

Untersuchung des Einflusses von Öl auf das Schwingungsverhalten von Ölwanne

Sebastian Koch ¹⁾, Fabian Duvigneau ²⁾, Prof. Dr.-Ing. Ulrich Gabbert ³⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke ⁴⁾

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany, sebastian.koch@ovgu.de, 0391-67 52409

²⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany, fabian.duvigneau@st.ovgu.de, 0391-67 52754

³⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany, ulrich.gabbert@ovgu.de, 0391-67 58609

⁴⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany, elmar.woschke@ovgu.de, 0391-67-51329

Zusammenfassung

Neben der Effizienzsteigerung liegt im Bereich der Motorenentwicklung ein besonderer Schwerpunkt auf der Minimierung der Schallemission. Auf Grund ihrer großen Oberfläche ist die Ölwanne einer der dominanten akustischen Strahler eines herkömmlichen Verbrennungsmotors und damit anhaltender Gegenstand von Optimierungen. Diese haben das Ziel, den Komfort hinsichtlich der akustischen Wahrnehmung der Insassen und Passanten zu verbessern. Für die Entwicklung und Optimierung von Kraftfahrzeugen und deren Komponenten kommen vorwiegend numerische Verfahren zum Einsatz, um das Schwingungsverhalten der Struktur und die Schallausbreitung in der umgebenden Luft zu beschreiben. Parallel dazu werden im Entwicklungsprozess experimentelle Methoden eingesetzt, sobald erste Prototypen verfügbar sind, um die verwendeten virtuellen Modelle zu validieren und zusätzliche Informationen zu gewinnen.

Im Rahmen dieses Beitrags wird zunächst das Schwingungsverhalten einer Ölwanne mit Hilfe der Finiten Elemente Methode (FEM) [1] abgebildet. Es wird davon ausgegangen, dass die umgebende Luft keinen Einfluss auf das Schwingungsverhalten der metallischen Festkörperstruktur hat. Eine Transformation der Untersuchungen in den Modalraum ist zum einen rechenzeiteffizient und bietet zum anderen auf Grund der guten Vergleichbarkeit der Eigenfrequenzen und Eigenvektoren die Möglichkeit der Validierung mit gemessenen Daten. Zur Modellierung der Flüssigkeit werden konzentrierte Masselemente verwendet, welche den Massenzuwachs abbilden sollen. Diese vernachlässigen versteifende Einflüsse der Flüssigkeit bzw. einen Einfluss der Fluidodynamik.

In einem weiteren Schritt wird das Schwingungsverhalten der Ölwanne mit Hilfe eines 3D-Laser-Scanning-Vibrometers experimentell bzgl. der Eigenformen und Eigenfrequenzen untersucht. Nach einem inertialen Abgleich der Struktureigenschaften, liegt der Fokus dieser Arbeit auf der Bestimmung der Auswirkung der Fluidfüllung auf die dynamischen Eigenschaften, wodurch die numerische Simulation und die dort getroffenen Annahmen validiert werden.

Schlüsselwörter: Schwingungsanalyse, Ölwanne, Fluidfüllung, Laservibrometer

1. Einleitung

Automobilhersteller legen den Fokus bei der Entwicklung moderner Kraftfahrzeuge zunehmend auch auf die vom Fahrzeug emittierten Geräusche, sowie auf deren Wahrnehmung durch die Insassen und die Umgebung [2]. Dies liegt zum einen an dem daraus resultierenden Komfortempfinden und der damit verbundenen Kaufentscheidung, welche neben anderen Aspekten maßgeblich durch die wahrgenommene Akustik beeinflusst wird [3]. Aber auch die in den kommenden Jahren verschärften Normen und gesetzlichen Richtlinien [4] tragen dazu bei, dass die Akustik zunehmend an Bedeutung gewinnt.

Für die akustische Optimierung von Fahrzeugen bzw. deren Komponenten auf Basis virtueller Modelle ist es besonders wichtig, numerische Methoden zu entwickeln, die in der Lage sind, alle für das akustische Verhalten relevanten Einflussfaktoren mit ausreichender Genauigkeit zu berücksichtigen. Im vorliegenden Beitrag wird eine der dominantesten Schallquellen eines verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeuges untersucht, der Verbrennungsmotor an sich. Die numerischen Verfahren gewinnen in ingenieurtechnischen Entwicklungen an Bedeutung, weil verschiedene Designkonfigurationen und Realisierungsalternativen bereits in einem frühen Entwicklungsstadium hinsichtlich der gewünschten Eigenschaften untersucht und verglichen werden können. Beispielhaft seien hier die Arbeiten von Liefold und Duvigneau et al. [5, 6] erwähnt, bei denen das vom Motorblock abgegebene Geräusch simuliert wird. Weitere Beiträge für die Simulation aktiver Maßnahmen für die Schallreduktion werden in [7, 8] und [9] präsentiert. Dabei wird wie in [10, 11] die direkte Wirkung auf den

Menschen in die Untersuchungen mit einbezogen. Dadurch kann die Schallabstrahlung eines Motors bereits auf virtuellem Wege den Kundenwünschen entsprechend gestaltet werden [5].

Wie bereits erwähnt, ist die Ölwanne auf Grund ihrer großen Oberfläche einer der auffälligsten Schallabstrahler des Verbrennungsmotors [12] und somit anhaltender Gegenstand der Forschung. Einige Möglichkeiten der aktiven Schallreduktion, mit Hilfe von Piezokeramiken, werden in [13-16] beschrieben. Eine weitere Möglichkeit, die Schallabstrahlung zu verringern, ist die Struktur durch Sicken und Rippen gewichtssparend zu versteifen und somit das akustische Verhalten zu verbessern [17, 18].

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss von Öl auf die Schallabstrahlung einer Ölwanne untersucht, da in [18] und [19] geschlussfolgert wird, dass die Berücksichtigung des Motoröls im Simulationsmodell des Verbrennungsmotors zu einer signifikanten Verbesserung der Übereinstimmung zwischen numerischen und experimentellen Ergebnissen des Motors im laufenden Betrieb führen würde. Zur Überprüfung dieser These werden die Untersuchungen in diesem Beitrag an einer Ölwanne unter Laborbedingungen durchgeführt. Zunächst wird mit Hilfe der Finiten Elemente Methode das Schwingungsverhalten des Ölwannebodens berechnet.

Für die experimentellen Untersuchungen wird ein 3D-Laservibrometer eingesetzt. Diese optische Messmethode beruht auf dem Doppler-Effekt [20] und ermöglicht eine kontaktlose Messung des Schwingungsverhaltens. Für den Vergleich der Eigenformen kommt das „Modal Assurance Criterion“ (MAC)- zum Einsatz, mit dem die Korrelation von Schwingungsformen bestimmt werden kann [21].

Nach dem Abgleich des numerischen Modells mit den experimentellen Ergebnissen, liegt der Fokus der Arbeit auf der Bestimmung der Auswirkungen der Fluidfüllung auf die Eigenformen und -frequenzen der Ölwanne. Außerdem wird numerisch untersucht, ob sich die Flüssigkeit durch konzentrierte Masselemente sinnvoll abbilden lässt. Auf diese Weise könnte das Öl ohne großen Aufwand bei numerischen Untersuchungen berücksichtigt werden, um so die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation bezüglich der Schallemission eines laufenden Verbrennungsmotors signifikant zu erhöhen.

