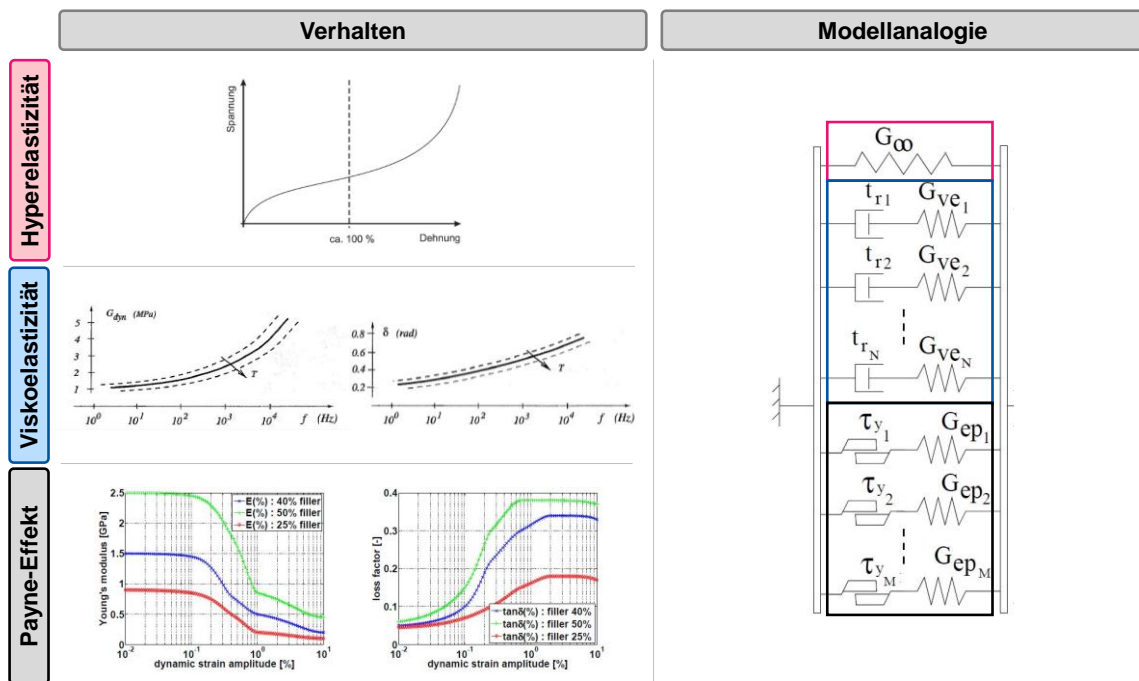


Abbildung 2: Materialverhalten von Elastomeren und ihre Modellanalogie.

(Bildquellen: Hyperelastizität [SSK11], Viskoelastizität [AUS97], Payne-Effekt [STE11], Modellanalogie [OLS07])

Zur Modellierung dieses Materialverhaltens werden folgende Modellierungselemente verwendet: Ein nichtlinearer, ausschließlich elastischer Anteil, bildet das hyperelastische Materialverhalten ab. Das frequenzabhängige Verhalten kann mit Hilfe von viskoelastischen Maxwell-Modellen abgebildet werden. Der Payne-Effekt wird durch elastoplastische Elemente modelliert. Die Kombination dieser Modellierungselemente als

Parallelschaltung findet im sog. Überlagerungsmodell Anwendung, das alle vorgestellten Materialeigenschaften von Elastomeren in der FEM modellieren kann [OLS07]. (vgl. Abbildung 2, rechts)

3.2 Modellierung von Motor-Getriebe-Lagerungen im Kontext der NVH-Systemsimulation

Die Abbildung von Elastomerlagern im EMKS-Systemmodell erfolgt üblicherweise mit Hilfe konzentrierter Elemente, die die dynamischen Eigenschaften des Lagers unter Vernachlässigung der räumlichen Materialverteilung abbilden, vgl. Abbildung 3. Sie ermöglichen eine Berücksichtigung von viskoelastischem Verhalten sowie bei Verwendung einer nichtlinearen Feder auch von hyperelastischem Verhalten. Soll zudem die Amplitudenabhängigkeit berücksichtigt werden, so kann ein Feder-Dämpfer-Modell mit Reibelementen oder fraktionalen Ableitungen verwendet werden, vgl. [SH04, STE11].

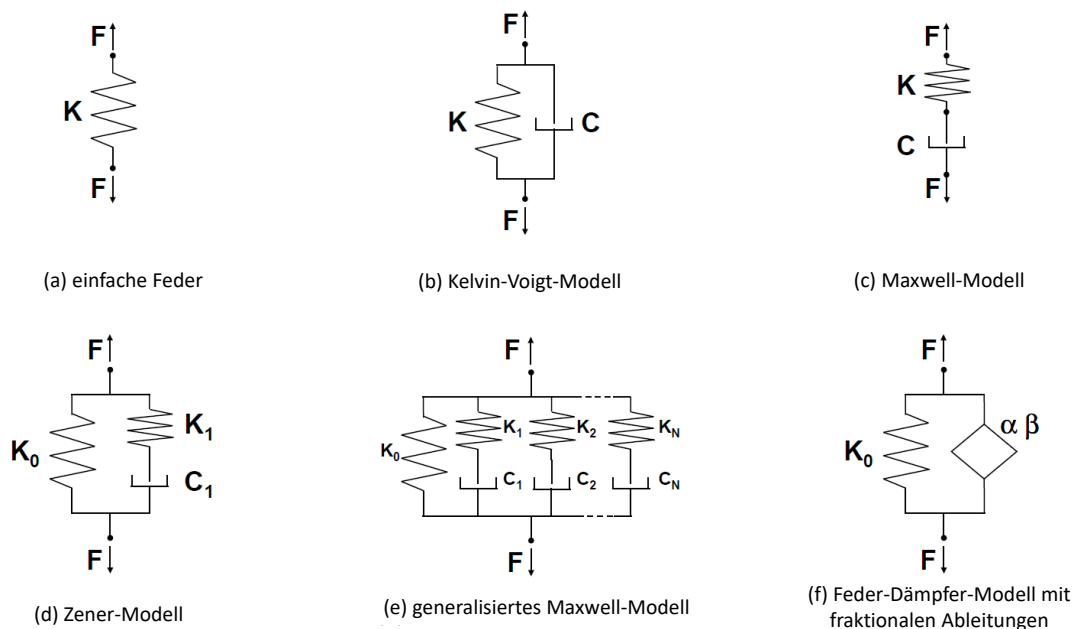


Abbildung 3: Konzentrierte EMKS-Modelle zur Abbildung des Verhaltens von Elastomerlagern. (Quelle: [STE11])

Diese Elemente werden in verschiedenen Anwendungen in der MKS-Umgebung eingesetzt. Zur Berechnung eines Heckachsen-Systems bspw. werden Feder-Dämpfer-Elementen unter Einsatz eines konstitutiven Materialmodells ohne Berücksichtigung der Masseverteilung und lokalen Resonanzen verwendet, vgl. [PBA13]. Darüber hinaus wird zur Analyse eines Frontachsen-Systems eines Kraftfahrzeugs ein nicht-lineares Feder-Dämpfer-Element mit fraktionalen Ableitungen genutzt, das ebenfalls die Massenverteilung und damit lokale Resonanzen vernachlässigt, vgl. [SDR10].

