

Ganzheitlicher Virtual Engineering Ansatz zur Schwingungs- und Akustiksimulation eines Verbrennungsmotors

Fabian Duvigneau¹, Steffen Nitzschke², Jens Strackeljan³, Ulrich Gabbert⁴

¹ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität, 39106, Magdeburg, Germany, fabian.duvigneau@ovgu.de

² Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität, 39106, Magdeburg, Germany, steffen.nitzschke@ovgu.de

³ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität, 39106, Magdeburg, Germany, jens.strackeljan@ovgu.de

⁴ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität, 39106, Magdeburg, Germany, ulrich.gabbert@ovgu.de

Kurzfassung

Neben der Leistungs- und Verbrauchsoptimierung stellt die Reduktion der Schallemission einen wesentlichen Aspekt bei der Entwicklung von Verbrennungsmotoren dar. Die numerische Simulation des akustischen Verhaltens erfordert die Kenntnis der Geschwindigkeiten auf der Oberfläche des Motorblocks, die aus einer FE-Analyse ermittelt werden können. Die dafür benötigten Eingangsgrößen wurden bisher durch aufwändige Messungen, z.B. der Kurbelwellengrundlagerkräfte, bestimmt. Im Gegensatz dazu wird in diesem Beitrag ein ganzheitlicher Ansatz präsentiert, bei dem, ausgehend von einem gegebenen Gasdruckverlauf im Zylinder, zunächst die dynamischen Anregungen der Grundlager und der Zylinderwände durch die Kolbenbewegung ermittelt werden, woraus sich über eine Strukturdynamiksimulation die Oberflächenschnelle und daraus schließlich die Schalldruckverteilung um den Motor berechnen lassen.

Die Simulationskette, bestehend aus elastischem Mehrkörpersystem (MKS) des Kurbeltriebs mit eingebetteter Hydrodynamik, der Strukturdynamik (FEM) des Zylinderkurbelgehäuses und der Ölwanne sowie der Akustiksimulation des umgebenden Luftvolumens wird am Beispiel eines Range-Extender Motors vorgestellt. Anschließend wird der Mehrwert des hier vorgestellten Ansatzes unter akustischen Gesichtspunkten bewertet. Die Simulationskette ermöglicht künftig die Einflüsse geometrischer Veränderungen des Kurbeltriebs, z.B. der Kolbenfeingeometrie oder durch eine Kolbendesachsierung, auf die Schallemission des Motors computergestützt zu ermitteln.

Schlüsselwörter: Kolbensekundärbewegung, Elasto-Hydrodynamik, Akustik, Finite Elemente Methode

1. Motivation

Der Schallemission von Kraftfahrzeugen kommt eine zunehmend größere Bedeutung zu, da sie den Komfort und somit auch das Kaufverhalten entscheidend beeinflussen kann. Deshalb sollen die akustischen Auswirkungen konstruktiver oder motorsteuerungstechnischer Änderungen möglichst schon im Entwicklungsprozess des Fahrzeuges abgeschätzt werden können. Bislang dienen vorwiegend experimentell ermittelte Lagerkräfte als Anregung für Akustiksimulationen. Die Herausforderungen des Entwicklungsprozesses verlangen zum einen die Minimierung des messtechnischen Aufwands und zum anderen ist deren Einsatz im frühen Stadium noch gar nicht möglich. Deshalb wird in diesem Beitrag ein Weg präsentiert, den experimentellen Input für die akustischen Berechnungen durch vorgeschaltete elastische Mehrkörpersimulationen (MKS) zu ersetzen. Zusätzlich können auf diesem Wege durch eine ganzheitliche Simulation akustische Auswirkungen aufgrund modifizierter Verbrennungsprozesse oder Änderungen am Kurbeltrieb (Geometrie der Kolben-Zylinderpaarung) berechnet werden. Ein weiterer Vorteil einer vorgeschalteten elastischen Mehrkörpersimulation ist die Möglichkeit, die Verformungen der einzelnen Zylinderwände zu berücksichtigen. Diese Verformungen resultieren aus Kolbenquer- und Kolbenkipfbewegungen und den aufgrund des Verbrennungsprozesses wirkenden Gaskräften. Die Kräfte, die durch diese Vorgänge auf die Zylinderwände wirken, können im

Gegensatz zu den Lagerkräften messtechnisch nicht erfasst werden. Somit bietet der hier präsentierte Ansatz nicht nur die Möglichkeit, die experimentelle Bestimmung der Lagerkräfte als Schwingungsanregung der Motorstruktur zu ersetzen, sondern gleichzeitig eine realistischere Schwingungsanregung der Motorstruktur zu berücksichtigen.

2. Simulationskette

Die Akustiksimulationen werden mithilfe eines ganzheitlichen Virtual Engineering Ansatzes durchgeführt, bei dem zunächst die dynamischen Anregungen der Grundlager und der Zylinderwände durch die Kolbenbewegung ermittelt werden. Dazu wird eine elastische Mehrkörpersimulation herangezogen, deren einzige Eingangsgröße ein experimentell bestimmter Gasdruckverlauf des Verbrennungsmotors ist (siehe Abb. 1a). Die wesentliche Anregung im Zylinderkurbelgehäuse (ZKG) wird vom Zylinderinnendruck, den Kurbelwellenhauptlagern sowie der Kolbensekundärbewegung verursacht. Die Berechnung der Kolbenquer- und der -kippbewegung während eines Betriebsspiels erfordert die Berücksichtigung der hydrodynamischen Schmierfilmreaktion sowie des Festkörperkontakts zwischen Kolben und Zylinder. Die beiden Kontaktpartner Kolben und Zylinder werden in die MKS-Simulation als elastische Körper integriert, welche lokale Deformationen aus dem elasto-hydrodynamischen (EHD) Kontakt abbilden können. Die Hauptlagerkräfte ergeben sich nach der Gleitlagertheorie aus der Lösung der Reynoldsen Differentialgleichung. Zusammen mit den Gaskräften werden die so generierten Kraftanregungen auf die FE-Struktur des Zylinderkurbelgehäuses und der Ölwanne aufgebracht (siehe Abb. 1a, b).