2. Grundlagen der Untersuchung

2.1 Numerisches Modell

Nachfolgend wird die Ölwanne eines Zweizylinder Dieselmotors untersucht. Die Ölwanne ist zweigeteilt und besteht aus Aluminium. Für die numerische Analyse der Ölwanne wird die kommerzielle FE-Software „ABAQUS“ verwendet. Bild 1 zeigt links die Ölwanne und rechts das zugehörige FE-Modell, das aus ca. einer Million Tetraederelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen aufgebaut ist. Der Deckel der Ölwanne wird über Zwangsbedingungen flächig mit dem oberen Gehäuseteil gekoppelt. Die Verbindungsschrauben werden im Simulationsmodell nicht berücksichtigt. Die Ölwanne wird analog zum Versuchsaufbau frei-frei gelagert. Es werden die Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen des Systems berechnet. Diese lassen sich im Folgenden sehr gut mit den Eigenfrequenzen der experimentellen Untersuchung vergleichen.

Für die Berechnung der Eigenfrequenzen und zugehörigen Eigenschwingungsformen bedarf die numerische Untersuchung keinerlei Anregung. Es werden ausschließlich die mathematischen Eigenwerte und Eigenvektoren der Struktur bestimmt.

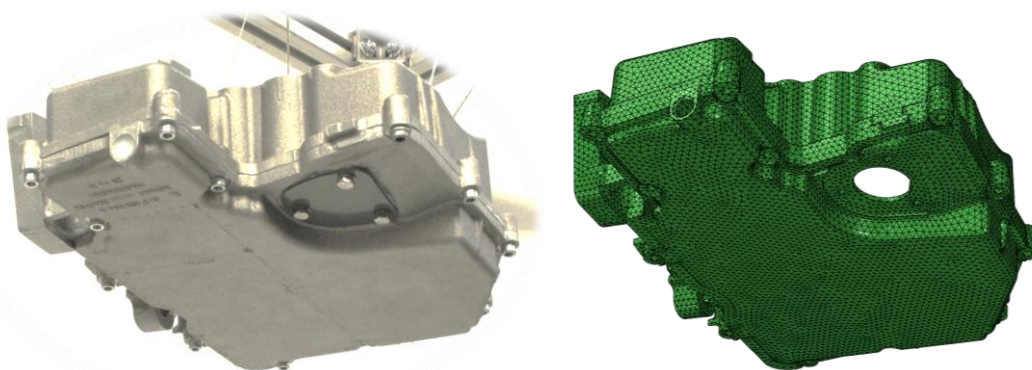


Bild 1: links: untersuchte Ölwanne; rechts: numerisches Modell der Ölwanne

2.2 Versuchsaufbau

Der experimentelle Aufbau ist in Bild 2 dargestellt. Es wird ausschließlich der Boden der Ölwanne untersucht, weil dort die größten Schwingungsamplituden zu erwarten sind und sich der Einfluss durch unterschiedliche Füllstände deutlich bemerkbar machen wird. Für die Messungen wird ein 3D-Scanning-Laservibrometer der Firma Polytec (PSV-400-3D) verwendet. Durch die Nutzung von drei Laserköpfen ist es möglich, die „Out of Plane“-Komponente der Schwingung zu messen, ohne ein Vibrometer direkt unter der Ölwanne positionieren zu müssen. Dieser effiziente experimentelle Aufbau minimiert die Fehlerquellen und das Risiko, das Messgerät z.B. durch Öltropfen zu beschädigen.

Wie in Bild 2 dargestellt, wird das Messobjekt an Flachsfaserfäden aufgehängt, wodurch eine frei-freie Lagerung realisiert wird. Dadurch werden Randbedingungen vermieden, die das Schwingungsverhalten des Systems stark beeinflussen und in der Simulation schwer zu berücksichtigen sind. Der Boden der Ölwanne wird, wie im realen Anwendungsfall, horizontal ausgerichtet.

Die Ölwanne wird, wie Bild 3 zeigt, mit Hilfe eines Impulshammers (Force Transducer Type 2800, Brüel & Kjær) angeregt, der auf einen Shaker (Mini Shaker Type 4810, Brüel & Kjær) montiert ist. Dadurch ist eine reproduzierbare, breitbandige Anregung möglich, ohne dass zusätzliche Randbedingungen berücksichtigt werden müssen. Das Anregungssignal wird mit Hilfe eines Kraftsensors im Hammerkopf aufgezeichnet und anschließend zur Bestimmung des Frequenzgangs der Ölwanne verwendet. Um eine zusätzliche, ungewollte und unbekannte Anregung der Ölwanne über sekundäre Körperschallpfade zu vermeiden, werden Ölwanne und Shaker an verschiedenen Rahmen angebracht.

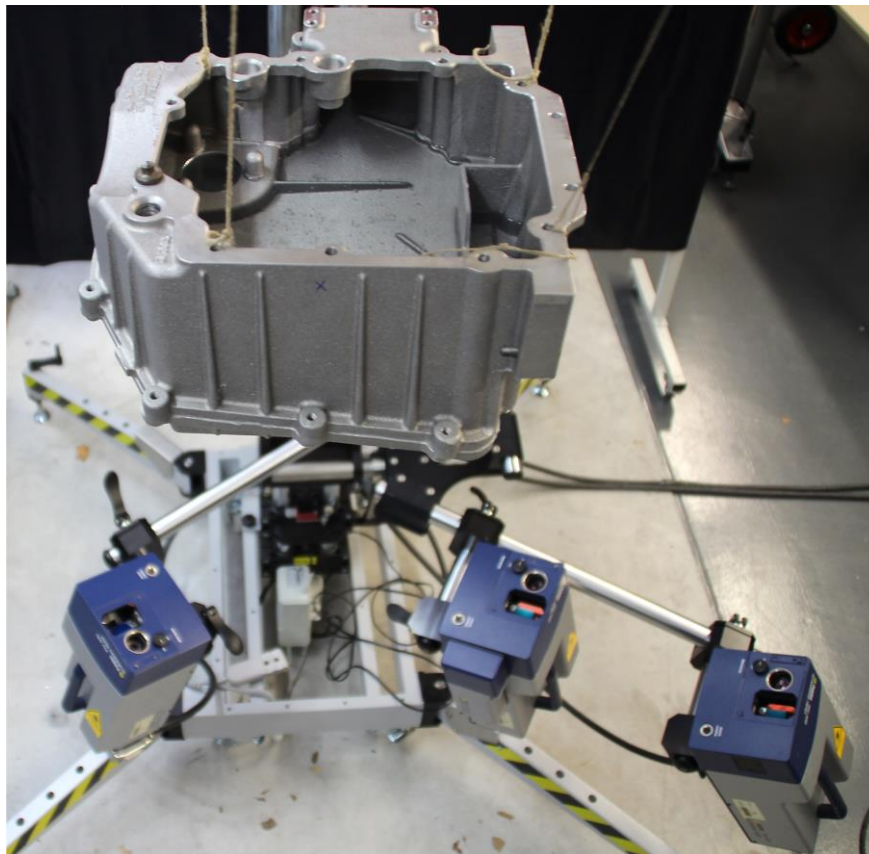


Bild 2: Die drei Messköpfe des Laservibrometers zeigen auf die an Naturfaserfäden aufgehängte Ölwanne

Alternativ könnte die Ölwanne mit einem elektrodynamischen Shaker und einer Gewindestange als Kopplung angeregt werden. Das hat den Vorteil, dass weitere Anregungen, wie zum Beispiel weißes Rauschen, verwendet werden können. Allerdings werden bei dieser Variante die Randbedingungen verändert. Ein weiterer Nachteil besteht darin, dass die Kraft, welche in das System eingeleitet wird, nicht bekannt ist. Es ist dann nur bekannt, mit welcher elektrischen Spannung der Shaker angesteuert wird.