4 Modellierungsmethodik

Im Folgenden wird eine neuartige Methodik zur Modellierung eines Elastomerlagers in der EMKS für die NVH-Systemsimulation vorgestellt. Dabei werden ausgehend von der Analyse der Anforderungen sowie des mechanischen Verhaltens Modellierungsansätze für die Phasen der NVH-Systemsimulation ausgewählt, vgl. Kapitel 4.1. Dem folgend wird das Vorgehen zur Parametrierung einschließlich der dazu notwendigen Messungen vorgestellt, vgl. Kapitel 4.2.

4.1 Modellbildung im Kontext der NVH-Systemsimulation

Die in der ersten Phase einer NVH-Systemsimulation aus Verspannungszustand und Eigengewicht des Antriebsstrangs resultierenden, quasistatisch aufgeprägten großen Verformungen der Elastomerlager erfordern die Berücksichtigung nichtlinearen hyperelastischen Materialverhaltens und nichtlinearer Geometrie. Da im Allgemeinen Symmetrien in der Anordnung der Elastomerlager, dem Schwerpunkt des Antriebsstrangs und der angreifenden Vorspannungslasten nicht vorliegen, ergeben sich in dieser Phase zudem unterschiedliche multiaxiale lokale Belastungen der Elastomerlager, die wechselwirken und daher im Systemmodell berücksichtigt werden müssen. In der zweiten Phase hingegen treten bei konstanter Vorlast überlagerte kleine dynamische Anregungen auf, die sich im üblichen Drehzahlbereich in der Größenordnung von bis zu mehreren kHz bewegen und durch Wechselkräfte oder -momente der elektrischen Maschine und Verzahnungen des Getriebes verursacht werden. Der Payne-Effekt kann wegen der im Verhältnis zur Vorspannung kleinen Schwingungsamplituden vernachlässigt werden, vgl. Abbildung 8. In Bezug auf die auftretenden dynamischen Lasten müssen aufgrund der hohen auftretenden Frequenzen nicht nur viskoelastische Materialeffekte sondern auch lokale Resonanzen durch die räumliche Masse- und Steifigkeitsverteilung berücksichtigt werden. (vgl. Abbildung 4 „Anforderungen“)

Zentrales Element zur Abbildung dieser Effekte ist ein detailliertes Modell des Elastomerlagers mit der Finite-Elemente-Methode (FEM). Mit diesem Ansatz können die in beiden Phasen notwendigen Effekte Hyperelastizität, nichtlineare Geometrie, Viskoelastizität und räumliche Materialverteilung abgebildet werden. Als Materialmodell wird das Überlagerungsmodell unter Vernachlässigung des elastoplastischen Zweigs und damit der Amplitudenabhängigkeit (Payne-Effekt) implementiert. Der hyperelastische Zweig wird dabei mit Hilfe des Yeoh-Modells ([YEO90]) modelliert, vgl. Formel 1. Dabei beschreibt W die Verformungsenergie und I_1 die erste Invariante des Verformungstensors.

$$W = \sum_{i=1}^3 C_{i0} (I_1 - 3)^i$$

Formel 1

Der viskoelastische Materialzweig wird mit Hilfe von Prony-Reihen parametriert, vgl. Formel 2.

$$E(t) = E_0 * \left(1 - \sum_{i=1}^N g_i * \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}} \right) \right)$$

Formel 2

Da ein solches FE-Modell jedoch einerseits eine hohe Rechenzeit aufweist und andererseits nur einzelne Effekte in den zwei typischen Phasen der NVH-Systemsimulation relevant sind, werden im Weiteren Modellansätze ausgewählt, die das in der jeweiligen Phase relevante Verhalten effizient abbilden. Zur Abstimmung dieser Modelle wird dann wiederum das detaillierte FE-Modell verwendet. (vgl. Abbildung 4 „Modellbildung“)

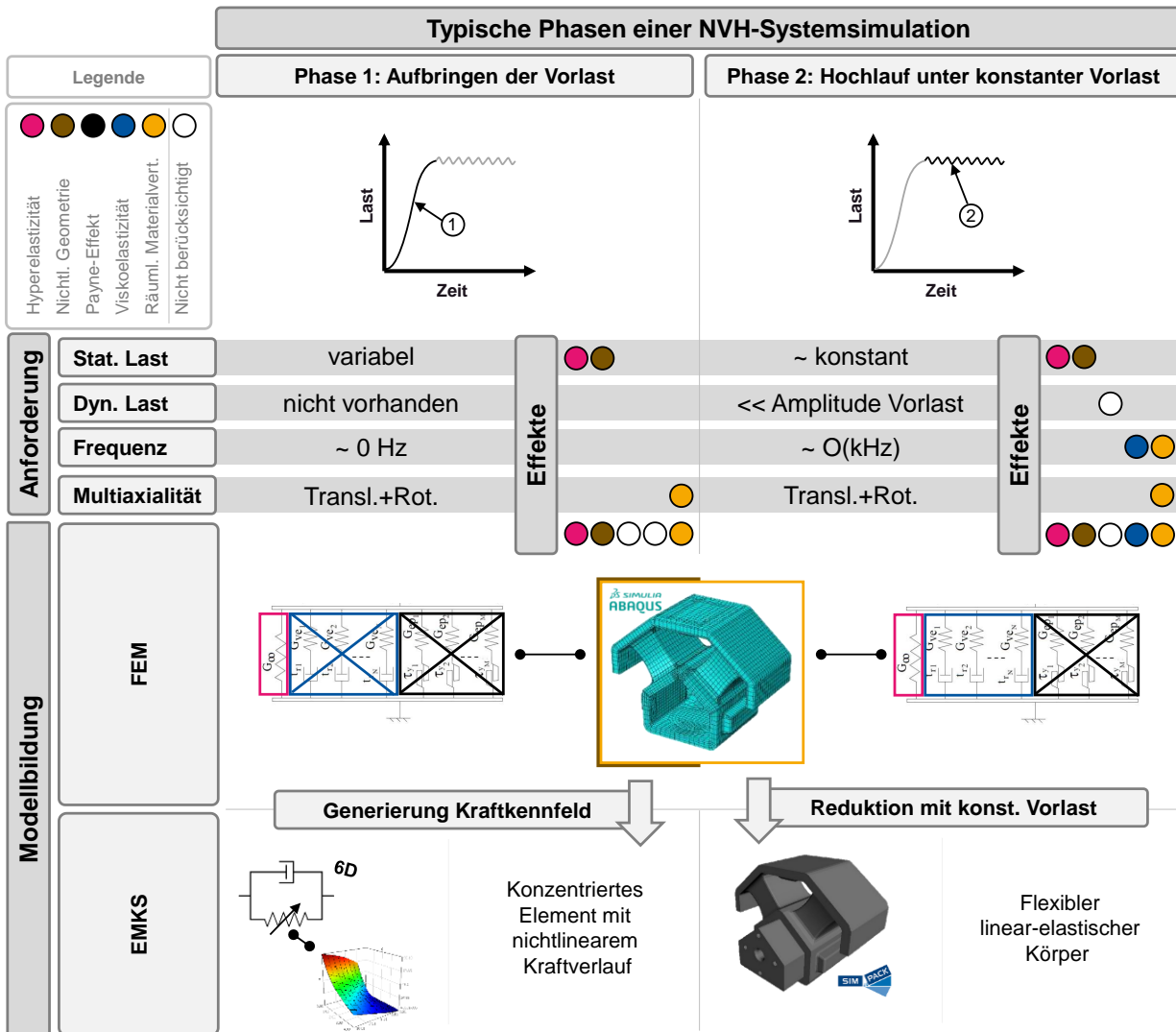


Abbildung 4: Modellierung im Kontext der NVH-Systemsimulation

Da in der ersten Phase der Systemsimulation große Verformungen bedingt durch Lasten mit niedrigen zeitlichen Gradienten auftreten, wird ein konzentrierter Ansatz mit nichtlinearer Steifigkeit ausgewählt, der die Materialverteilung und weitere, bei dynamischer Belastung auftretende Effekte des Elastomerlagers vernachlässigt. In der zweiten Phase, in der hochfrequente, einer konstanten Vorlast überlagerte, dynamische Anregungen auftreten, wird ein Ansatz mit linearem Verhalten ausgewählt, der die lokale Materialverteilung und damit lokale Resonanzen berücksichtigt.