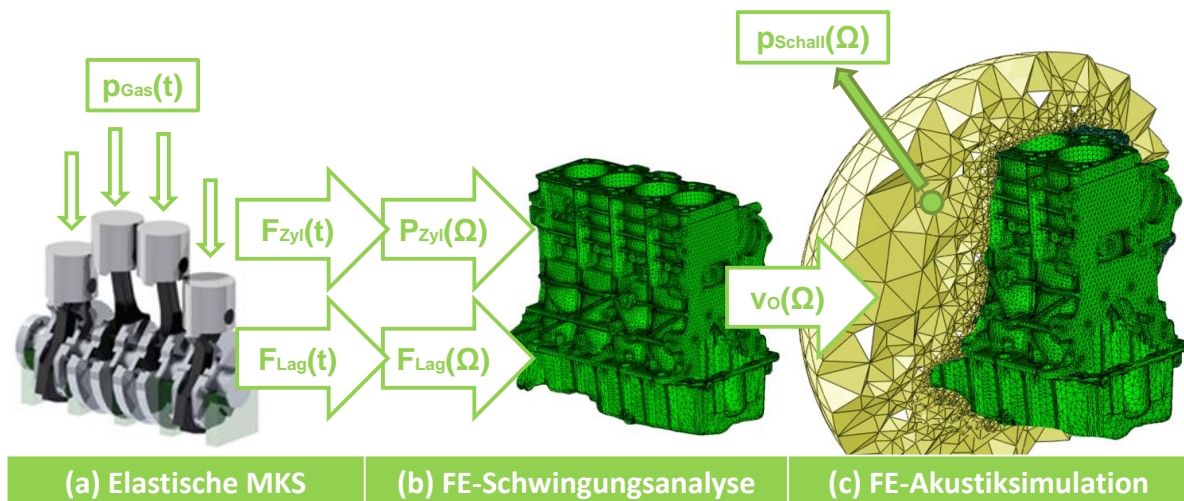


Abbildung 1: Simulationskette: Die Kraftanregungen infolge der Gaskräfte werden aus einer elastischen Mehrkörpersimulation entnommen und dem FE-Modell der Motorenstruktur aufgeprägt. Eine dynamische Strukturanalyse liefert die resultierende Oberflächenschnelle, mit der die Berechnung der Schalldruckverteilung im Außenraum erfolgt.

Die anschließende Strukturdynamiksimulation wird mithilfe der FEM [10] im Frequenzbereich durchgeführt, um den Rechenaufwand zu reduzieren. Demzufolge müssen die in der MKS berechneten Anregungskräfte einer Fourier-Transformation [9] unterzogen werden. Außerdem werden die auf die Zylinderknoten wirkenden Kraftverläufe in Druckverläufe umgerechnet, um die Belastung auf das FE-Netz interpolieren zu können (siehe Abb. 1a, b). Die verwendeten Diskretisierungen in der MKS und der FE-Simulation sind nicht koinzident. Die nichtlineare elastische MKS des Motors erfordert aus Rechenzeitgründen Modelle mit einer reduzierten Anzahl von Freiheitsgraden. In der MKS wird daher für die elastische Zylinderwand ein grobes Modell verwendet. Außerdem wird im MKS-Modell ausschließlich die Zylinderwand als elastischer Körper modelliert. Im Strukturmodell kommt es dagegen auf die detaillierte Abbildung der Oberfläche des ZKGs und der Ölwanne an, was eine wesentlich feinere Diskretisierung erfordert. Auf eine zur elastischen MKS koinzidente Vernetzung der Zylinderinnenwände muss daher bei der Strukturdynamikanalyse verzichtet werden.

Die in der elastischen MKS berechneten Kräfte müssen dafür auf die Knoten der FE-Diskretisierung transformiert werden. Eine statisch äquivalente Belastung mithilfe von Knotenkräften auf der feineren FE-Diskretisierung zu erzeugen, ist einfach möglich. Eine energieäquivalente Belastung erfordert eine detailliertere Betrachtung. Im Gegensatz zu Knotenkräften können Drücke als Flächenlast einfach auf ein anderes Netz zur Erzeugung einer äquivalenten Belastung interpoliert werden. Aus diesem Grund werden die in der Mehrkörpersimulation gewonnenen Kräfte zunächst in Flächenlasten umgewandelt, um diese anschließend auf die Flächenmittelpunkte der FE-Diskretisierung zu interpolieren. Ein Vergleich hinsichtlich der resultierenden

Lasten und Momente der unterschiedlichen Diskretisierungen hat gezeigt, dass die durch die Umrechnung auftretenden Abweichungen hinreichend klein sind.

Mit dieser Anregung wird eine Schwingungsanalyse der Gesamtstruktur im Frequenzbereich durchgeführt (siehe Abb. 1b), um die Oberflächenschnellen der Struktur zu gewinnen. Diese Oberflächenschnelle wird als Randbedingung benötigt, um in einer Nachlaufrechnung die Schallabstrahlung in das umgebende Luftvolumen zu berechnen (siehe Abb. 1c). Wegen der Kompaktheit der Motorenstruktur kann die Rückwirkung des umgebenden Luftvolumens auf die Strukturschwingungen vernachlässigt werden. Die Kopplung der Freiheitsgrade der Struktur und des Fluids erfolgt über spezielle Interface-Elemente im Fluid-Modell, wodurch an der gemeinsamen Grenzschicht eine koinzidente Diskretisierung notwendig ist. Auf die Knoten der Interface-Elemente werden die zuvor berechneten Schnellen der Struktur Oberfläche mithilfe spezieller Randbedingungen aufgebracht, was die Berechnung der Druckwerte an den Fluidknoten ermöglicht. Zur Effizienzsteigerung wird das kugelförmige Luftvolumen mit zur Peripherie größer werdenden Elementen diskretisiert (siehe Bild 1c). Die Motorstruktur wird mit einer durchschnittlichen Kantenlänge von 4 mm vernetzt. An der Peripherie des Luftvolumens beträgt die Kantenlänge der Fluidelemente im Durchschnitt 50 mm. Mit der Nachlaufrechnung werden die Verteilung und der Verlauf des Schalldrucks an beliebigen Punkten im Raum berechnet.

Die beschriebene Entkopplung bewirkt durch die Unterteilung in reduzierte Teilprobleme mit wesentlich weniger Freiheitsgraden eine signifikante Ersparnis von Rechenzeit, da der Zusammenhang zwischen Freiheitsgradanzahl und Rechenzeit nichtlinear ist

In motorischen Anwendungen dominieren die halben und je nach Zylinderanzahl auch die ganzzahligen Motorordnungen das abgestrahlte Geräusch des Verbrennungsmotors. Deshalb werden in diesem Beitrag in der Akustiksimulationen vorwiegend ganzzahlige Vielfache der halben Motorordnung berechnet. Aufgrund des sehr hohen Rechenaufwands pro zu berechnender Frequenz wurden im vorliegenden Fall nur so viele Frequenzen berechnet, wie für eine hinreichende Genauigkeit erforderlich sind.

Schwankungen im Verbrennungsprozess werden im vorliegenden Beitrag nicht berücksichtigt. Es ist anzunehmen, dass diese zwischen direkt aufeinander folgenden Verbrennungen vernachlässigbar klein sind. Die jeweilige Last auf den Motor (Leerlauf, Teillast, Vollast) wird bereits über den Gasdruckverlauf als Eingangsgröße der MKS berücksichtigt. Des Weiteren wird für die nachfolgenden Berechnungen von einem warmgelaufenen Motor ausgegangen, da ansonsten zusätzlich die Temperaturänderung und die dadurch verursachten Wechselwirkungen in der Simulation berücksichtigt werden müssten. Dies würde die Komplexität und den erforderlichen Aufwand enorm steigern. Der Warmlauf stellt eher ein Spezialproblem dar, zunächst gilt es die Schallabstrahlung im normalen Betrieb zu optimieren. Deshalb konzentriert sich der vorliegende Beitrag auf diesen Aspekt und liefert eine Möglichkeit, das akustische Verhalten von Verbrennungsmotoren schon früh im Entwicklungsprozess zu berechnen.

