

Einfluss von Dichtungen auf das vibroakustische Verhalten von verschraubten Strukturen in Experiment und Simulation

P. Langer¹, J. Schmid¹, C. Guist² und S. Marburg¹

¹ Lehrstuhl für Akustik mobiler Systeme, TU München, Boltzmann Str. 15, 85748 Garching, München, Germany

² BMW Group, Knorrstraße 147, 80788 München

Einleitung

Die strukturdynamische Betrachtung von verschraubten Baugruppen ist aufgrund deren hochgradig nichtlinearen Verhaltens eine besondere Herausforderung. Bei dem Einbau von Dichtungsmaterial existiert eine weitere, nichtlineare Komponente innerhalb der Fügeflächen. Zum Einsatz kommen Dichtungen sehr häufig in Rohrleitungssystemen, wo sie in Bezug auf Dichtheit und Versagen die kritischste Komponente darstellen. Nur ein wichtiger Aspekt, weshalb in der folgenden Arbeit der Einfluss von Dichtungen auf das dynamische Gesamtverhalten von verschraubten Komponenten untersucht wird.

Essenziell für die Berechnung der Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen ist dabei die genaue Kenntnis über die Höhe und die Verteilung der Steifigkeit innerhalb der Kontaktfläche zweier Fügepartner. Abbildung 1 zeigt Quellen von Unsicherheiten, die es unter anderem hierfür zu identifizieren und zu quantifizieren gilt. Im Pfad *Baugruppe* steht die Modellierung eines Zwischenmediums mit deren Unsicherheiten im Fokus dieser Arbeit. Ziel ist ein schlankes lineares Finite-Element(FE)-Modell, um Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen ebenso für sehr große FE-Modelle effizient berechnen zu können.

Variierende Verschraubungsszenarien, siehe Abbildung 1, können zum einen mit dem Verhältnis der Schraubenzahl pro Fügeflächendimension beschreiben werden, zum anderen mit der Lage der *Verschraubung+Dichtung* zur Ausprägung der zu betrachtenden Eigenschwingungsformen.

So werden in der Arbeit zwei Fälle unterschieden:

- Die Fügestelle befindet sich außerhalb der zu erwartenden Eigenschwingungsformen (Bereich kleiner Verzerrung)
- Die Fügestelle befindet sich innerhalb der schwingenden Komponente der Struktur (Bereich hoher Verzerrung)

Daher werden ein verschraubter Doppelbalken und ein Balken mit Endmasse untersucht, auf die im folgenden Kapitel näher eingegangen wird.

Prüfkörper

Abbildung 2 stellt die untersuchten Baugruppen in dieser Arbeit vor, den Balken mit Endmasse (2.a) und den verschraubten Doppelbalken (2.b). In beiden Verschraubungssituationen wird eine Silikondichtung aus Vinyl-

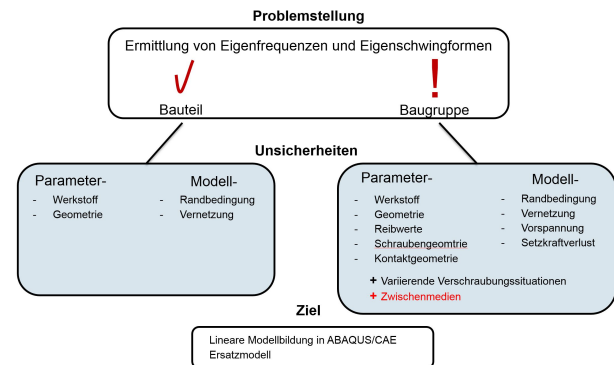


Abbildung 1: Von der Problemstellung zu einem linearen, schlanken Finite-Element-Modell.

Tabelle 1: Ermittelte Materialdaten nach [1]: Dichte ρ ; Elastizitätsmodul E ; Querkontraktionszahl ν .