Als Anregungssignal für den Shaker mit Impulshammerkopf wird ein Halbsinus mit einer Frequenz von 51,2Hz verwendet. Die Impulsdauer beträgt 5ms. Damit können Frequenzen bis zu 2kHz angeregt werden. Es wird ein Tiefpass mit einer Eckfrequenz von 2 kHz eingesetzt. Der Anregungspunkt, der in Bild 2 mit einem Kreuz gekennzeichnet ist, ist in allen Experimenten identisch. Außerdem wird bei allen Messungen das gleiche Messgitter mit 643 Messpunkten, verwendet. Um Rauscheffekte zu verringern, werden für jeden Messpunkt drei

Messungen vorgenommen und anschließend gemittelt. Es wird eine Abtastfrequenz von 5120 Hz, 3200 FFT-Linien und eine Rechteck-Fensterfunktion verwendet. Für den Shaker wird ein Verstärker von Brüel & Kjær (Type 2706) eingesetzt. Das Signal vom Kraftsensor wird ebenfalls über einen Verstärker (Brüel & Kjær, Type 2635) zur Auswerteeinheit geführt.

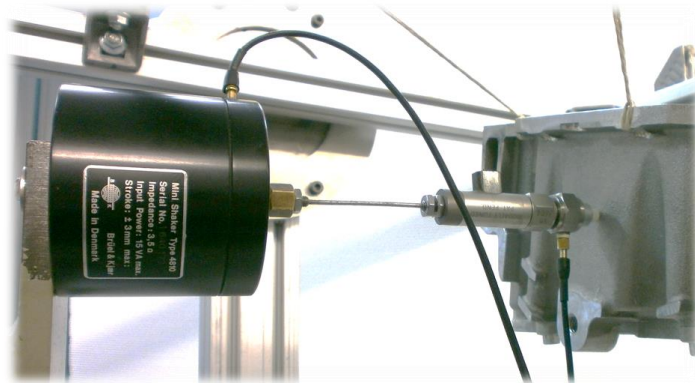


Bild 3: Shaker mit Impulshammerkopf, zur Anregung ohne Veränderung der Lagerungsbedingung

Als Fluid wird, innerhalb der hier vorgestellten Untersuchungen, Wasser genutzt. Es hat bei Raumtemperatur eine dynamische Viskosität von 1 mPa s und damit eine deutlich geringere Viskosität als Motoröl, welches bei gleicher Temperatur eine Viskosität von ca. 100 mPa s aufweist. Allerdings ist die Viskosität von Motoröl unter Betriebstemperaturen (ca. 3 mPa s) deutlich besser durch Wasser abzubilden als durch das Öl selbst bei Zimmertemperatur. Ein weiterer Grund der gegen Motoröl spricht, ist die Allgemeingültigkeit der Ergebnisse, die bei Verwendung eines speziellen Öls, das für einen bestimmten Anwendungsfall optimiert ist, nicht gegeben wäre. Auf Grund von Aufwand, Sauberkeit und Reproduzierbarkeit wird in dieser Arbeit darauf verzichtet, erhitztes Motoröl zu verwenden.

3. Untersuchung des Schwingungsverhaltens mit Hilfe numerischer und experimenteller Verfahren

3.1 Validierung des numerischen Modells

Zur Validierung der numerischen Modellierung wird zunächst die ungefüllte Ölwanne untersucht. Zur Realisierung gleicher Bedingungen wird die Ölwanne in der Simulation und im Experiment am gleichen Punkt mit einem Impulshammer angeregt. Die eingeleitete Kraft kann gemessen und zur Berechnung der Übertragungsfunktion genutzt werden. Die Schwingungsantwort beider Systeme wird an dem gleichen Punkt der Ölwanne ausgewertet, wodurch ein Vergleich der Eigenfrequenzen und Amplituden möglich ist.

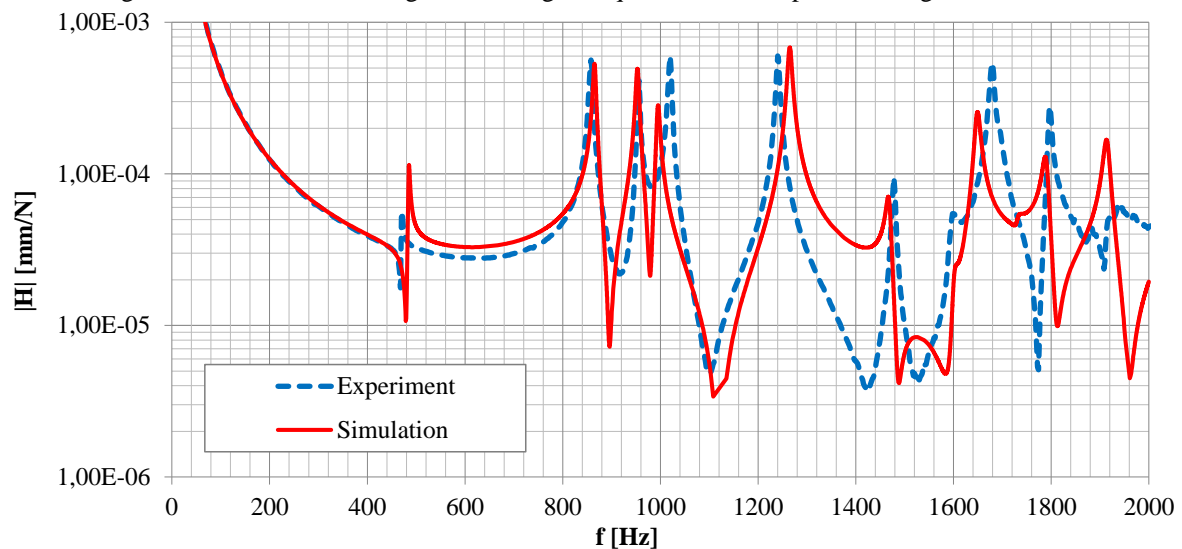


Bild 4: Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Übertragungsfunktionen ohne Füllung

In Bild 4 wird die numerisch ermittelte Übertragungsfunktion mit der experimentellen verglichen. Es ist zu erkennen, dass es eine sehr gute Übereinstimmung bezüglich der Eigenfrequenzen und Amplituden besteht. Folglich kann konstatiert werden, dass das erarbeitete Modell sehr gut geeignet ist, um die Ölwanne ohne Öl zu berechnen.