Die Ableitung des konzentrierten Elements für die erste Phase erfolgt mittels quasistatischer Vorlastanalysen des FE-Modells, die in ein Kennfeld überführt werden. Die Erzeugung des flexiblen linear-elastischen Körpers für die zweite Phase erfolgt durch die lineare Reduktion des FE-Modells unter Verwendung der Craig-Bampton-Methode (vgl. [CB68]) nach einem vorhergehenden, nichtlinearen quasistatischen Vorlastschritt in der FEM. Für diesen Vorlastschritt werden die, sich zum Ende der ersten Phase einstellenden, lokalen Verschiebungen des Elastomerlagers verwendet, vgl. Abbildung 4 „Modellbildung“. Zur Abbildung des viskoelastischen Materialverhaltens des FE-Modells in der EMKS-Umgebung wird der frequenzabhängige Einfluss auf Steifigkeit und Dämpfung an einer Frequenzstützstelle innerhalb des betrachteten Frequenzbereiches ausgewertet.

4.2 Konzept zur Parametrierung

Für die zum Einsatz kommenden Modelle wird ein Konzept zur Parametrierung auf Basis quasistatischer und dynamischer Messungen an einem Prototyp vorgeschlagen, deren Charakteristik sich an die auftretenden Lasten in den Phasen der NVH-Systemsimulation anlehnt, vgl. Abbildung 5.

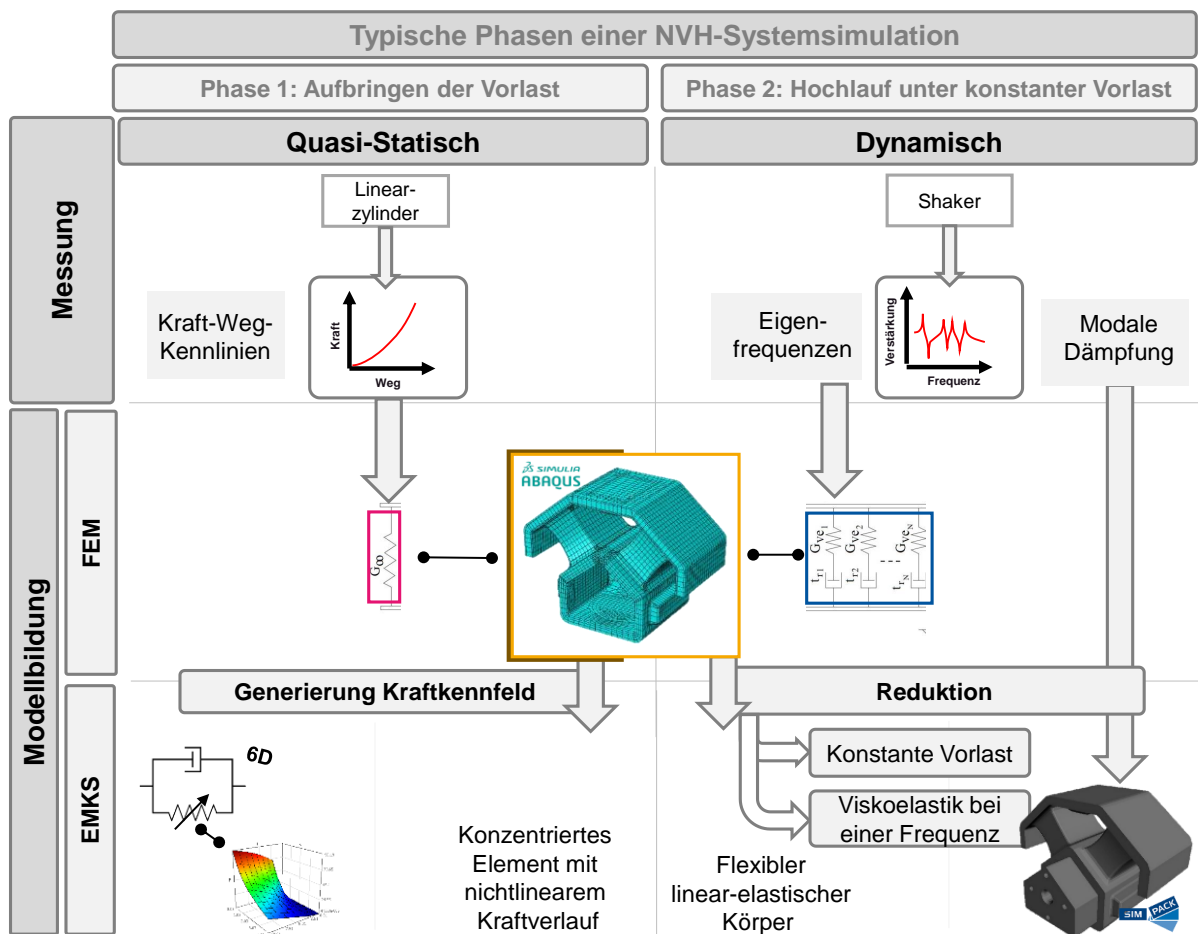


Abbildung 5: Parametrierungskonzept zur höherfrequenten, multiaxialen Abbildung eines Elastomerlagers in einer EMKS-Umgebung

Die Parametrierung des quasistatischen, hyperelastischen Verhaltens des nichtlinearen FE-Modells erfolgt mittels Messung von Last und Verformung an einem Linearzylinder-Prüfstand. Die sich daraus ergebenden Hysteresen werden zur Bestimmung der quasistatischen Eigenschaften gemittelt. Zur Parametrierung des Modells wird der Fehler in Hauptbelastungsrichtung e_{qs} , der durch die Differenz zwischen berechneter (F_{sim}) und gemessener Kraft (F_{mess}) ermittelt wird, durch Anpassung der Yeoh-Konstanten C_{10}, C_{20}, C_{30} minimiert, vgl. Formel 3.

$$e_{qs} = |F_{sim}(C_{10}, C_{20}, C_{30}, u) - F_{mess}(u)| \quad \text{Formel 3}$$