	Balken mit Endmasse	Doppelbalken
Werkstoff	Stahl - C45	Stahl - C45
ρ [kgm ⁻³]	7700	7850
E [GPa]	203	210
ν [-]	0.28	0.26

Methyl-Polysiloxan als Zwischenmedium verwendet. Es werden mit $t_1 = 1$ mm und $t_2 = 2$ mm zwei Dicken der Silikondichtung betrachtet. Das Schraubenanzugsmoment beträgt bei beiden Prüfkörpern 30 N m. Die Messung der Material- und Geometrieparameter wurde mit einem Messverfahren, wie in Langer *et al.* [1] beschrieben, durchgeführt. Tabelle 1 zeigt die Nennwerte der Messungen für den Doppelbalken und den Balken mit Endmasse. Die Materialeigenschaften der Elastomerdichtung *Vinyl-Methyl-Polysiloxan* wurden aus Sahling [2] übernommen. Die Nennmaße der untersuchten Dichtungen sind identisch zu denen der Stirnfläche des Flansches bei Doppelbalken und Endmasse.

Modellbeschreibung

Abbildung 3 zeigt den allgemeinen Modellierungsansatz der verwendeten, dreidimensionalen FE-Modelle. Die Einzelbauteile wurden mit Hilfe der Hinweise aus Langer *et al.* [4] vernetzt. Aufgrund einer gewählten Querkontraktionszahl $\nu = 0.49$ nach [7] und des daraus resultierenden nahezu inkompressiblen Verhaltens des Dichtungsmaterials wurden für die Vernetzung der Dichtung C3D10MH Elemente mit einer Hybrid-Formulierung verwendet [3]. Um die Spannungsverteilung aufgrund der

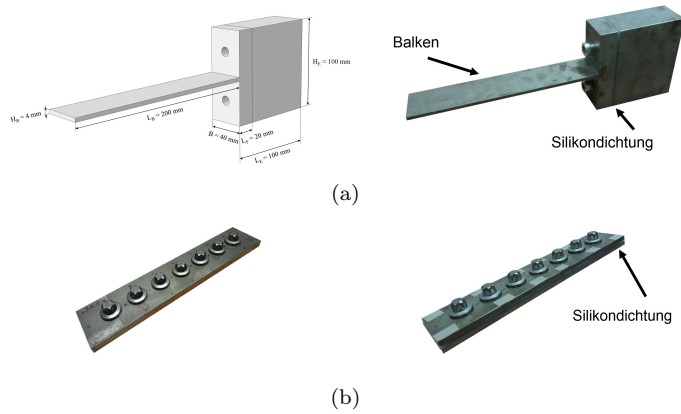


Abbildung 2: (a) Prüfkörper – Stahl – Balken mit Endmasse verschraubt; Nennmaße Balken: $L \times B \times H = 0.2 \text{ m} \times 0.04 \text{ m} \times 0.004 \text{ m}$; $L_E = 0.1 \text{ m}$, $B_E = 0.04 \text{ m}$, $H_E = 0.1 \text{ m}$; Schraubenanzugsmoment 30 Nm; Silikondichtung: Vinyl-Methyl-Polysiloxan; Dickennennmaß Silikondichtung: $t_1 = 1 \text{ mm}$, $t_2 = 2 \text{ mm}$. (b) Prüfkörper – Stahl – Doppelbalken verschraubt; Nennmaße Balken: $L \times B \times H = 0.2 \text{ m} \times 0.04 \text{ m} \times 0.004 \text{ m}$; Stahlschrauben vom Typ M10 x 16 – 10.9; Schraubenanzugsmoment 30 Nm; Silikondichtung: Vinyl-Methyl-Polysiloxan; Dickennennmaß Silikondichtung: $t_1 = 1 \text{ mm}$, $t_2 = 2 \text{ mm}$.