3.2 Einfluss der Fluidfüllung auf das Schwingungsverhalten der Ölwanne

In Bild 5 ist ein Ausschnitt des Frequenzgangs des Ölwannebodens in Abhängigkeit von der Füllmenge zu sehen. Die Farbe der Linien gibt die Wassermenge in der Ölwanne an. Beispielhaft werden hier zwei Eigenmoden (Mode 1 und Mode 2) mit Fluidmengen von 0 ml bis 2500 ml dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich die Eigenfrequenzen mit zunehmender Wassermenge in tiefere Frequenzbereiche verschieben. Dies ist durch die zusätzlich eingebrachte Masse zu erklären, welche keine nennenswerte zusätzliche Steifigkeit in das System bringt. Es ist auch zu sehen, dass sich zusätzliche Eigenformen aus höheren Frequenzbereichen in den dargestellten Bereich verschieben (siehe Mode 3). Diese sind im rechten Teil des Bildes mit einer Ellipse gekennzeichnet. Im Hinblick auf die Amplituden ist festzustellen, dass sie sich mit zunehmender Füllmenge verringern. Daraus ist ersichtlich, dass die Fluidfüllung eine dämpfende Wirkung auf die Struktur hat. Während die Amplitude des am linken oberen Rand von Bild 5 dargestellte Modes (Mode 1) schon bei 1000 ml Wasser stark gedämpft wird und anschließend weitestgehend konstant bleibt, nimmt die Amplitude des Modes am rechten Rand (Mode 2) schrittweise immer weiter ab.

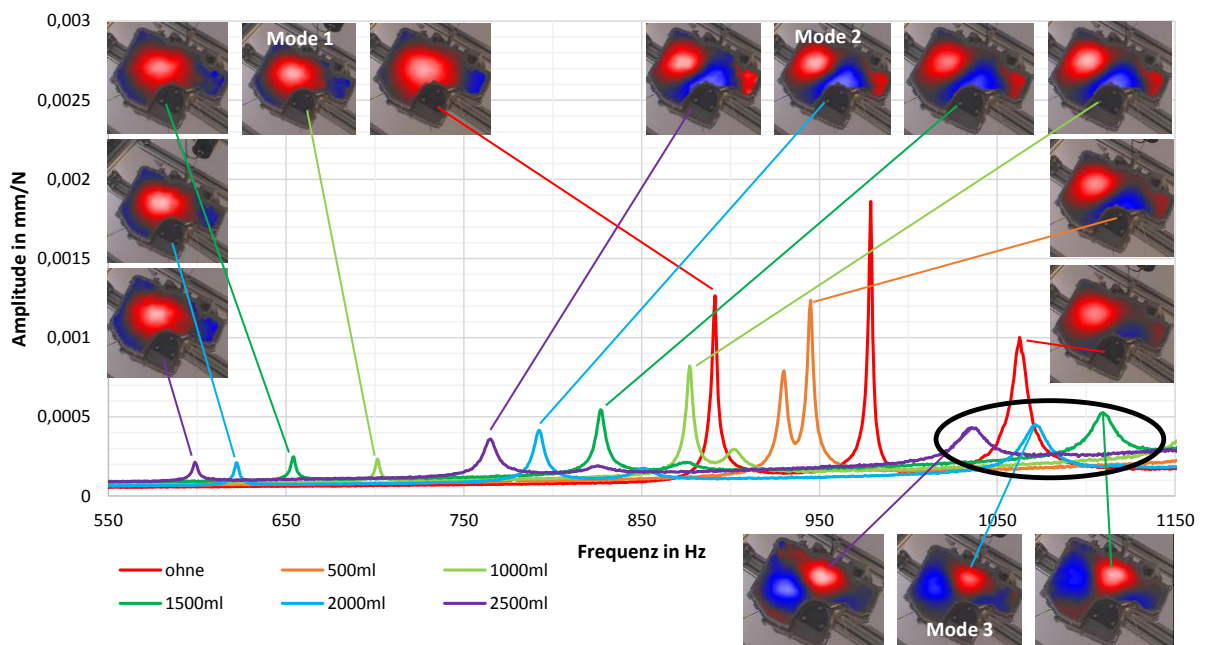


Bild 5: Vergleich des Frequenzgangs und der Eigenmoden für verschiedene Fluidmengen in der Ölwanne

Der Amplitudenverlauf einiger Moden, welcher in Bild 6 dargestellt ist, zeigt, dass die Amplituden mit zunehmender Wassermenge tendenziell abnehmen. Im Gegensatz dazu weist Mode 3 eine nahezu konstante Amplitude auf, deren Endniveau etwas höher als das Anfangsniveau ist. Dieser Anstieg kann damit begründet werden, dass die Anregung mit dem Impulshammer in höheren Frequenzbereichen sehr schwach ist. Da sich der Frequenzgang aus dem Quotienten der Schwingungsantwort und der Anregungsfunktion ergibt, gewinnt in diesem Bereich das Rauschen an Bedeutung und kleine Amplituden werden scheinbar. Auf Grund des dämpfenden Einflusses der Fluidfüllung, kann Mode 4 ab einer Fluidmenge von 2000 ml nicht mehr detektiert werden und wird deshalb nicht dargestellt. In Bild 7 ist zu erkennen, dass alle ermittelten Eigenfrequenzen sinken, wenn die Füllmenge erhöht wird. Bei einer quadratischen Regression liegt das Bestimmtheitsmaß R^2 oberhalb von 0,995, weshalb im untersuchten Bereich von einer quadratischen Frequenzverschiebung ausgegangen werden kann. Allerdings ist der Anstieg der Regressionsfunktion von Mode zu Mode unterschiedlich. Es kann auch zu Überschneidungen kommen, wodurch sich die Reihenfolge der Moden ändert. Die Bezeichnung der Moden 1-4 bleibt aus Gründen der Übersichtlichkeit während der gesamten Arbeit konsistent.