Die Abstimmung des dynamischen Verhaltens erfolgt auf Grundlage der mit einem elektromagnetischen Shaker messtechnisch ermittelten Übertragungsfrequenzgänge (FRF: Frequency Response Function) zwischen Beschleunigung und Kraft. Im ersten Schritt werden dazu aus den FRFs Y_{ij} mit Hilfe eines Least Square Rational Function (LSRF)-Ansatzes (vgl. Formel 4, [RF82]) die Pole p_k und anschließend daraus die modalen Parameter Eigenkreisfrequenz ω_k und Dämpfung σ_k (vgl. Formel 5) identifiziert. Dabei gehört das LSRF-Verfahren zu den sogenannten Multi-DoF-Verfahren, die die Wechselwirkungen der Moden bei hoher Modendichte und Dämpfung berücksichtigen können.

$$Y_{ij} = \sum_{k=1}^{\frac{n}{2}} \left(\frac{r_k}{j\omega - p_k} + \frac{r_k^*}{j\omega - p_k^*} \right) \quad \text{Formel 4}$$

$$p_k = -\sigma_k + j\omega_k \quad \text{Formel 5}$$

Anschließend werden durch Minimierung des Fehlers e_{EF} die Prony-Parameter τ_i, g_i für das viskoelastische Materialverhalten des FE-Modells bestimmt, vgl. Formel 6.

$$e_{EF} = |f_{0,sim}(\tau_i, g_i) - f_{0,mess}|_2 \quad \text{Formel 6}$$

Die modalen Dämpfungen werden unter Verwendung einer Fehlerfunktion, die das Frequency Response Assurance Criterion (FRAC, vgl. [ALL03]) beinhaltet, in der EMKS-Umgebung eingestellt, vgl. Formel 7. Die Auswertung des viskoelastischen Einflusses auf die Steifigkeit erfolgt dabei bei der Frequenz in der Mitte des betrachteten Frequenzbereichs, da die Variation des viskoelastischen Materialverhaltens über den Frequenzbereich schwach ausgeprägt ist, vgl. Abbildung 2 links mittig.

$$e_D = 1 - \frac{|\sum_{\omega=\omega_1}^{\omega_2} Y_{mess}(\omega) \cdot \overline{Y_{sim}(\omega)}|^2}{(\sum_{\omega=\omega_1}^{\omega_2} Y_{mess}(\omega) \cdot \overline{Y_{mess}(\omega)}) \cdot (\sum_{\omega=\omega_1}^{\omega_2} Y_{sim}(\omega) \cdot \overline{Y_{sim}(\omega)})} \quad \text{Formel 7}$$

5 Anwendung der Modellierungsmethodik

Im folgenden Kapitel wird die Methodik zur Modellierung eines Elastomerlagers in der EMKS für die NVH-Systemsimulation an einem Elastomerlager eines batterieelektrischen Fahrzeugs (Battery Electric Vehicle (BEV), vgl. Abbildung 1) exemplarisch angewendet.

5.1 Aufbau des Elastomerlagers

Die Motor-Getriebe-Einheit von elektrisch angetriebenen Fahrzeugen ist mit dem Fahrzeugrahmen über sog. Keillager verbunden, die über Elastomer-Stege, einvulkanisierte Zwischenbleche und Anschlagpuffer verfügen. Damit können im Vergleich zu einfachen, kostengünstigen Buchsenlagern richtungsabhängige und funktionsoptimierte Kraft-/Wegkennlinien erzielt werden, vgl. [BS11].

Das im Folgenden betrachtete Lager besteht aus insgesamt drei Bauteilen. Die Anbindung des Antriebsstrangs und des Hilfsrahmens erfolgt über den Motorträger aus Aluminium (Pos. 1) bzw. über den Blechbügel (Pos. 2). Dazwischen befindet sich das Elastomer-Bauteil (Pos. 3). Zwei Verschraubungen (Pos. 4 und 5) verbinden den Blechbügel mit dem Fahrzeug-Hilfsrahmen (Pos. 6). Im Schnitt wird deutlich, dass das Elastomerlager eine Metallverstärkung (Pos. 7) enthält, die mit dem Blechbügel an den Positionen 8 und 9 formschlüssig verbunden ist und an deren schrägen Außenflächen das Lager im Hilfsrahmen des Fahrzeugs aufliegt. Daher befinden sich auf dem Elastomer, das die Metallverstärkung umgibt, an dieser Stelle zusätzlich Noppen (Pos. 10). Die Metallverstärkung wird durch zwei Elastomer-Streben (Pos. 11) mit dem Hohlkörper (Pos. 12) verbunden, der den Motorträger aufnimmt. Dieser besteht wiederum aus einem Metallrahmen, der durch Vulkanisation mit dem Gummi verbunden ist. Zudem sind an den Positionen 13 Anschläge zur Begrenzung des Verformungsweges vorgesehen. (vgl. Abbildung 6)

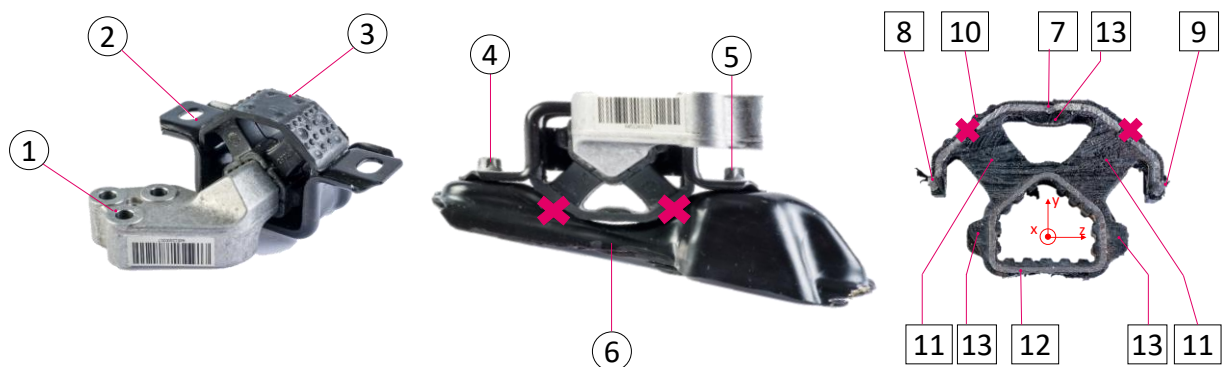


Abbildung 6: Aufbau des Elastomerlagers, rund: Bauteil, quadratisch: Allg. Bez.

5.2 Messung und Abstimmung des Modells

5.2.1 Quasistatisches Verhalten

Zur Ermittlung des quasistatischen Verhaltens des Elastomerlagers in Form von Kraft-Weg-Kennlinien in drei Richtungen (vgl. Abbildung 7 oben rechts), werden drei Versuchsaufbauten benötigt (vgl. Abbildung 7 links). Im Fahrzeug wird das Lager bei maximalem Motormoment mit 700 N in y-Richtung belastet (vgl. Abbildung 7 unten rechts). Dementsprechend wird das Lager im Prüfaufbau in Hauptbelastungsrichtung bis 20% oberhalb der maximal zu erwartenden Betriebslast belastet (840 N) und in den Nebenrichtungen bis zum Kontakt der Anschläge geprüft.

Die identifizierten Kennlinien, aus denen die quasistatische Steifigkeit abgelesen werden kann, zeigen lineares Verhalten in x- und z-Richtung während in y-Richtung nichtlineares Verhalten, bedingt durch hyperelastisches Materialverhalten und nichtlineare Geometrie, beobachtet werden kann.