3. Elasto-Hydrodynamik des Kurbeltriebs

Die Strukturmechanik des Zylinderkurbelgehäuses (ZKG) wird sowohl durch die aus der Kurbeltriebbewegung resultierenden Zwangskräfte als auch direkt durch den Gasdruck im Zylinderraum angeregt. Eine Alternative zur aufwendigen experimentellen Bestimmung dieser Größen stellt die Mehrkörpersimulation (MKS) unter Einbeziehung der tribologischen Systeme des ZKGs dar. Zum einen werden die Kurbelwellenhauptlager und zum anderen die Lagerung des Kolbens im Zylinder betrachtet. In beiden Fällen sorgt ein trennender Schmierfilm für die Kraftübertragung zwischen den Lagerpartnern. Der dabei im Öl entstehende Druck kann so groß sein, dass die resultierenden Verformungen der Lagerbestandteile in der Größenordnung des Schmierfilms liegen und somit den Druckaufbau beeinflussen. Dieser hydrodynamische Druckaufbau wird durch die Reynoldssche Differentialgleichung beschrieben, welche simultan zur Simulation der Strukturverformung sowie der globalen Bewegung gelöst werden muss. Die Berechnung der Elasto-Hydrodynamik des Kurbeltriebes und die elastische Mehrkörpersimulation werden mithilfe des MKS-Programms EMD (Eigenentwicklung des IFME der OvGU Magdeburg) durchgeführt.

3.1 Elasto-Hydrodynamik

Die Schmierfilmdynamik stellt ein Problem der Strömungsmechanik dar. Ausgehend von der Impuls- und Massenbilanz am infinitesimalen Volumenelement kann unter Annahme eines Newtonschen Fluids und unter Berücksichtigung der Größenverhältnisse am Schmierfilm sowie ideal glatter Oberflächen die Reynoldssche Differentialgleichung abgeleitet werden

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6(u_1 + u_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6(v_1 + v_2) \frac{\partial h}{\partial y} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

Die Gleichung beschreibt den Aufbau des hydrodynamischen Drucks p in Abhängigkeit vom zeit- und ortsveränderlichem Schmierpalt h , den Geschwindigkeiten der Lageroberflächen¹ u_1, u_2, v_1, v_2 und der dynamischen Viskosität des Öls η . Eine analytische Lösung von (1) ist nur für geometrische Grenzfälle möglich. Da das zu diskretisierende Gebiet im Fall des Kolben-Zylinder-Kontakts aus mehreren geschlossenen Kurven besteht (Nabenbohrungen auf der Schaftfläche), wird eine numerische Lösung mittels FEM unter Anwendung des Galerkin Ansatzes gewählt. Nach partieller Integration der linken Seite von (1) und Beachtung der implizit erfüllten Neumannschen Randbedingungen ergibt sich die schwache Formulierung des Problems in folgender Form:

$$\int_G \left(\frac{h^3}{\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \frac{\partial a}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial y} \frac{\partial a}{\partial y} \right) + 6(u_1 + u_2) \frac{\partial h}{\partial x} a + 6(v_1 + v_2) \frac{\partial h}{\partial y} a + 12 \frac{\partial h}{\partial t} a \right) dG = 0 \quad (2)$$

Unter Einführung der üblichen FE-Ansätze für den Druck $p(x, y, t) = \mathbf{N}^T(x, y) \cdot \mathbf{p}(t)$ und für die Gewichtsfunktion $a(x, y) = \mathbf{N}^T(x, y) \cdot \mathbf{a}$ ergibt sich ein lineares Gleichungssystem zur Berechnung des Druckes \mathbf{p}

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{p} = \mathbf{r} \quad (3)$$

Die Matrix \mathbf{K} enthält dabei alle Terme der linken Seite von (1), während im Vektor \mathbf{r} die Störglieder der rechten Seite eingehen. Zu beachten ist, dass aufgrund der Struktur der schwachen Formulierung lediglich lineare Formfunktionen \mathbf{N} verwendet werden müssen.

Einer besonderen Aufmerksamkeit bedarf die Bestimmung der Spaltfunktion h und deren zeitlicher Änderung $\partial h / \partial t = \dot{h}$. Der nominelle Spalt liegt in der Größenordnung der zu erwartenden Verformungen, weshalb sich die Spaltfunktion als Überlagerung von Starrkörperbewegung und elastischer Deformation der Lagerbauteile, hier Kolben und Zylinder, ergibt. Analoges gilt für \dot{h} , siehe (4)

$$h = h_{starr} + u_{kol} + u_{zyl} \quad , \quad \dot{h} = \dot{h}_{starr} + \dot{u}_{kol} + \dot{u}_{zyl} \quad (4)$$

Die in (4) auftretenden Größen können aus der elastischen Mehrkörpersimulation (Kap. 3.2) gewonnen werden, wobei zu beachten ist, dass Kolben und Zylinder beliebige Positionen zueinander einnehmen können, wodurch Interpolationen notwendig werden. Als geeignet hat sich hier die bikubische Spline-Interpolation erwiesen, Details sind in [1] zu finden.

Die Rückkopplung zur Mehrkörpersimulation erfolgt über die aus der Integration des Drucks resultierenden Kräfte, die den zugehörigen Kraftangriffspunkten (Markern) des MKS-Modells aufzuprägen sind. Die rechte Seite von (5) resultiert unter Verwendung der Lösung von (3), welche notwendigerweise in jedem Schritt der Zeitintegration und zusätzlich beim Aufstellen der Jacobimatrix zu ermitteln ist.

3.2 Elastische Mehrkörpersimulation

Die MKS stellt ein geeignetes Mittel sowohl zur Berechnung der Bewegung von starren als auch von elastischen Körpern unter Wirkung äußerer Lasten dar. Ausgehend von der Starrkörperbewegung und der dieser Bewegung überlagerten, als klein angenommenen, elastischen Deformation kann folgende nichtlineare Bewegungsdifferentialgleichung abgeleitet werden

$$\mathbf{M}_{MKS}(\mathbf{q}_u) \ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{h}_\omega(\omega, \mathbf{q}_u, \dot{\mathbf{q}}_u) + \mathbf{h}_{el}(\mathbf{q}_u, \dot{\mathbf{q}}_u) = \mathbf{h}_a(\mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}) \quad (5)$$

Darin bezeichnet \mathbf{M}_{MKS} die Massenmatrix des Systems, welche z.B. über die Verschiebung des Schwerpunktes von den Deformationen \mathbf{q}_u abhängig ist. Der Vektor $\mathbf{z} = [\mathbf{r}, \omega, \mathbf{q}_u]^T$ fasst die Starrkörperfreiheitsgrade und die elastischen Freiheitsgrade zusammen. Die Vektoren \mathbf{h}_ω und \mathbf{h}_{el} auf der linken Seite von (5) repräsentieren die gyroskopischen und die Zentrifugalkräfte (Index ω) sowie die Rückstellkräfte infolge der Elastizität der Struktur (Index el), siehe [2]. Die rechte Seite beinhaltet schließlich alle äußeren, auf den Körper wirkenden Kräfte, wobei hier auch die Interaktion zwischen den Körpern, insbesondere also die vom Ölfilm zu übertragenden Kräfte, enthalten sind, siehe z.B. [3].