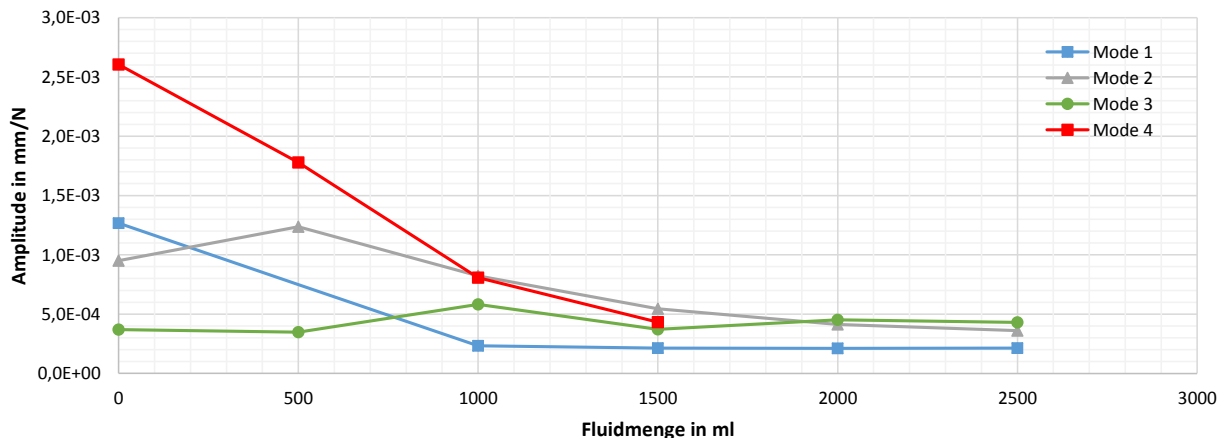


Bild 6: Veränderung der Amplitude in Abhängigkeit der Fluidmenge in der Ölwanne

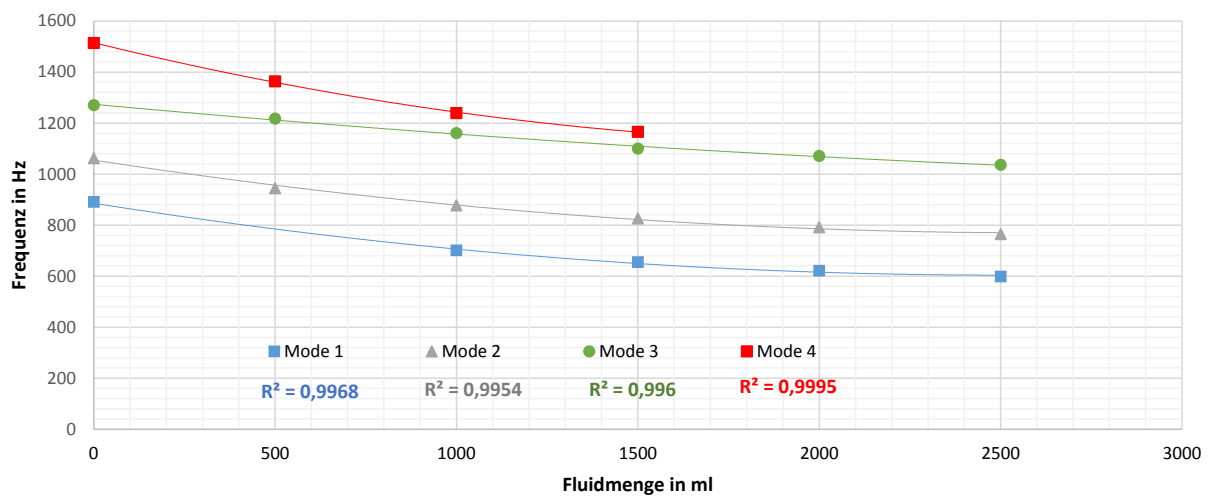


Bild 7: Veränderung der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der Fluidmenge in der Ölwanne

3.3 Numerische Untersuchung des Schwingungsverhaltens der Ölwanne

Um die Flüssigkeit numerisch abzubilden, werden konzentrierte Masseelemente verwendet. Auf diese Weise wird ausschließlich die Fluidmasse berücksichtigt, welche sehr leicht abgeschätzt werden kann. Es wird keine versteifende Wirkung und keine Eigenschwingung des Fluids berücksichtigt. Für die Modellierung der verschiedenen Füllmengen mittels Massenelementen wird berücksichtigt, dass einige Bereiche erst bei höheren Flüssigkeitsständen geflutet werden. Im Allgemeinen wird die eingebrachte zusätzliche Masse gleichmäßig auf alle definierten Masseelemente verteilt, da die Ölwanne im Versuch horizontal ausgerichtet ist und sich das Wasser somit gleichmäßig verteilt. In Bild 8 werden die Eigenformen der experimentellen und numerischen Untersuchungen miteinander verglichen. Es ist klar zu erkennen, dass sich Mode 1 sowohl numerisch als auch experimentell nur in geringem Maße verändert, was auch für Mode 2 in guter Näherung stimmt. Im Gegensatz dazu sind die Änderungen des dritten Modes klar zu erkennen. Bis zu einer Fluidfüllung von 500 ml wird diese numerisch gut abgebildet. Bei höheren Füllmengen werden Unterschiede deutlich. Die Eigenform des vierten Modes wird wiederum gut abgebildet, wobei zu erkennen ist, dass gleiche Veränderung stattfinden. Die Eigenschwingform in Abhängigkeit der Fluidmenge kann also bedingt voraus gesagt werden.

Für eine bessere Vergleichbarkeit, werden die zugehörigen MAC-Matrizen in Bild 9 dargestellt. Wie erwartet, sind die MAC Werte für Mode 3, bis 500 ml gut, und werden dann deutlich schlechter. Besonders schlecht ist er bei 2000 ml (0,39). Die MAC-Werte von Mode 1 sind durchgängig größer als 0,8, was einer guten Korrelation entspricht. Allerdings ist ein leichter Abfall bei 2500 ml zu erkennen. Bei Mode 2, welcher eine höhere Frequenz hat als Mode 1, tritt dieser Korrelationsabfall noch deutlicher auf. Hier liegt die Übereinstimmung bei 2500 ml lediglich bei 0,68, obwohl diese bei geringeren Fluidmengen sehr gut war. Anders als bei Mode 1-3 verbessert sich der MAC Wert von Mode 4, bis 1000 ml. Ab 2000 ml kann er nicht mehr detektiert werden. Tendenziell nimmt die Übereinstimmung von Simulation und Experiment, welche sich im MAC Wert widerspiegelt, mit

steigender Fluidmenge ab. Das deutet darauf hin, dass mit steigender Fluidmenge neben der zusätzlich eingebrachten Masse auch andere Effekte berücksichtigt werden sollten.