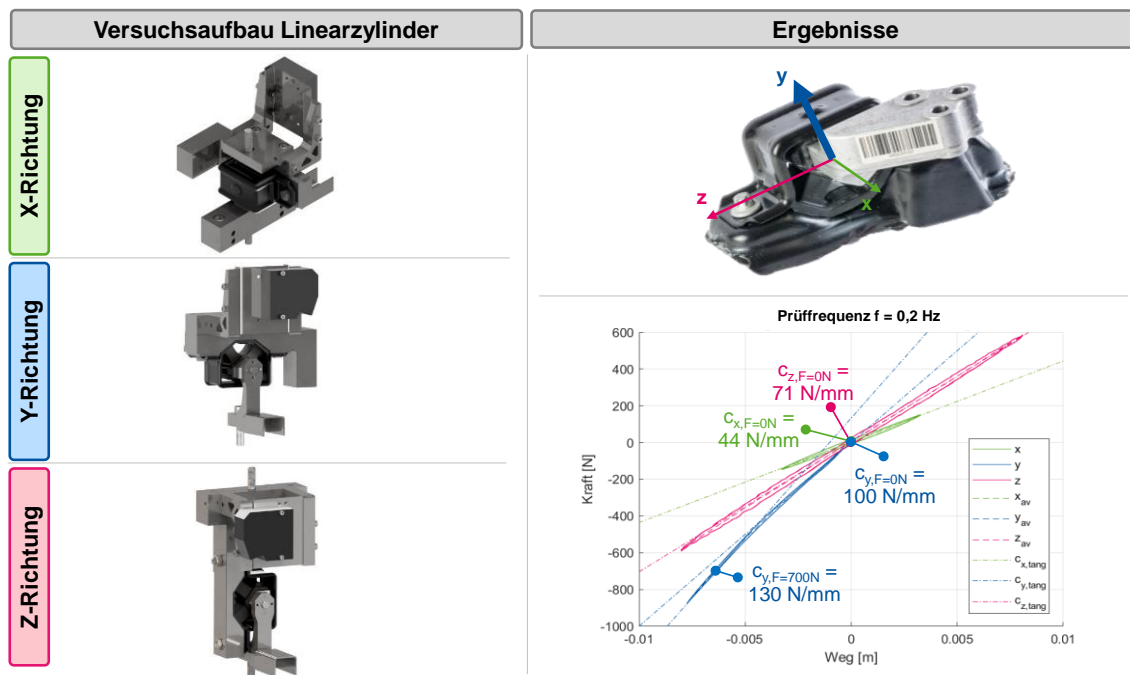


Abbildung 7: Versuchsaufbau und Messergebnisse zur Parametrierung des quasistatischen Elastomerlager-Verhaltens

Auf Basis der quasistatischen Kennlinien wurden durch Minimierung der Differenz aus berechneter und messtechnisch ermittelter Kraft (vgl. Formel 3) die Yeoh-Materialparameter (vgl. Formel 1) identifiziert, vgl. Tabelle 1. Bei einem verbleibenden Fehler von 2% wird die Optimierung beendet.

C_{10} [MPa]	C_{20} [MPa]	C_{30} [MPa]
0,422	-0,040	0,162

Tabelle 1: Identifizierte Parameter des Yeoh-Materialmodells zur Beschreibung der Hyperelastizität

Die auftretende Abhängigkeit der quasistatischen Steifigkeit in y-Richtung von der Vorlast, die ausgehend vom unbelasteten Zustand bis zur maximalen Belastung eine Zunahme von 30% erfährt, lässt einen Einfluss der Vorspannung auf das dynamische Verhalten erwarten.

5.2.2 Dynamisches Verhalten

Zur Bestimmung des dynamischen Verhaltens wird das Elastomerlager elastisch mit einem den Versuchsaufbau tragenden Rahmen verbunden und mit Hilfe eines elektromagnetischen Shakers in der Nähe des Punktes, im dem die Betriebskräfte eingeleitet werden, in alle drei Raumrichtungen angeregt, vgl. Abbildung 8 links, Darstellung: Anregung in y-Richtung.

Es werden Beschleunigungen in allen drei Raumrichtungen erfasst, vgl. Abbildung 8 links. Die identifizierten Übertragungsfrequenzgänge zeigen globale Resonanzen bei 110 Hz und 160 Hz, vgl. Abbildung 8 rechts. Die aktive Seite beschreibt dabei die Seite des Elastomerlagers, an der die Anregung aufgeprägt wurde, wohingegen die passive Seite nicht mit äußeren Kräften beaufschlagt ist. Bei aktivseitiger Anregung und passivseitig gemessener Antwort zeigen sich im Übertragungsfrequenzgang lokale Resonanzen bei 600 bis 800 Hz, die das Übertragungsverhalten um bis zu Faktor 25 überhohen, was die Berücksichtigung dieses Effekts in der Modellbildung erforderlich macht.

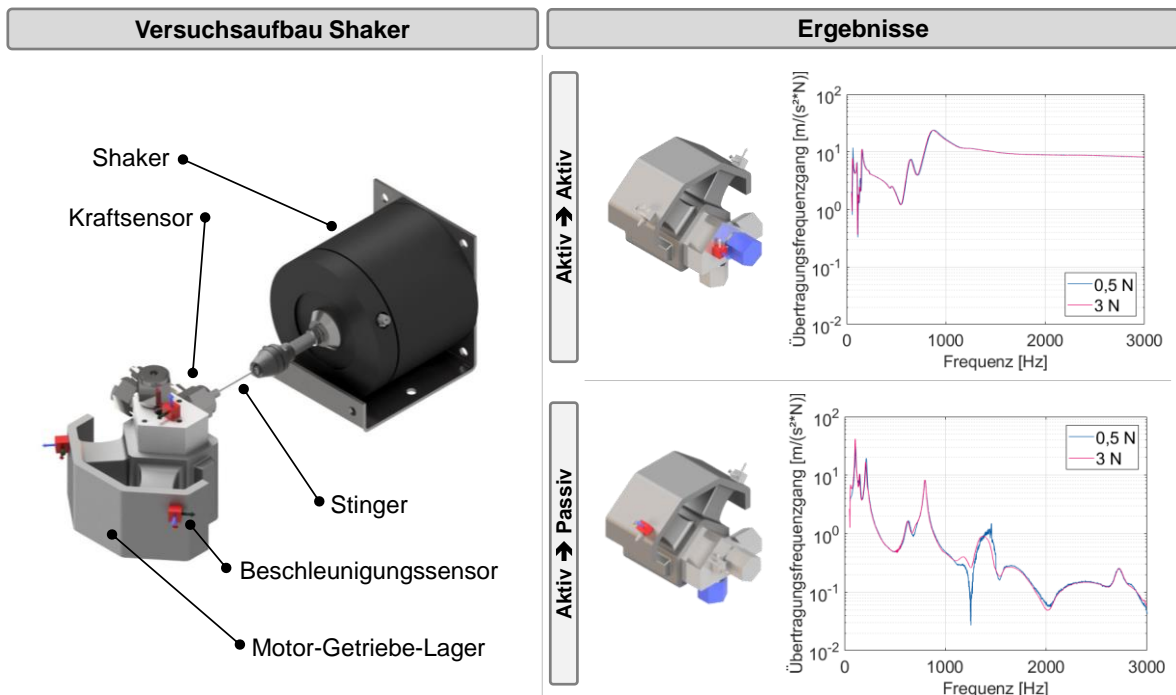


Abbildung 8: Links: Versuchsaufbau
 Rechts: Auszug der Messergebnisse zur Parametrierung des dynamischen Verhaltens. Blau: Anregungspunkt, rot: Antwortpunkt

Die Anregung erfolgt in der Größenordnung der im Betrieb zu erwartenden hochfrequenten Schwingungsamplitude von 3 N sowie bei einer deutlich geringeren, aber noch hinreichenden, oberhalb des Messrauschens liegenden Amplitude von 0,5 N. Der Vergleich

der Übertragungsfrequenzgänge zeigt keinen relevanten Einfluss der variierten Amplitude, sodass die Vernachlässigung des Payne-Effekts gerechtfertigt erscheint.