Zur Lösung im Zeitbereich wird (5) in den Zustandsraum transformiert, wodurch aus einer gewöhnlichen Differentialgleichung (ODE) zweiter Ordnung ein System von zwei ODEs erster Ordnung hervorgeht.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{y} \\ \mathbf{M}_{MKS}(\mathbf{q}_u) \dot{\mathbf{y}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{z}} \\ -\mathbf{h}_\omega(\omega, \mathbf{q}_u, \dot{\mathbf{q}}_u) - \mathbf{h}_{el}(\mathbf{q}_u, \dot{\mathbf{q}}_u) + \mathbf{h}_a(\mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}) \end{bmatrix} \quad (6)$$

Zur numerischen Lösung von (6) kommen aufgrund der Steifigkeit der Differentialgleichung bei zusätzlicher tribologischer Interaktion aus Rechenzeitgründen nur implizite ODE-Solver infrage. Für die hier betrachtete

¹ u_1, u_2 -lokale Geschwindigkeit von Kolben(1) und Zylinder(2) in Druck-Gegendruckrichtung
 v_1, v_2 -lokale Geschwindigkeit von Kolben(1) und Zylinder(2) in Hubrichtung

Anwendung hat sich der Algorithmus ODE23t (implementiert in FORTRAN90 in Anlehnung an ode23t der MATLAB ode-suite) als geeignet erwiesen.

Aus Rechenzeitgründen muss die Anzahl der Freiheitsgrade so gering wie möglich gehalten werden. Elastische Strukturen, hier die Zylinderbüchse, werden mittels FEM diskretisiert, wodurch die entstehenden Gleichungen eine große Anzahl an Freiheitsgraden aufweisen. Mit Hilfe einer modalen Reduktion werden die Anzahl der Unbekannten reduziert und die Gleichungen entkoppelt. Zusätzlich kann über die Auswahl der berücksichtigten Eigenformen die Anzahl der Freiheitsgrade zweckmäßig reduziert werden, ohne dass die Anzahl an Markern bzw. Knoten zur Auswertung der elastischen Verformungen davon betroffen ist. Das Spektrum der in der Anregung enthaltenen Frequenzen stellt ein Maß für die zu berücksichtigenden Eigenformen dar. Darüber hinaus sind aufgrund der Form der hydrodynamischen Druckverteilung im Schmierpalt Verformungsanteile zu erwarten, die lediglich durch hochfrequente Eigenformen abgebildet werden können. Unter diesen Bedingungen wurde in [4] ein Verfahren zur Identifikation geeigneter Eigenformen vorgeschlagen. Dieses Verfahren geht von einem hydrodynamischen Lastkollektiv aus, welches mit einem starren Modell für einen Arbeitszyklus berechnet wurde. Damit kann die prozentuale Beteiligung einer jeden Eigenform an den resultierenden Verformungen bestimmt werden. Selektiert werden diejenigen Eigenformen, deren Beteiligung oberhalb einer zu definierenden Schranke liegt.

Als Ergebnis der Simulation stehen Deformationswege und -geschwindigkeiten sowie Kräfte an den definierten Markern zur Verfügung, welche nun als Eingangsgrößen für die Simulation der Strukturmechanik des gesamten Zylinderkurbelgehäuses verwendet werden.

4. Strukturmechanik des Zylinderkurbelgehäuses und der Ölwanne

Das Ziel der strukturmechanischen Simulation ist es, ausgehend von den mithilfe der MKS berechneten Anregungen in den Zylindern und Motorlagern, die Verschiebungen bzw. die Schnellen infolge der Strukturschwingungen an der gesamten Oberfläche von ZKG und Ölwanne zu bestimmen. Diese Größen dienen als Randbedingung für die nachgeschaltete entkoppelte Akustiksimulation. Zu diesem Zweck wurde aus quadratischen Tetraederelementen ein FE-Modell aufgebaut, das infolge der Geometrieapproximation eine hohe Anzahl von Freiheitsgraden aufweist.

Eine Reduktion auf modale Freiheitsgrade ist im vorliegenden Beispiel ausschließlich für die Motorenstruktur möglich, da die Umgebungsluft unter Freifeldbedingungen keine stehenden Wellen ausbilden kann. Entsprechende Fluidmoden treten ausschließlich innerhalb von akustisch abgeschlossenen Kavitäten auf. Für die hier durchgeführten Berechnungen kann auf eine modale Reduktion der Motorenstruktur verzichtet werden, was in Kapitel 6.2 noch ausführlich begründet wird.

Die Zeitintegration erfordert aus Stabilitätsgründen eine sehr kleine Zeitschrittweite und somit einen sehr großen Berechnungsaufwand. Um hohe Rechenzeiten zu vermeiden, wurde wie in [8] statt einer Lösung im Zeitbereich eine Lösung im Frequenzbereich gewählt.

Die aus der MKS stammenden Anregungen wurden zunächst mittels FFT in den Frequenzbereich transformiert. Zur Berechnung der Verschiebungen des Systems wird das lineare Bewegungsdifferentialgleichungssystem der FEM mithilfe des harmonischen Zeitansatzes $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{u}(\mathbf{x}) e^{i\Omega t}$ ebenfalls in den Frequenzbereich transformiert. Es ergibt sich

$$(-\Omega^2 \mathbf{M}_u + i\Omega \mathbf{C}_u + \mathbf{K}_u) \tilde{\mathbf{u}}(\mathbf{x}) = \tilde{\mathbf{f}}_u \quad . \quad (7)$$

In (7) sind \mathbf{M}_u die Massenmatrix, \mathbf{C}_u die Dämpfungsmatrix, \mathbf{K}_u die Steifigkeitsmatrix, $\tilde{\mathbf{u}}$ die komplexe Amplitude der Verschiebungen, $\tilde{\mathbf{f}}_u$ die äußeren Lasten, i die imaginäre Einheit und Ω ist die Kreisfrequenz der Systemanregung.

Wie bereits in Kapitel 2.2 erörtert, werden aus Rechenzeitgründen die MKS-Simulationen mit einer minimalen Anzahl von Freiheitsgraden durchgeführt. Deshalb ist die in der MKS verwendete FE-Diskretisierung sehr viel gröber als die Diskretisierung, die für die strukturmechanischen Berechnungen verwendet wird. Während die integral wirkenden Grundlagerkräfte problemlos aufgeprägt werden können, ergibt sich beim Aufprägen der lokalen, aus dem Schmierfilm sowie dem Gasdruck entstehenden Kräfte an der Zylinderwand ein Problem infolge der inkompatiblen Netze. Zur direkten Verwendung der Knotenkraftverläufe aus der MKS müssten die Diskretisierungen identische Knotenanzahl und -koordinaten aufweisen.