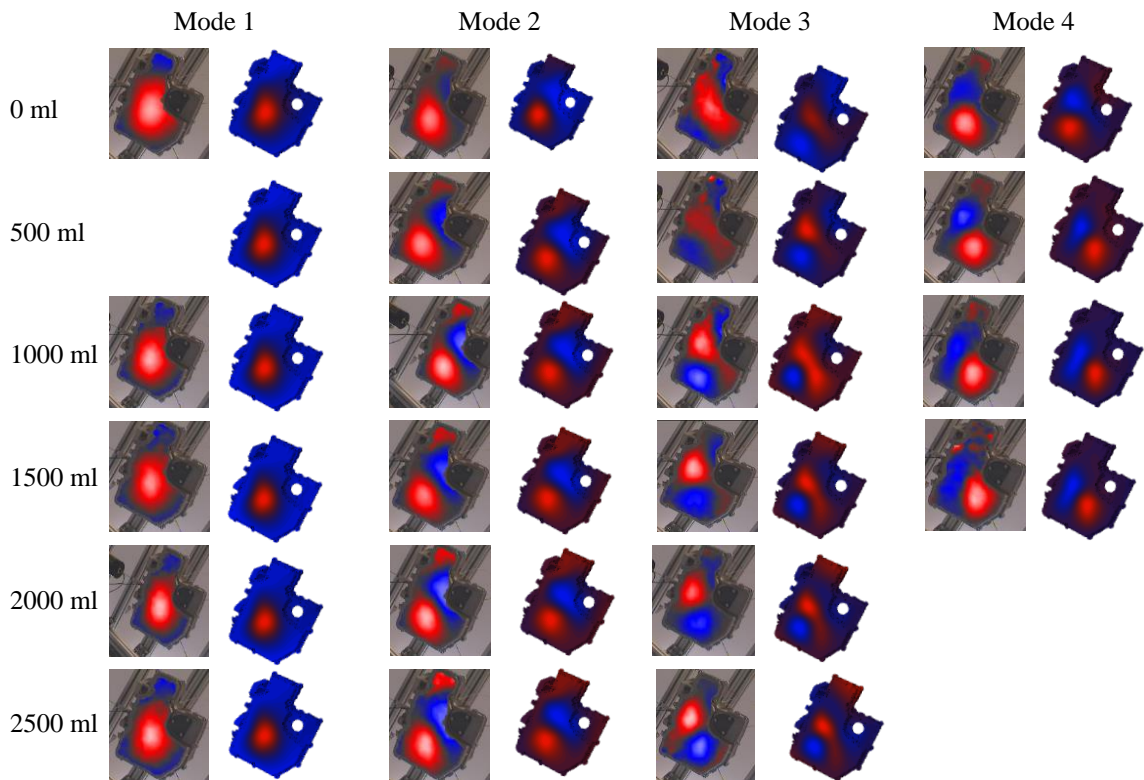


Bild 8: Vergleich ausgewählter Eigenformen bei verschiedenen Fluidmengen

Die experimentelle Untersuchung in Abschnitt 3.2 hat gezeigt, dass es durch die Füllung der Ölwanne mit Flüssigkeit zu einer Eigenfrequenzverschiebung kommt. Eine solche Verschiebung kann unter Verwendung der erwähnten Masselemente auch numerisch nachgebildet werden. In Bild 10 ist zu sehen, dass die Veränderung der Eigenfrequenzen in der Simulation deutlich größer ausfällt als im Versuch. Wie bei der experimentellen Untersuchung besteht zwischen Fluidmenge und Eigenfrequenz ein quadratischer Zusammenhang. Allerdings ist zu erkennen, dass der quadratische Anteil der Regressionsfunktion sowohl bei der numerischen als auch bei der experimentellen Untersuchung sehr gering ist.

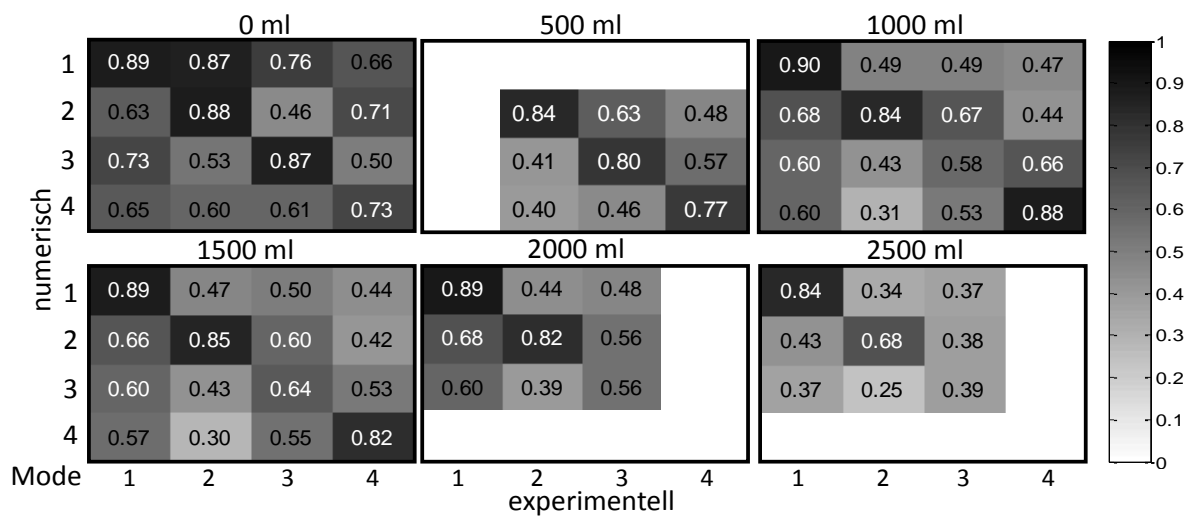


Bild 9: MAC Werte für die numerisch und experimentell ermittelten Eigenformen, bei verschiedenen Fluidmengen

Offensichtlich sind die numerisch ermittelten Eigenfrequenzen mit Masseelementen immer unterhalb der real auftretenden Frequenzen. Im Gegensatz dazu würde eine Vernachlässigung des Fluids immer Eigenfrequenzen oberhalb der realen Eigenfrequenzen liefern, denn die im experimentellen Teil der Arbeit beschriebene Frequenzverschiebung bliebe unberücksichtigt. Mit der Kenntnis der maximalen (ohne Masseelemente) und minimalen (mit Masseelementen) Eigenfrequenz kann der Bereich bestimmt werden, in dem sich die reale Eigenfrequenz befindet.