Auf Basis der gemessenen Übertragungsfrequenzgänge sowie den daraus extrahierten Eigenfrequenzen werden durch Minimierung des Fehlers zwischen gemessenen und berechneten Eigenfrequenzen (vgl. Formel 6) die Prony-Materialparameter identifiziert, vgl. Tabelle 2. Bei einem verbleibenden Fehler von 2% wird die Optimierung beendet.

Prony-Reihe	g_i [-]	τ_i [s]
1	0,0927	0,0508
2	0,1145	0,0121
3	0,0510	0,188

Tabelle 2: Identifizierte Parameter des Prony-Materialmodells zur Beschreibung der Viskoelastizität

Die Auswertung der viskoelastischen Eigenschaften im Rahmen der Reduktion zu einem EMKS-Simulationsmodell erfolgt bei 400 Hz, da der betrachtete Frequenzbereich bis 1000 Hz durch lokale Moden im Frequenzbereich bis 800 Hz geprägt wird, vgl. Abbildung 8 rechts. In der EMKS werden die modalen Dämpfungsparameter identifiziert. Diese betragen für die globalen Moden unterhalb 250 Hz zwischen 3,1 und 5 % und für die lokalen Moden im Bereich bis 1000 Hz zwischen 0,9 und 5 %.

5.3 Vergleich simulierter und gemessener Ergebnisse

Der Vergleich von gemessenen und berechneten quasistatischen Kraft-Weg-Kennlinien offenbart eine sehr gute Übereinstimmung im betrachteten Bereich Lastbereich bis 650N. Insbesondere das nichtlineare Verhalten in y-Richtung kann durch die Simulation sehr gut wiedergegeben werden. Zur weiteren Erhöhung der Last ist eine Anpassung des FE-Netzes aufgrund der großen Verformung erforderlich. (vgl. Abbildung 9)

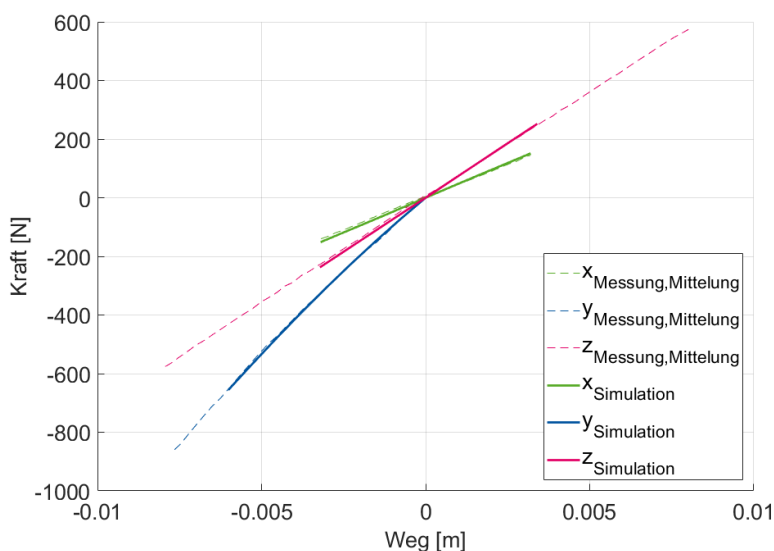


Abbildung 9: Vergleich gemessener und simulierter quasistatischer Ergebnisse

Der Vergleich von gemessenen und berechneten Übertragungsfrequenzgängen belegt eine gute Übereinstimmung der Eigenfrequenzlage und der Amplitude der Verstärkung

im betrachteten Frequenzbereich bis 1 kHz in allen Richtungen, vgl. Abbildung 10. Die Werte für das FRAC-Kriterium liegen im messtechnisch sinnvoll erfassbaren Frequenzbereich zwischen 70 und 94 %.

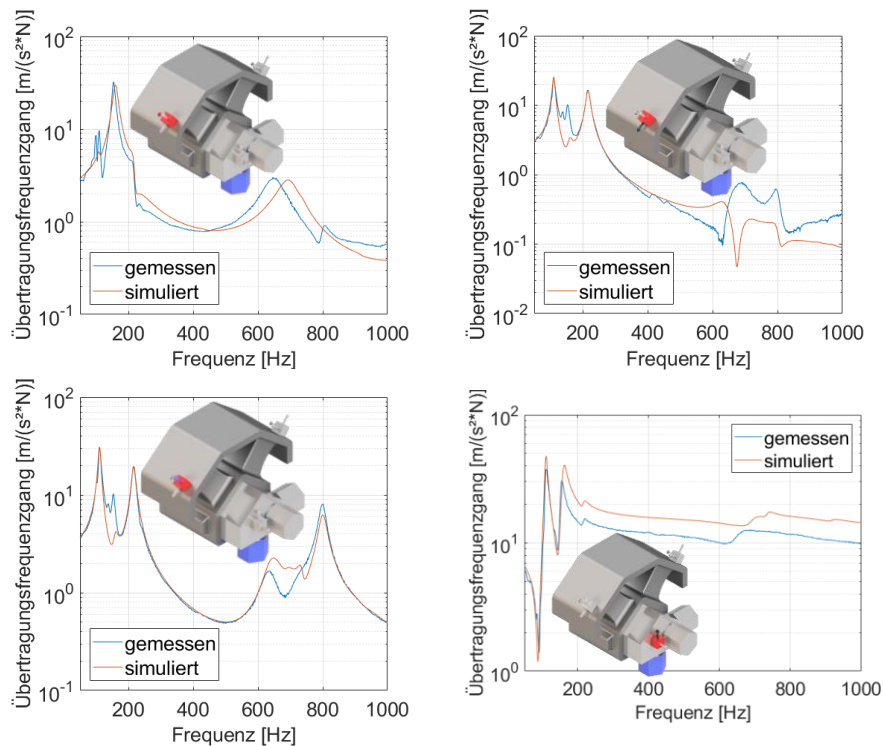


Abbildung 10: Vergleich gemessener und simulierter dynamischer Ergebnisse. Darstellung: blaue: Anregungsposition, rot: Antwortposition

Die Übertragungsfrequenzgänge sind sowohl durch globale als auch durch lokale Resonanzen geprägt. Dabei sind globale Resonanzen gekennzeichnet durch eine relative Bewegung von Aluminium-Motorträger und Metallverstärkung, vgl. Abbildung 6. Lokale Resonanzen sind durch lokale Schwingungsformen der Elastomer-Streben gekennzeichnet, vgl. Abbildung 11.