Eine Interpolation der an den Knoten des gröberen Netzes vorhandenen Kräfte auf die Knoten des feineren Netzes muss eine energieäquivalente Belastung ergeben. Da eine solche Interpolation die Kenntnis der Ansatzfunktionen erforderlich macht, wurde hier ein anderer Weg gewählt. Nachdem die zeitlichen Kraftverläufe auf die Zylinderwände in den Frequenzbereich transformiert worden sind, werden diese über die zugehörigen Flächen in Drücke umgewandelt. Diese Methode bietet den Vorteil, dass Drücke problemlos von Knoten einer gröberen Diskretisierung auf Knoten einer feineren Diskretisierung interpoliert werden können. Die Drücke sind auf der Zylinderoberfläche definiert, wodurch in einem kartesischen Koordinatensystem eine 3D-Interpolation notwendig wird. Durch eine Koordinatentransformation für einen Zylinder mit konstantem Radius

sind die Punkte der Zylinderaußenfläche eindeutig durch Höhe und Winkel beschreibbar. Es wird eine lineare 2D-Interpolation bezüglich Winkel- und Höhenkoordinate verwendet, um die Druckwerte an den Knoten der feineren FE-Diskretisierung zu berechnen. Diese Druckwerte werden als dynamische Last für die Strukturmechanik verwendet. Für die Schwingungsanalyse der Struktur werden die Drücke näherungsweise auf die Mittelpunkte der einzelnen Elementflächen aufgebracht. Dazu werden die Druckwerte aller Knoten der jeweiligen Elementfläche gemittelt.

Es müssen alle Schritte des Arbeitsprozesses des 4-Zylinder-Motors (Ansaugen, Verdichten, Zünden, Ausschleiben) erfasst werden, wodurch die zeitlichen Kraft- bzw. Verschiebungsverläufe über eine Kurbelwellendrehung von 720° übergeben werden müssen. Im Frequenzbereich geht die Information der Zündreihenfolge verloren, wodurch auf alle Zylinder identische Lastspektren aufgebracht werden können.

5. Akustiksimulation des Zylinderkurbelgehäuses und der Ölwanne

Für die Berechnung der Schallabstrahlung des ZKG und der Ölwanne im Freifeld wird ein kugelförmiges Fluidvolumen mit zur Peripherie des Fluidgebietes hin größer werdenden akustischen 10-Knoten-Tetraederelementen modelliert (siehe Abbildung 1c). Die Berechnung des Schalldruckes erfolgt analog zur Strukturmechanik-Simulation im Frequenzbereich. Mithilfe des Ansatzes $\mathbf{p}(\mathbf{x}, t) = \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) e^{i\Omega t}$ ergibt sich aus der akustischen Wellengleichung

$$\nabla^T \nabla \mathbf{p}(\mathbf{x}, t) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \mathbf{p}(\mathbf{x}, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (8)$$

mit der Wellenzahl $k = \Omega/c$ die Helmholtz-Gleichung

$$\nabla^T \nabla \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) + k^2 \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) = 0 \quad (9)$$

Aus der schwachen Formulierung der Helmholtz-Gleichung (9) folgt die FE-Formulierung des Gesamtsystems analog zu (7) in der Form

$$(-\Omega^2 \mathbf{M}_p + i\Omega \mathbf{C}_p + \mathbf{K}_p) \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) = -i\rho_0 \Omega \tilde{\mathbf{f}}_p \quad (10)$$

In (8) bis (10) sind \mathbf{M}_p die Massenmatrix, \mathbf{C}_p die Dämpfungsmatrix, \mathbf{K}_p die Steifigkeitsmatrix, $\tilde{\mathbf{p}}$ die komplexe Amplitude der Verschiebungen, $\tilde{\mathbf{f}}_p$ die äußeren Lasten, i die imaginäre Einheit, ρ_0 die Ruhedichte, Ω die Kreisfrequenz der Systemanregung und k die Wellenzahl.

Die Akustiksimulation erfolgt wie in [14] ungekoppelt, d.h. Rückwirkungen des Fluids auf die schwingende Festkörperstruktur werden nicht berücksichtigt. Somit ergibt sich durch die entkoppelte Berechnung beider Modelle ein signifikanter Rechenzeitvorteil. Die in Kapitel 4 berechneten Verschiebungen der Oberfläche des ZKG und der Ölwanne werden mithilfe spezieller Interface-Elemente in das Submodell des Fluidvolumens (10) als Randbedingungen aufgebracht. Die Interface-Elemente koppeln den Druck im akustischen Fluid mit den Beschleunigungen bzw. Verschiebungen der Strukturoberfläche

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \cdot \mathbf{n} = -\Omega^2 \tilde{\mathbf{u}}(\mathbf{x}) \quad (11)$$

mit ρ als die komplexe Dichte und \mathbf{n} als der Normalenvektor auf der Strukturoberfläche.

Die Sommerfeldsche Abstrahlbedingung [11] verlangt, dass keine Reflektionen am Rand des diskretisierten Fluidgebietes auftreten. Bei der Randelemente-Methode (BEM) [5] ist diese Bedingung automatisch erfüllt. Im vorliegenden Fall werden die Akustiksimulation und die strukturdynamische Berechnung komplett mithilfe der FEM durchgeführt. Die Sommerfeldsche Abstrahlbedingung kann dabei alternativ sowohl mit absorbierenden Randbedingungen [6], infiniten Elementen [7] oder mittels Perfectly Matched Layer (PML) [15] erfüllt werden. Für Finite Volumen Methoden (FVM) [12] sind außerdem beispielsweise Captured Matched Layer [13] anwendbar. Die Sommerfeldsche Abstrahlrandbedingung lautet

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \left\{ r \left(\frac{\partial \tilde{\mathbf{p}}(x)}{\partial r} + ik \tilde{\mathbf{p}}(x) \right) + \tilde{\mathbf{p}}(x) \right\} = 0 \quad (12)$$

In (12) ist r der Radius der Fluidkugel, i die imaginäre Einheit und k die Wellenzahl.

In einer Vorstudie (Schallabstrahlung einer Rechteckplatte im Freifeld) wurden Vergleiche mit einer analytischen Lösung durchgeführt (mithilfe des Rayleigh-Integrals), um die Auswirkungen der Verwendung von absorbierenden Randbedingungen und infiniten Elementen zu untersuchen. Es wurde festgestellt, dass kein signifikanter Einfluss auf die Ergebnisse besteht. Bei der Nutzung Impedanz-basierter absorbierender Randbedingungen werden im Vergleich zur Nutzung von infiniten Elementen oder PML keine zusätzlichen Elemente oder Freiheitsgrade benötigt. Es wird lediglich die Änderung des Druckes in Normalenrichtung linear mit dem Druck selbst verknüpft

$$\mathbf{n} \frac{\partial \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} = \left(\frac{1}{r} + ik \right) \tilde{\mathbf{p}}(x) \quad (13)$$

Die Rechenzeit ist also bei den absorbierenden Randbedingungen nach (13) geringer. Deshalb wird hier diese Art der Randbedingung verwendet.