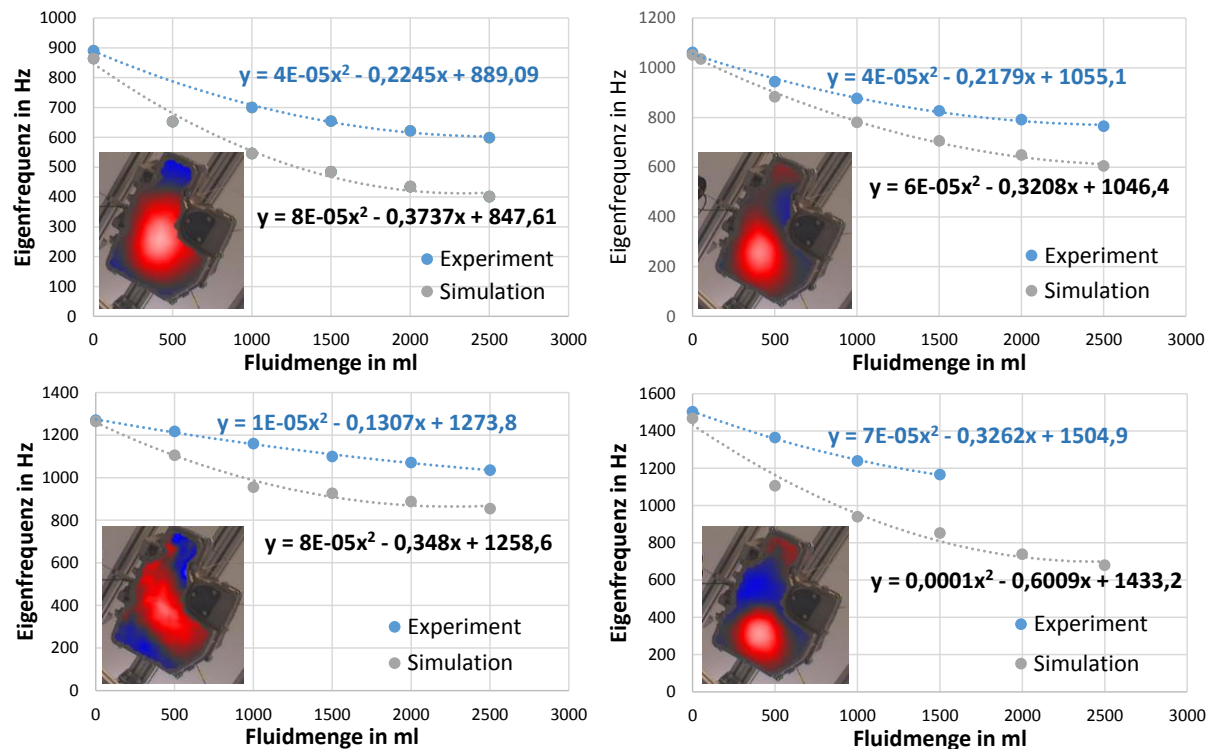


Bild 10: Vergleich der Frequenzverschiebung zwischen numerischer und experimenteller Untersuchung

Die zentrale Frage dieses Beitrags ist, ob die Modellierung des Schwingungsverhaltens von Motoren verbessert wird, wenn der Fluideinfluss über Masseelemente berücksichtigt wird, oder ob alternative, aufwändigere Möglichkeiten gefunden werden müssen, um diesen Effekt mit einzubeziehen. Bild 11 zeigt den absoluten Fehler, der numerisch bestimmten Eigenfrequenzen, mit und ohne Masseelementen im Vergleich zum Experiment. Dabei wird deutlich, dass die Verwendung der Masseelemente bei allen Füllmengen zu kleineren absoluten Fehlern als die Vernachlässigung des Fluids führt. Dieser Unterschied nimmt bei größeren Füllmengen immer weiter zu.

Das bedeutet, dass der Masseinfluss der Flüssigkeit eine überhöhte Frequenzänderung abbildet. Die Ursache für diese Überhöhung ist derzeit noch nicht bekannt. Ein quadratischer Zusammenhang zwischen Fluidmenge und Eigenfrequenz kann wie in den experimentellen Untersuchungen ebenfalls beobachtet werden.

4. Ergebnisse

Die vorliegende Arbeit zeigt, dass Öl einen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten von Ölwanne und somit auf die Schallabstrahlung des Gesamtfahrzeugs hat. Die Eigenformen der Ölwanne verändern sich durch die Füllung mit Flüssigkeit in den meisten Fällen lediglich in geringem Maße. Der wichtigere Einfluss ist die zusätzlich eingebrachte Dämpfung und die Verschiebung der Eigenfrequenzen in tiefere Frequenzbereiche. Diese Frequenzverschiebung ist für jeden Mode unterschiedlich. Daher ist eine Änderung der Mode-Reihenfolge möglich. Zwischen Frequenzverschiebung eines Modes und der Füllmenge der Ölwanne besteht ein quadratischer Zusammenhang.

Die Änderungen der Eigenformen, können durch die Modellierung der Flüssigkeit mit Masseelementen, in den meisten Fällen gut abgebildet werden. Bei zunehmender Fluidmenge nimmt die Genauigkeit dieser Vorhersage tendenziell ab. Die Verschiebung der Eigenfrequenzen ist bei der Verwendung von Masseelementen deutlich größer als im Versuch. Das bedeutet, dass die real auftretenden Frequenzen zwischen der Simulation ohne und der Simulation mit Masseelementen liegt. Der Frequenzunterschied zwischen Experiment und Simulation ist geringer, wenn die vorgestellten konzentrierten Masseelemente berücksichtigt werden. Das bedeutet, dass diese

genutzt werden können, um die Fluidfüllung in der Ölwanne abzubilden. Derzeit ist unklar, warum die gleiche hinzugefügte Masse innerhalb der Simulation einen deutlich höheren Einfluss auf die Eigenfrequenzen hat. Um die Abbildungsgüte der Simulation zu verbessern, könnten beispielsweise zusätzliche Steifigkeitseinflüsse in die Modellbildung integriert werden.