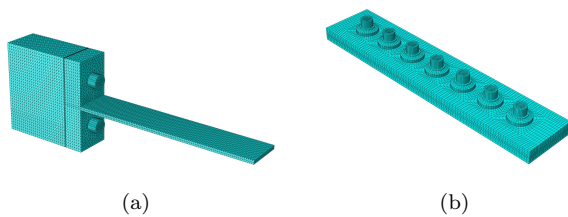


Abbildung 3: FE-Modelle; (a) Balken mit Endmasse; Elementtyp: quadratische Tetraederelemente C3D10; Elementkantenlänge Balken: 2 mm; Elementkantenlänge Endmasse: 3 mm; (b) Doppelbalken; Elementtyp: quadratische Hexaederelemente C3D20; Elementkantenlänge: 1 mm.

eingebrachten Schraubenvorspannkraft im Bereich der Dichtung ausreichend aufzulösen, wird die Dichtung mit einer Elementkantenlänge von 1 mm vernetzt. Die Schrauben sind als 3d FE-Modell ohne Gewinde modelliert.

Zwischenmedium

In der Untersuchung von Nash *et al.* [6] wurde das Materialverhalten der verwendeten Silikon-Kautschuk-Dichtung experimentell bestimmt und mittels dem Modell von Yeoh [5] durch ein hyperelastisches Materialmodell sehr gut abgebildet, siehe Abbildung 4. Das Modell von Yeoh ist in der Lage, das nichtlineare Materialverhalten von Elastomeren bis zu großen Dehnungen sehr gut zu approximieren. Mit den extrahierten Koeffizienten nach Yeoh lässt sich ebenso in ABAQUS ein **hyperelastisches Material** erstellen, welches für eine Variante zur Abbildung des Zwischenmediums im FE-Modell genutzt wurde. Die zweite Variante resultiert aus der Linearisierung des nichtlinearen Materialverhaltens aus Abbildung 4 zu einem **linear-elastischen Dichtungsmodell**

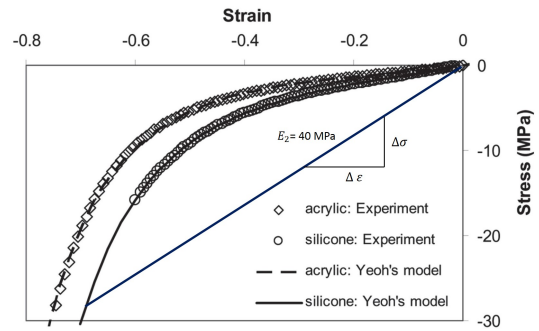


Abbildung 3.6. Spannungs-Dehnungs-Vorlauf von Silikon nach Nash [29]

Abbildung 4: Spannungs-Dehnungs-Vorlauf von Silikon nach Nash *et al.* [6].

mit einem Elastizitätsmodul E_2 von 40 MPa.

Kontaktmodellierung

Im Folgenden werden die drei wesentlichen Schritte zur Modellierung der Kontaktzone beschrieben. Abbildung 5 zeigt die Kontaktmodellierung anhand des FE-Modelles des Balkens mit Endmasse, die im Fall des Doppelbalkens identisch ist. Die Verbindung zwischen *Schraubenkopfauftragfläche/Oberfläche Fügepartner* ist mittels tie-constraints verklebt. Ein Kontaktmodell ist jeweils zwischen den Dichtungsflächen und der Flächen der Fügepartner definiert. Der Normalkontakt wird mit einer Hard-Contact-Formulierung approximiert, das Tangentialkontaktverhalten mit einem nominalen Reibungskoeffizienten *Stahl/Elastomer* nach King und Richards [8] von $\mu = 0.4$ modelliert. Abbildung 5.c zeigt die Modellierung der Schraubenvorspannkraft. Zunächst wird die Vorspannkraft aus dem Schraubenabzugsmoment analytisch berechnet [9] und mittels einem nichtlinearen statischen Lastfall vor der numerischen Modalanalyse in Richtung der Schraubenachse im FE-Modell eingebracht. Dabei wird virtuell die Länge der Schraube entlang ihrer Symmetrieachse verkürzt, bis die definierte Kraft erreicht ist.