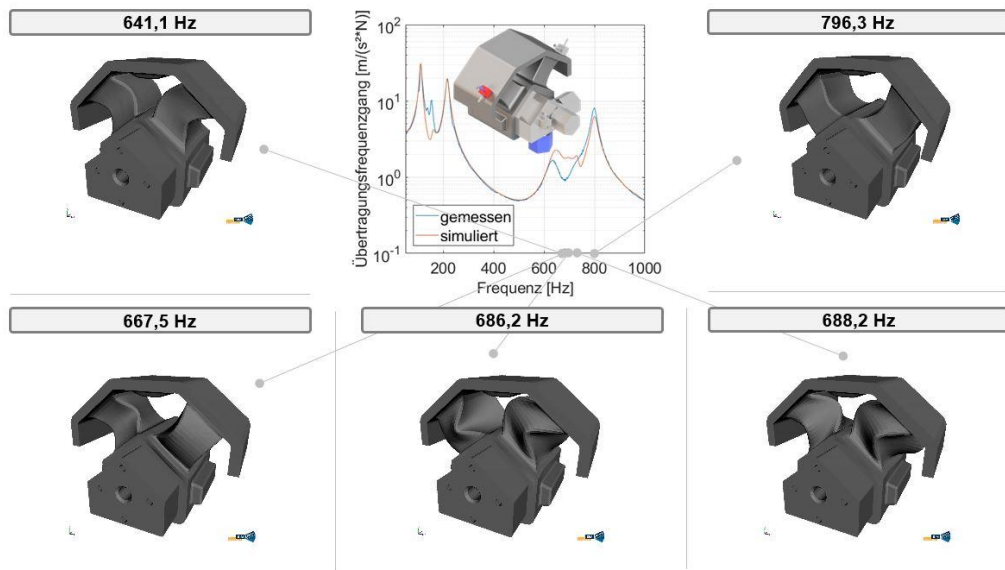


Abbildung 11: Modenformen und ihr Einfluss auf den Übertragungsfrequenzgang

6 Bewertung der Modellierungsmethodik

Zur Beurteilung der Relevanz der Modellierungsmethodik bzw. der recheneffizienten, reduzierten Modellierungsansätze werden diese dem üblichen konzentrierten Ansatz mit linearem Verhalten für die beschriebenen, typischen Phasen einer NVH-Systemsimulation gegenübergestellt.

Der Vergleich für die erste Phase „Aufbringen der Vorlast“ offenbart, dass die gemessene Kraft-Weg-Kennlinie mit einem nichtlinearen Modell nachgebildet werden kann. Das Modell mit linearem Verhalten zeigt hingegen Abweichungen im berechneten Weg, die im betrachteten Beispiel bis zu 1 mm betragen. Die Vernachlässigung der Nichtlinearität führt darüber hinaus zur fehlerbehafteten Identifikation des lokalen Belastungszustands des Lagers. Wesentlich ist zudem der Entfall der aufwendigen, lastfallabhängigen Parametrierung der 6x6 Steifigkeitsmatrix (36 Elemente) für jedes Lager des Antriebsstrangs, da die nichtlineare Beschreibung im gesamten Betriebsbereich gültig ist. Dies ermöglicht eine durchgängige numerische Abbildung des niederfrequenten Lagerverhaltens ohne Modellanpassungen, vgl. Abbildung 12 links.

Der Vergleich für die zweite Phase „Hochlauf unter konstanter Vorlast“ in einer Einbausituation mit aktiv- und passivseitigen Anschlussmassen offenbart, dass beide Modellansätze den unteren Frequenzbereich äquivalent abbilden, sich für das höherfrequente Übertragungsverhalten jedoch Abweichungen von bis 24 dB für das betrachtete Lager ergeben. Durch die Verwendung des aus dem detaillierten FE-Modell abgeleiteten verteilten, flexiblen linear-elastischen Modells wird sowohl die Unter- als auch die Überschätzung der Verstärkung infolge lokaler Effekte vermieden, die im betrachteten Beispiel im Frequenzbereich zwischen 500 und 1000 Hz ausgeprägt auftritt. Der durch das lokale strukturdynamische Verhalten des betrachteten Elastomerlagers beeinflusste Frequenzbereich liegt damit im Bereich der höchsten Sensitivität des menschlichen Gehörs zwischen 500 und 4000 Hz, Abbildung 12 rechts.

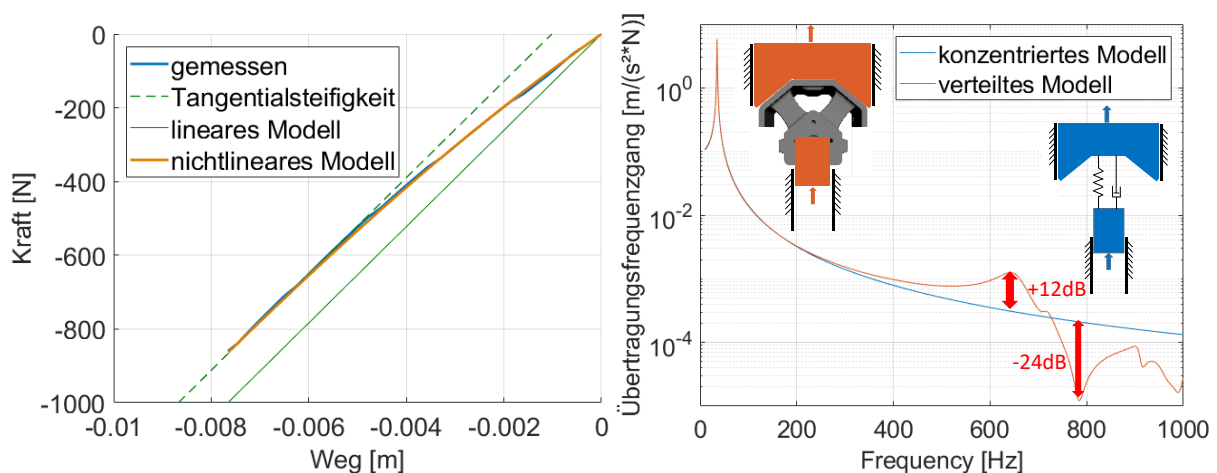


Abbildung 12: Vergleich der Modellierungsmethodik

Links: Phase 1 „Aufbringen der Vorlast“

Rechts: Phase 2 „Hochlauf unter konstanter Vorlast“

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieses Beitrags wird eine neuartige Modellierungsmethodik vorgestellt, welche eine recheneffiziente multiaxiale Abbildung von Elastomerlagern für die beiden typischen Phasen einer NVH-Systemsimulationen von Antriebssträngen, der quasistatischen Aufprägung einer Vorlast gefolgt von der Aufprägung kleiner, dieser Vorlast überlagerter, drehzahlproportionaler Anregungen, ermöglicht. Das notwendige Vorgehen zur Parametrierung erfordert quasistatische und dynamische Messungen am zu modellierenden Elastomerlager. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation belegt eine gute Übereinstimmung im quasistatischen und dynamischen Verhalten im betrachteten Frequenzbereich bis 1 kHz in den Haupt- und Nebenrichtungen (Frequency response assurance criterion (FRAC) zwischen 70 und 94 %). Durch die Abstimmung eines konzentrierten Modellansatzes mit nichtlinearem Verhalten kann die aufwendige, lastfallabhängige Parametrierung der 6x6 Steifigkeitsmatrix für jedes Lager des Antriebsstrangs entfallen. Der Vergleich der entwickelten Modellierungsmethodik mit einem üblichen konzentrierten Ansatz belegt, dass der untere Frequenzbereich des untersuchten Lagers äquivalent abgebildet werden kann. Für das höherfrequente dynamische Verhalten vermeidet die neue Modellierungsmethodik durch Berücksichtigung lokaler Resonanzen die im konzentrierten Modell auftretende Unter- und Überschätzung des Übertragungsverhaltens von bis zu 24dB zwischen 500 und 1000 Hz, die im Bereich der höchsten Sensitivität des menschlichen Gehörs liegen.