6. Ergebnisse der Simulationskette

6.1 Ergebnisse der elastischen Mehrkörpersimulation

Innerhalb des MKS-Programms EMD wurde das dynamische Verhalten einer Zylinderbuchse des betrachteten 4-Takt Ottomotors mit dem in Kap. 3 beschriebenen Verfahren simuliert. Die Buchse wurde aus dem vollständigen ZKG herausgelöst und als idealisierte, am oberen und unteren Ende auf dem Außendurchmesser eingespannte Zylindergeometrie übernommen. Nach Diskretisierung der Buchse mittels FEM wurde mit dem in Kap. 3.2 beschriebenen Vorgehen eine modale Reduktion auf 200 Freiheitsgrade durchgeführt, wobei sich 63 Freiheitsgrade als ausreichend für die Abbildung der Verformung ergeben haben. Die höchste Eigenfrequenz der noch berücksichtigten Eigenform liegt bei 191 kHz.

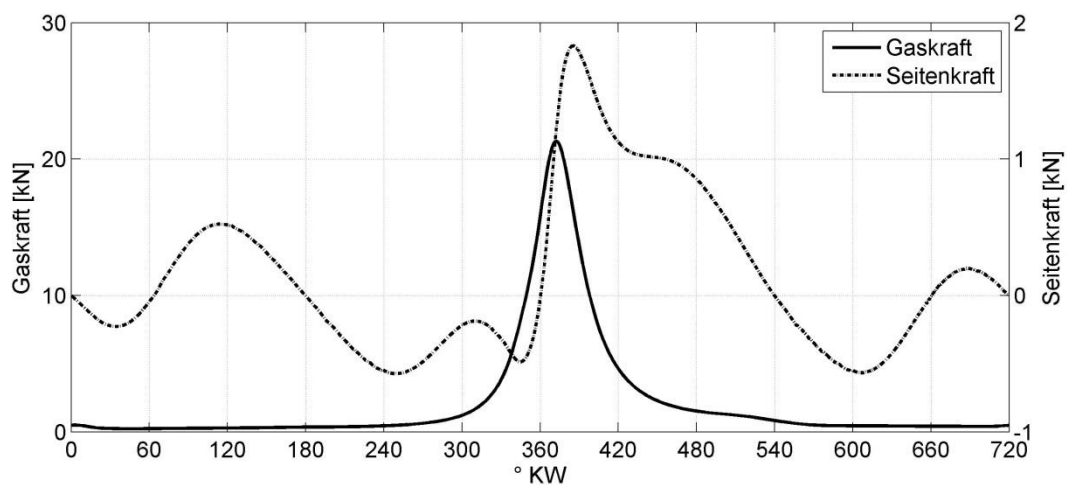


Abbildung 2: Kräfte am Kolben über einem Arbeitsspiel aufgetragen

Die Abbildung 2 zeigt die am Kolben wirkenden Kräfte über einem Arbeitsspiel. Aus dem Gasdruck resultiert die Gaskraft, welche kurz nach Zünd-OT (Oberer Totpunkt) den Maximalwert annimmt. Durch die seitliche Abstützung des Kolbens entsteht die von der Zylinderwand aufzunehmende Seitenkraft. In Abhängigkeit vom Pleuelwinkel erreicht die Seitenkraft einen maximalen Wert von 1.8 kN bei 387° KW, der erst nach dem Maximum der Gaskraft auftritt.

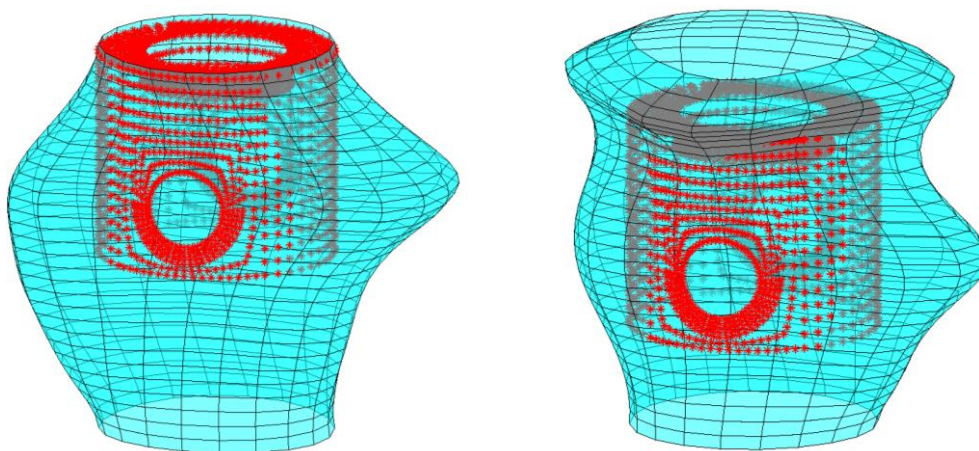


Abbildung 3: Verformungen einer Zylinderbuchse (5000fach überhöht) - links: Kolben nahe Z-OT bei maximaler Seitenkraft, rechts: Kolben 70° nach Z-OT, zusätzlich Wirkung des Gasdrucks erkennbar

Die Seitenkraft bewirkt über den trennenden Schmierfilm eine hydrodynamische Druckverteilung an der Zylinderwand und führt zu den in Abbildung 3 links gezeigten Verformungen der Zylinderbuchse im Bereich der Kolbenanlage (Druckseite). Weiterhin resultiert daraus eine Verjüngung in Bolzenrichtung und damit eine globale Verformung der Buchse auf der Gegendruckseite.

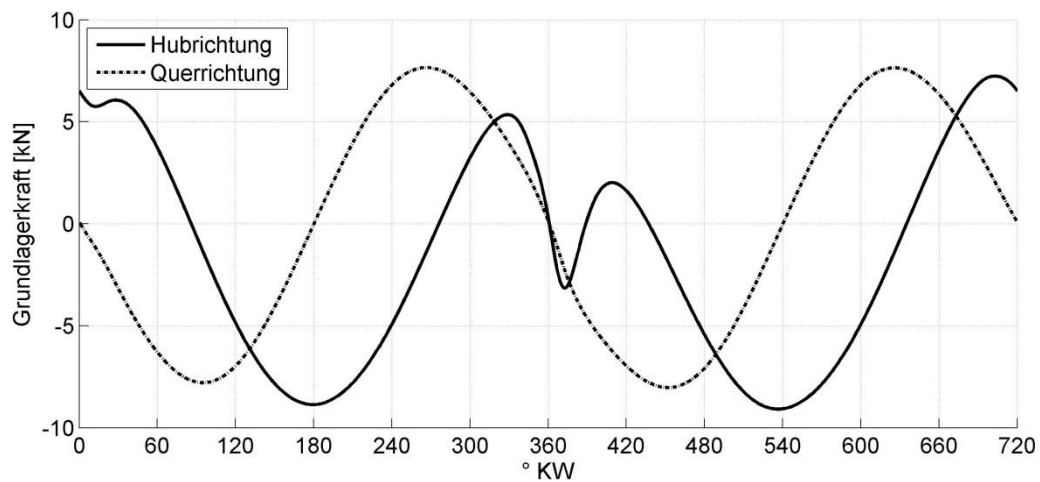


Abbildung 4: Aus dem Kurbeltrieb resultierende Kräfte am Kurbelwellen-Grundlager über ein Arbeitsspiel

Ferner wirkt in Abhängigkeit von der Kolbenposition der Gasdruck auf den Zylinder, woraus sich die in Abbildung 3 rechts dargestellte zusätzliche Verformung im Bereich oberhalb des Kolbenbodens ergibt.