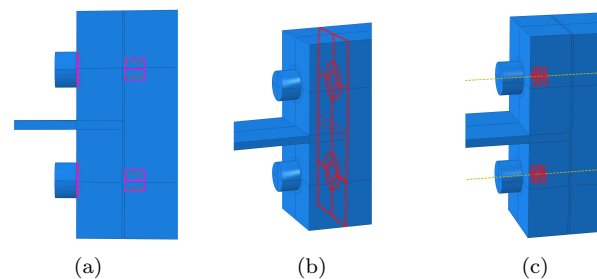


Abbildung 5: (a) Zwischen *Schraubenkopfauftragfläche/Oberfläche Fügepartner* und Schraubenaußen- und Innengewinde verklebt (tie-constraints); (b) Kontaktmodellierung zwischen Dichtungsflächen und Flächen beider Fügepartner; Normalkontaktverhalten: Hard-Contact; Tangentialkontaktverhalten: Reibungskoeffizienten μ *Elastomer/Stahl* nach King und Richards [8] von 0.4. (c) Schraubenvorspannkraft durch nichtlinearen statischen Lastfall.

Experimentelle Modalanalyse

Abbildung 6 zeigt den Messaufbau anhand der Doppelbalkenstruktur (1). Um die ideal frei-freie Randbedingung aus der Simulation bestmöglich abzubilden, sind die Prüfstrukturen an elastischen Bändern aufgehängt (2). Mit dem Impulshammer (3) wird die Baugruppe ange-regt und das Laser-Doppler-Vibrometer misst die Strukturantwort an mehreren zuvor definierten Punkten in Form der resultierenden Oberflächengeschwindigkeit. An den Messpunkten ist eine Reflektorfläche zu erkennen, die den Streueffekt des Lasers durch die raue Oberfläche unterbindet, was zu einem stets hohen Messeingangssignal führt. Anhand der experimentellen Modalanalyse werden im Anschluss Eigenfrequenzen und die dazugehörigen Eigenschwingungsformen ermittelt.

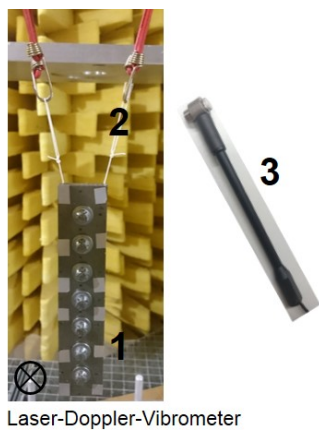


Abbildung 6: Experimentelle Modalanalyse – Messaufbau; 1 Prüfkörper; 2 Aufhängung; 3 Impulshammer.

Ergebnisse

Im Folgenden wird der Einfluss der Dichtungsstärke durch den Vergleich von experimentell ermittelten Eigenfrequenzen mit und ohne Dichtung betrachtet. Im Anschluss werden die Ergebnisse mit den Simulationsmodellen verglichen.

Balken mit Endmasse

Abbildung 7 zeigt die ersten fünf zu betrachtenden Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen. Die dazu arithmetisch gemittelte Abweichung über die ersten fünf Eigenfrequenzen mit der entsprechenden Konfiguration, ohne und mit welcher Dichtungsstärke innerhalb der Fügestelle stellt Tabelle 2 dar.

Tabelle 2: Arithmetisch gemittelte Abweichung ε_m über die ersten fünf experimentell ermittelten Eigenfrequenzen; Basis: Eigenfrequenzen ohne Dichtung; *Konfiguration* innerhalb der Fügestelle.

Konfiguration	ε_m
1 mm/keine Dichtung	< 0.6 %
2 mm/keine Dichtung	< 0.7 %
1 mm/2 mm	< 0.2 %

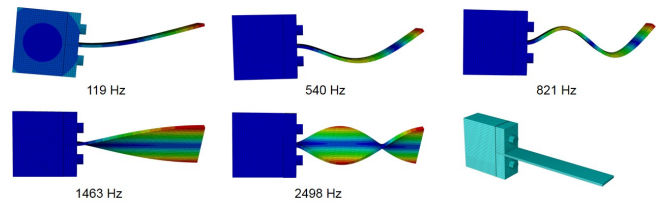


Abbildung 7: Balken mit Endmasse - FE-Modell - Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen.