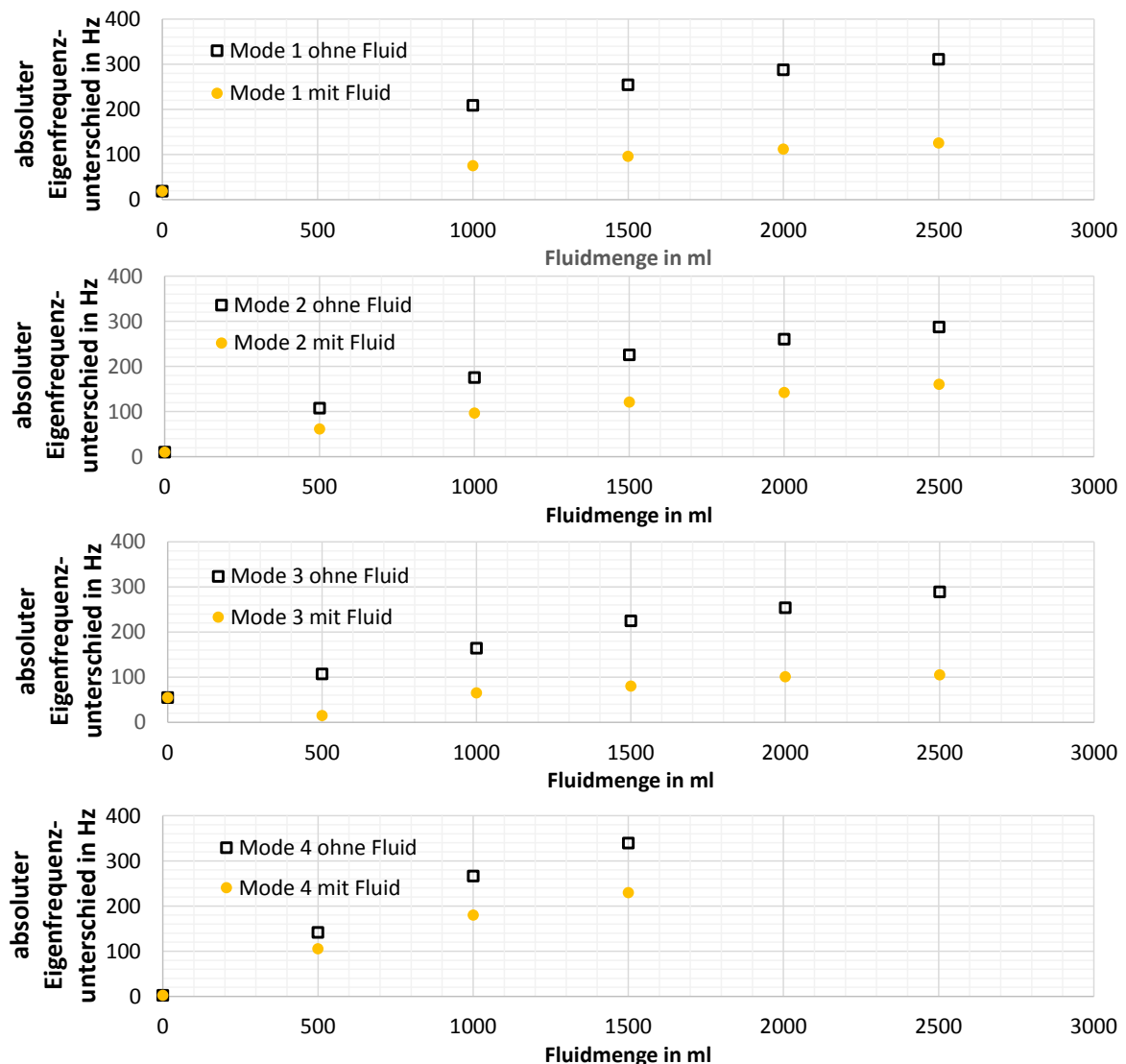


Bild 11: Absoluter Fehler bei Vernachlässigung des Fluids und der Verwendung von Masselementen

In dieser Arbeit wurde nicht untersucht, welchen Einfluss die Masselemente auf die Amplituden haben. Dieser Einfluss sollte in weiteren Studien fokussiert werden. Außerdem sollte untersucht werden, wie sich die experimentellen Ergebnisse verändern, wenn Öl anstatt Wasser verwendet wird. Zusätzlich könnte dabei auf bestimmte Eigenschaften wie zum Beispiel die Viskosität oder die Oberflächenspannung eingegangen werden. Sollten die genannten Fluideigenschaften einen signifikanten Einfluss auf das Schwingungsverhalten der Struktur haben, muss überlegt werden, ob dieser bei den Masselementen realisiert werden kann oder andere Ansätze geeigneter sind.

Danksagung

Die vorgestellte Arbeit ist im Rahmen des COMO-Projektes „Competence in Mobility“, welches von der Europäischen Union und dem Land Sachsen-Anhalt finanziell unterstützt wird, entstanden. Die Autoren bedanken sich recht herzlich für die gewährte finanzielle Förderung. Außerdem bedanken wir uns bei Steffen Liefold für seine Hilfe.

Literaturverzeichnis

- [1] Bathe, K.-J.: Finite-Elemente-Methoden, 2. Auflage. Springer-Verlag Berlin, ISBN 3-540-66806-3, 2002.
- [2] Bodden, M.; Heirichs, R.: Diesel Sound Quality analysis and evaluation, 2005
- [3] Parikh, D.V.; Chen, Y.; Sun, L.: Reducing Automotive Interior Noise with Natural Fiber Nonwoven Floor Covering Systems, Textile Research Journal, Vol 76(11): 813–820, 2006
- [4] Regulation (EU) No 540/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on the sound level of motor vehicles and of replacement silencing systems, and amending Directive 2007/46/EC and repealing Directive 70/157/EEC
- [5] Liefold, S.; Duvigneau, F.; Höchstetter, M.: Sound quality of engine encapsulations, ATZ worldwide, Volume 117, Issue 6, pp 20-23. DOI: 10.1007/s38311-015-0020-2, 2015
- [6] Duvigneau, F.; Nitzschke, S.; Strackeljan, J.; Gabbert, U.: Virtual engineering approach for the analysis of the acoustic behavior of an engine, 22nd International Congress on Sound and Vibration – ICSV 22, Florence, 2015
- [7] Duvigneau, F.; Gabbert, U.: Numerical study of a thermo-acoustically encapsulation, 11th World Congress on Computational Mechanics - WCCM, Barcelona, 2014
- [8] Duvigneau, F.; Luft, T.; Rottengruber, H.; Gabbert, U.: Simulation of a thermo-acoustically encapsulated engine, 21st International Congress on Sound and Vibration – ICSV 21, Beijing, 2014
- [9] Duvigneau, F.; Luft, T.; Hots, J.; Verhey, J.L.; Rottengruber, H.; Gabbert, U.: Entwicklung, Simulation und psychoakustische Bewertung einer motornahen thermoakustischen Vollkapselung, 8. Symposium Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg, 2014
- [10] Duvigneau, F.; Liefold, S.; Höchstetter, M.; Verhey, J.L.; Gabbert, U.: Psychoakustische Bewertung von Motorgeräuschen unter Nutzung auralisierter numerischer Simulationsergebnisse, 41. Jahrestagung für Akustik - DAGA, Nürnberg, ISBN 978-3-939296-08-9, 2015
- [11] Duvigneau, F.; Liefold, S.; Höchstetter, M.; Verhey, J.L.; Gabbert, U.: Engine Sound Weighting using a Psychoacoustic Criterion based on Auralized Numerical Simulations, 10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering - EuroNoise, Maastricht, ISSN: 2226-5147, 2015
- [12] Ballou, G.: Handbook for Sound Engineers, Oxford: Butterworth Heinemann, 2005
- [13] Ringwelski, S.; Luft, T.; Gabbert, U.: Piezoelectric controlled noise attenuation of engineering systems, Journal of Theoretical and applied mechanics, 2011
- [14] Gabbert, U.; Duvigneau, F.; Shan, J.: Active and passive measures to reduce the noise pollution of combustion engines, 11th IEEE International Conference on Information and Automation - ICIA, Hailar, 2014
- [15] Gabbert, U.; Duvigneau, F.; Ringwelski, S.; Shan, J.: Active piezoelectric noise control of a car engine, 12th International Conference on Motion and Vibration - Movic, Sapporo, 2014
- [16] Duvigneau, F.; Gabbert, U.; Orszulik, R.; Ringwelski, S.: Smart Noise Attenuation of Combustion Engines, Design, Modelling and Experiments of Advanced Structures and Smart Systems – DeMEASS 2015, Radebeul
- [17] Schrader, P.; Duvigneau, F.; Luft, T.; Gabbert, U.; Rottengruber, H.: Entwicklung einer funktionsintegrierten wärme- und schallgedämmten Ölwanne, 40. Jahrestagung für Akustik - DAGA, Oldenburg, 2014
- [18] Schrader, P.; Duvigneau, F.; Luft, T.; Gabbert, U.; Rottengruber, H.: Development, Simulation and Experimental Investigation of a Function-Integrated and Foam Damped Oil Pan for a Two Cylinder Diesel Engine, 44th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering – Inter-Noise 2015, San Francisco, 2015
- [19] Duvigneau, F.; Nitzschke, S.; Strackeljan, J.; Gabbert, U.: Ganzheitlicher Virtual Engineering Ansatz zur Schwingungs- und Akustiksimulation eines Verbrennungsmotors, 11. Internationale Tagung: Schwingungen in rotierenden Maschinen - SIRM, Magdeburg, ISBN 978-3-00-048627-2, 2015
- [20] Rosenberg, D.: Technische Anwendung des Lasers, Berlin:Springer ISBN 3-540-06533-4; 1975
- [21] Allemang, R.J.; Brown, D.L.: A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis, International Modal Analysis Conference, 1982