Des Weiteren wird das Zylinderkurbelgehäuse über die Grundlager der Kurbelwelle durch die aus der Kurbeltriebbewegung resultierenden Kräfte angeregt, siehe Abbildung 4.

6.2 Untersuchung der modal reduzierten Modelle des ZKGs und der Ölwanne

Die Abbildung 5 zeigt die Schalldruckverteilung in einem Schnitt senkrecht zur Kurbelwellenachse durch das Fluidvolumen. Die Ergebnisse wurden in Abbildung 5 in der Mittelebene des hohlen kugelförmigen Fluidgebietes visualisiert. Die Ergebnisse der Akustiksimulation mit und ohne modaler Reduktion wurden für eine Drehzahl von 2500 U/min und eine Last von 47 Nm miteinander verglichen. Dazu wurden die viertel, halben und ganzen Motorordnungen bis 2 kHz berechnet. Um die Auswirkung einer modal reduzierten Schwingungsanalyse für eine nachgeschaltete Akustiksimulation isoliert untersuchen zu können, wurde die Struktur für diesen Vergleich ausschließlich durch die Grundlagerkräfte angeregt und nicht durch die in diesem Beitrag vorgestellte Berücksichtigung der Anregung in den Zylinderwänden.

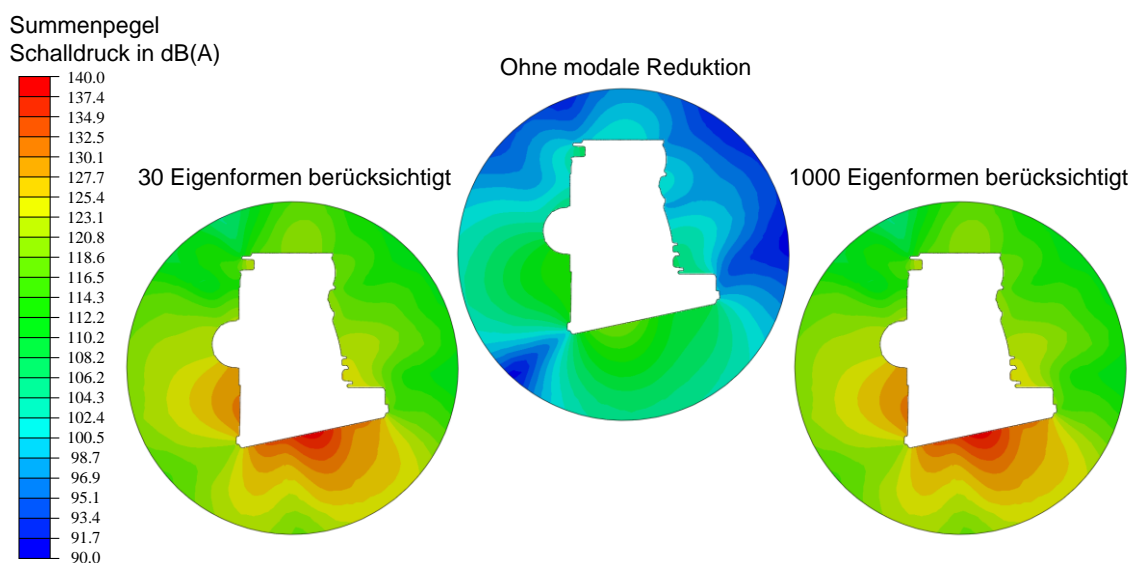


Abbildung 5: Vergleich der resultierenden Schalldruckverteilungen bei Berechnung der Strukturschwingungen mit und ohne modaler Reduktion des FE-Modells des Motors

Der Vergleich der Schalldruckverteilungen in Abbildung 5 zeigt, dass eine modale Reduktion der vorgeschalteten FE-Schwingungsanalyse sehr viel höhere Schwingungsamplituden der Struktur liefert, welche auch zu wesentlich höheren Schalldruckpegeln im Luftvolumen führen. Die Ergebnisse stimmen qualitativ gut überein, eignen sich aber nicht für eine quantitative Auswertung.

Es wurde eine Konvergenzstudie hinsichtlich der Anzahl der erforderlichen Eigenformen durchgeführt, um sicherzustellen, dass ausreichend viele Eigenformen berücksichtigt wurden. Die Abbildung 5 zeigt den Vergleich der Schalldruckverteilung, für eine modale Reduktion mit 30 berücksichtigten Eigenformen und mit 1000 berücksichtigten Eigenformen. In der logarithmischen Darstellung sind keine Unterschiede zu erkennen. Die 30. Eigenfrequenz ist mit 3218 Hz größer als das 1,5fache der höchsten Frequenz des betrachteten Frequenzbereiches.