In folgenden Arbeiten sollte daher die Analyse der Verbesserung der Vorhersagequalität auf das berechnete Systemverhalten (Körper- und Luftschall) unter Berücksichtigung der entwickelten Modellierungsmethodik im Vordergrund stehen. Dabei gilt es, die vorgestellte Modellbildungsmethodik mit der klassischen Modellbildung zu vergleichen. Darüber hinaus sollten Versuche zur Ermittlung des höherfrequenten Übertragungsverhaltens unter Vorlast durchgeführt werden.

8 Danksagung

Die Autoren danken der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. für die inhaltliche Unterstützung des Forschungsvorhabens FVA 682 II. Außerdem gilt der Dank der Autoren der AiF Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. für die finanzielle Unterstützung.

Das IGF-Vorhaben 18764 N „Erweiterung der Simulationsmöglichkeiten für maschinenakustische Untersuchungen an E-Motive-Antrieben im Kontext zur Fahrzeugstruktur“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestags gefördert.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

9 Literaturverzeichnis

- [ALL03] Allemang, R. J.: The modal assurance criterion - Twenty years of use and abuse. In: *SOUND AND VIBRATION* 37 (8), S. 14–23, 2003.
- [AUS97] Austrell, P.-E.: Modeling of elasticity and damping for filled elastomers, Ph.D.-Thesis, Lund University, Division of Structural Mechanics, 1997.
- [BS11] Braess, H.-H.; Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 6., aktualisierte und erweiterte Auflage. Wiesbaden, Germany: Vieweg+Teubner (ATZ/MTZ-Fachbuch), 2011.
- [BUR17] Burke, A.: Game Changer: Including More Physical Effects in CAE Simulation Improves NVH Prediction Capability. Altair, 2017.
- [DJM18+] Drichel, P.; Jacobs, G.; Müller-Giebeler, M.; Jaeger, M.; Berroth, J. K.; et al.: Drivetrain Simulation for the Assessment of the NVH-Behavior of Electric Vehicles, 4th Wind & Drivetrain Conference 2018, Hamburg, Germany, 2018.
- [DWS14+] Drichel, P.; Wegerhoff, M.; Schelenz, R.; Jacobs, G.: Modeling an electric vehicle powertrain and analysis of vibration characteristics. Torsional Vibration Symposium 2014, Salzburg, Austria, 2014.
- [FSG13+] Findeisen, B.; Schwalbe, M.; Gunther, N.; Stiegler, L.: NVH Optimization of Driveline with Mathematical Optimization Methods. In: Symposium on International Automotive Technology, 2013.
- [GK93] Göhlich D., Köder B.: Berechnung der Körperschallübertragung bei Elastomerlagern, VDI-Jahrbuch Fahrzeug- und Verkehrstechnik, 1993.
- [LE99] Liu, W.; Ewins, D. J.: The Importance Assessment of RDOF in FRF Coupling Analysis. Seventeenth International Modal Analysis Conference. Bethel, 1999.

- [MDJ17+] Müller-Giebeler, M.; Drichel, P.; Jaeger, M.; et al.: Comprehensive model for the assessment of the NVH-behavior of electric vehicles, Aachen Acoustics Colloquium/Aachener Akustik Kolloquium (AAC 2017), Aachen, Germany, 2017.
- [OLS07] Olsson, Anders K.: Finite element procedures in modelling the dynamic properties of rubber. Lund: Department of Construction Sciences, Structural Mechanics, Lund University (Report TVSM, 1021), 2007
- [PBA13] Puel, G.; Bourgeteau, B.; Aubry, D.: Parameter identification of nonlinear time-dependent rubber bushings models towards their integration in multibody simulations of a vehicle chassis. *Mechanical Systems and Signal Processing* 36 (2), DOI: 10.1016/j.ymssp.2012.10.0212013, 2013.
- [RET12] Retka, J.: Vibroakustisches Verhalten von viskoelastischen Strukturen unter finiter Vordeformation. Neubiberg, Neubiberg: Univ. der Bundeswehr, 2012.
- [RF82] Richardson, Mark H.; Formenti, D.: Parameter Estimation from Frequency response measurements using rational fraction polynomials. 1st IMAC Conference. Orlando, Florida. Online verfügbar unter <http://citeeex.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.458.3592&rep=rep1&type=pdf>, zuletzt geprüft am 05.03.2108, 1982
- [SDG+18] Stopper, D.; Doll, S.; Guist, C.; Konrad, H.; Nell, M.; Rückert, J.: Methoden- und Virtualisierungsoffensive in der Antriebsentwicklung der BMW Group. In: Johannes Liebl und Christian Beidl (Hg.): *Simulation und Test 2017*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.
- [STE11] Stenti, Andrea. KU Leuven, Leuven: A non-deterministic modeling and predictive methodology for the nvh behavior of rubber joints, 2011
- [SDR10] Sedlaczek, Kai; Dronka, Sven; Rauh, Jochen: Advanced modular modelling of rubber bushings for vehicle simulations. In: *Vehicle System Dynamics* 49 (5), S. 741–759. DOI: 10.1080/004231110037398062010.

- [SH04] Svensson, M.; Hakansson, M. Masterarbeit. Lund University, Lund. Division of structural Mechanics: HYDROBUSHING MODEL FOR MULTI-BODY SIMULATIONS. Online verfügbar unter <http://www.byggmek.lth.se/fileadmin/byggnadsmekanik/publications/tvsm5000/web5124.pdf>, zuletzt geprüft am 08.01.2018, 2004
- [TSC15] Tschöke, H.: Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Basiswissen. Aufl. 2014. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH (ATZ/MTZ-Fachbuch), 2015.
- [WEG17] Wegerhoff, M.: Methodik zur numerischen NVH Analyse eines elektrifizierten PKW Antriebsstrangs, Dissertation, Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung, RWTH Aachen, 2017.
- [WGE11] Wellmann, T.; Govindswamy, K.; Eisele, G. (2011): Driveline Boom Interior Noise Prediction Based on Multi Body Simulation. In: SAE 2011 Noise and Vibration Conference and Exhibition, May 16th, 2011-
- [WOL14] Wollscheid, Daniel: Predeformation and frequency dependence of filler-reinforced rubber under vibration. Experiments - Modelling - Finite Element Implementation. Neubiberg: Universitätsbibliothek der Universität der Bundeswehr München, 2014
- [YEO90] Yeoh, O. H.: Characterization of Elastic Properties of Carbon-Black-Filled Rubber Vulcanizates. In: *Rubber Chemistry and Technology* 63 (5), S. 792–805. DOI: 10.5254/1.35382891990.