Deutlich zu erkennen ist, dass die Sensitivität der Dichtung auf die betrachtenden Eigenfrequenzen mit einer maximalen mittleren Abweichung von 0.7 % sehr gering ist. Für den Vergleich *Simulation/Experiment* wird nun der relative Fehler wie folgend berechnet:

$$\varepsilon = \left(\frac{f_{\text{num}}}{f_{\text{exp}}} - 1 \right) \times 100\% \quad (1)$$

wobei f_{num} und f_{exp} die Eigenfrequenzen aus dem numerischen Modell und der experimentellen Modalanalyse darstellen. Tabelle 3 zeigt die Ergebnisse für eine Silikon-dichtung mit $t_1 = 1$ mm. Sowohl mit einem hyperelastischen Dichtungsmodell, als auch mit einem vereinfachten linear-elastischen Materialmodell lassen sich die experimentell ermittelten Eigenfrequenzen mit einer angemessenen Genauigkeit berechnen. Vergleichbare Abweichungen ergeben sich für eine Dichtungsstärke von 2 mm. Die Rechenzeit des FE-Modelles mit hyperelastischem Dichtungsmodell liegt jedoch um den Faktor 32 höher als die des rein linear-elastischen FE-Modelles.

Tabelle 3: Abweichung ε der ersten fünf experimentell ermittelten Eigenfrequenzen zur Simulation; Dichtungsstärke $t_1 = 1$ mm; B: Biegemoden; T: Torsionsmoden.

Modell [%]	1. B	2. B	3. B	1. T	2. T
Yeoh - hyperel.	-0.8	-0.9	-0.7	-2.2	-3.4
linear-elastisch	-0.8	-0.9	-0.6	-2.2	0.8

Doppelbalken

Abbildung 8 zeigt die ersten fünf zu betrachtenden Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen. Die dazu gehörende relative Abweichung mit der entsprechenden Konfiguration, ohne und mit welcher Dichtungsstärke innerhalb der Fügestelle, stellt Tabelle 4 dar. Das eingebrachte Elastomer, obgleich mit einer Stärke von 1 mm oder 2 mm, hat einen erheblichen Einfluss auf die Eigenfrequenzen, welcher mit höher werdender Eigenfrequenz kontinuierlich steigt.

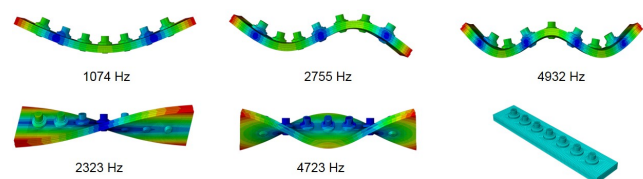


Abbildung 8: Doppelbalken - FE-Modell - Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen.

Tabelle 4: Arithmetisch gemittelte Abweichung ε_m über die ersten fünf experimentell ermittelten Eigenfrequenzen; Basis: Eigenfrequenzen ohne Dichtung; *Konfiguration* innerhalb der Fügestelle; B: Biegemoden; T: Torsionsmoden.

Konfig. [%]	1. B	2. B	3. B	1. T	2. T
1 mm/keine	-12.8	-29.4	-34.2	-41.1	-37.4
2 mm/keine	-9.8	-27.4	-33.4	-41.1	-37.4

Tabelle 5 stellt die relative Abweichung ε nach Gleichung 1 der numerischen Modelle zum Experiment dar. Sowohl das hyperelastische Modell als auch das linear-elastische FE-Modell haben hinsichtlich des realen, dynamischen Verhaltens eine zu hohe Gesamtsteifigkeit. Die relativen Abweichungen sind für die betrachteten Biege- und Torsionsmoden sehr viel höher als beim zuvor behandelten Balken mit Endmasse. Vergleichbare Werte für die Abweichungen ergeben sich bei einer Dichtungsstärke von 2 mm. Die Rechenzeit des FE-Modelles mit hyperelastischem Dichtungsmodell liegt wiederum um den Faktor 56 höher als die des rein linear-elastischen Modelles.

Tabelle 5: Relative Abweichung ε nach Gleichung 1 der ersten fünf experimentell ermittelten Eigenfrequenzen zur Simulation; Dichtungsstärke $t_1 = 1$ mm; B: Biegemoden; T: Torsionsmoden.

Modell [%]	1. B	2. B	3. B	1. T	2. T
Yeoh - hyperel.	18.5	19.7	15.4	8.5	7.6
linear-elastisch	17.3	18.2	14.5	6.1	6.4

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss eines Elastomers innerhalb der Fügefläche verschraubter Komponenten auf deren Eigenfrequenzen untersucht. Für den Vergleich zum Experiment wurde ein linear-elastisches und ein hyperelastisches Materialmodell für das Elastomer in ein 3d FE-Modell implementiert. Um die Abhängigkeit der Lage des Elastomers zu den erwartenden Eigenschwingungsformen näher zu untersuchen, wurden zwei unterschiedliche Einbaulagen der Dichtung betrachtet.

Experimentelle Ergebnisse machen deutlich, dass der Einfluss der Dichtungsstärke (t_1 und t_2) auf die ersten fünf Eigenfrequenzen unabhängig von der Einbaulage zu vernachlässigen ist. Entscheidend für die Sensitivität der Dichtung ist letzteres, die Einbaulage zu den betrachtenden Eigenschwingungsformen. Befindet sich die Fügestelle außerhalb, hat die Elastomerdichtung unabhängig von ihrer Dicke einen vernachlässigbaren Einfluss. Befindet sich die Fügestelle mit Dichtung im Bereich einer schwingenden Komponente der Struktur, wirkt die Dichtung hoch sensitiv. In diesem Fall liefern sowohl das linear-elastische Dichtungsmodell als auch das hyperelastische Dichtungsmodell keine ausreichend genauen Ergebnisse. Die hohen Abweichungen sind auf Modell- und Parameterunsicherheiten zurückzuführen. So werden in dieser Arbeit keine nichtlinearen visko-

elastischen Effekte des Elastomers berücksichtigt, weil das ausschließlich mithilfe der Methode der direkten Frequenzganganalyse möglich ist. Weitere mögliche Unsicherheiten sind die Streuung der Materialdaten aus Tabelle 1, die Berechnung der Schraubenvorspannkraft aus dem Anzugsmoment und der verwendete nominale Reibungskoeffizient. Für eine ausreichende Quantifizierung solcher Unsicherheiten und deren Implementierung in ein virtuelles Modell ist weiterer Forschungsaufwand notwendig.

Literatur

- [1] Langer, P., Seshavand, K., Guist C., Bär J., Peplow A. and Marburg, S.: Matching experimental and three dimensional numerical models for structural vibration problems with uncertainties. *Journal of Sound and Vibration* 417, (2018), 294 – 305.
- [2] Sahling, J.: Datenblatt der Silikondichtung Silikon 60, transparent. Bremen, 2017.
- [3] DESSAULT-SYSTEMS-SIMULA-CORPORATION: Abaqus 6.14 Online Dokumentation, 2014.
- [4] Langer, P., Maeder, M., Guist C., Krause, M. and Marburg, S.: More Than Six Elements Per Wavelength: The Practical Use of Structural Finite Element Models and Their Accuracy in Comparison with Experimental Results. *Journal of Computational Acoustics*, 25(4), 2017, 1750025.
- [5] Yeoh, O. H.: Some Forms of the Strain Energy Function for Rubber. In: *Rubber Chemistry and Technology* 66, (1993), Nr. 5, S. 754–771.
- [6] Nash, D. A., Lu, Y. C., Anderson M. E.: Finite Element modelling of elastomeric sealing components for cylinder-head cover noise and vibration prediction. *International Journal of Vehicle Design* 49, (2009), Nr. 4, S. 287–302.
- [7] MSC.SOFTWARE: Whitepaper – Nonlinear Finite Element Analysis of Elastomers, (2017).
- [8] King, S., Richards, T.: Solving Contact Problems with Abaqus. Dassault-Systemes-Simulia-Corporation, 2013.
- [9] Wittel, H.: *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung. 20. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag/Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011.*