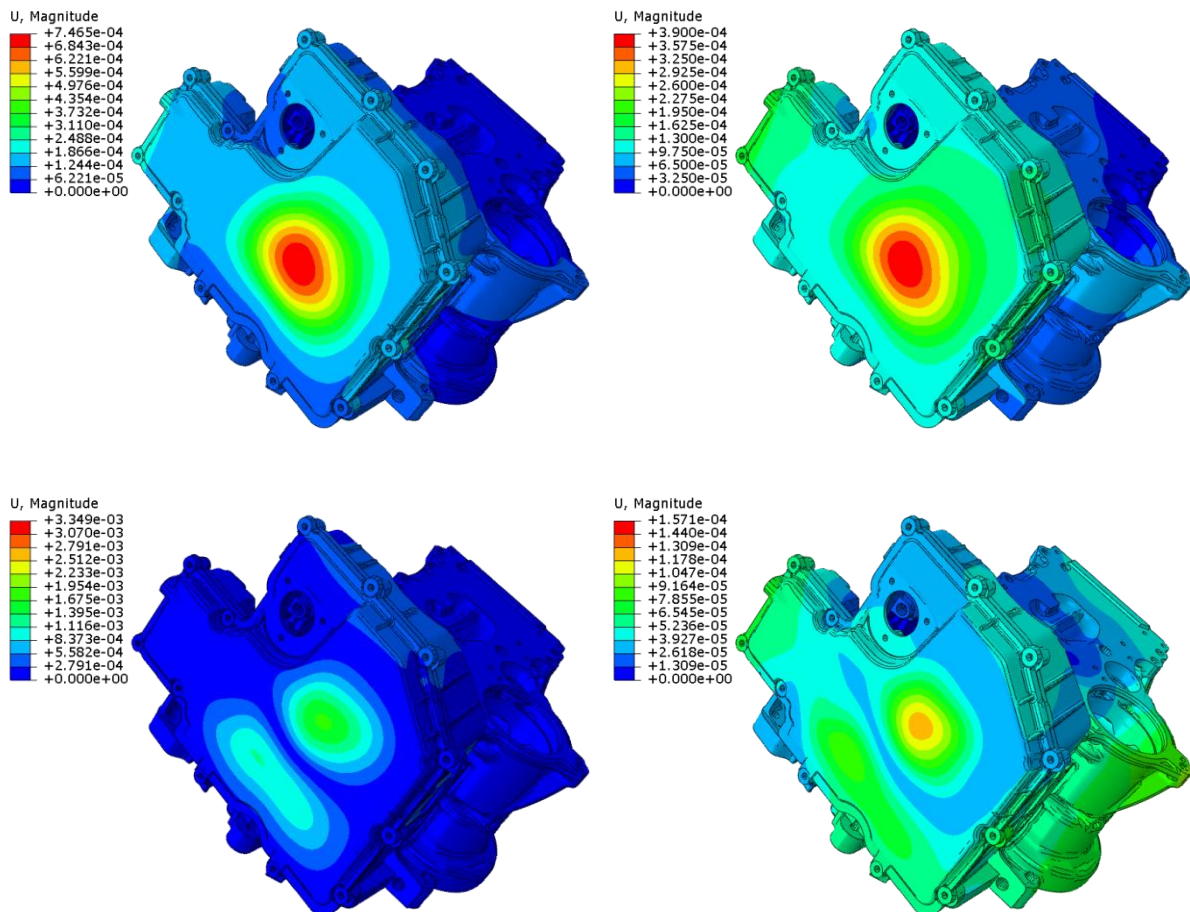


Abbildung 6: Schwingungsamplituden bei 902 Hz (oben) und 1708 Hz (unten) für die FE-Schwingungsanalyse mit (links) und ohne (rechts) modaler Reduktion

In Abbildung 6 werden zur Veranschaulichung Ergebnisse der FE-Schwingungsanalyse gezeigt, die mit und ohne modaler Reduktion berechnet wurden. Die Bilder verdeutlichen noch einmal am Beispiel von zwei verschiedenen Frequenzen, dass die FE-Schwingungsanalyse mit einer modalen Reduktion das Schwingungsverhalten nur qualitativ richtig abbildet, aber sehr viel größere Verschiebungsamplituden berechnet.

6.3 Einfluss durch die Berücksichtigung der Kräfte auf die Zylinderwände

Wie Abbildung 5 zeigt auch Abbildung 7 die Schalldruckverteilung in der Mittelebene der Luftkugel senkrecht zur Kurbelwellenachse für 2500 U/min und 47 Nm Last. Im Gegensatz zu Abbildung 5 wird in Abbildung 7 der Frequenzbereich bis 5 kHz über die halben und ganzen Motorordnungen dargestellt.

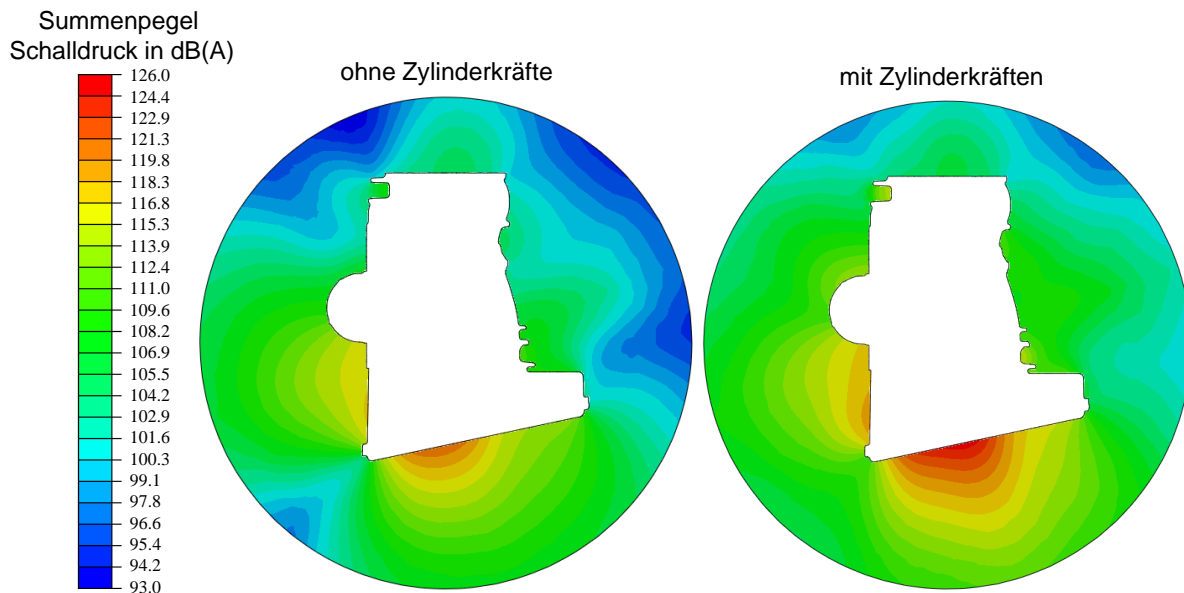


Abbildung 7: Schalldruckverteilung ohne (links) und mit (rechts) Berücksichtigung der Zylinderkräfte

Es ist klar zu erkennen, dass die zusätzliche Berücksichtigung der Kräfte auf die Zylinderwände einen großen Einfluss auf die Akustiksimulation hat. Die Ölwanne ist zwar weiterhin als ein dominanter Strahler zu erkennen, aber das Schalldruckfeld stellt sich sowohl bezüglich der Verteilung als auch der Pegel deutlich anders dar. Dies zeigt, dass die Kräfte auf die Zylinderwände aufgrund von Kolbenquer- und -kipfbewegungen und dem Verbrennungsprozess als Anregung für die Strukturschwingungen keinesfalls zu vernachlässigen sind und innerhalb einer Akustiksimulation bzw. Schwingungsanalyse unbedingt berücksichtigt werden sollten. Dies ist mithilfe des in diesem Beitrag vorgestellten ganzheitlichen Virtual Engineering Ansatzes zur Schwingungs- und Akustiksimulation eines Verbrennungsmotors möglich. Für die Akustik ist dabei nicht die Erhöhung der Schallabstrahlung des ZKGs von Bedeutung, sondern die Berücksichtigung der Kräfte auf Zylinderwände als zusätzliche Anregungsquelle des Gesamtsystems. Über Körperschallpfade erreicht die über die Zylinderwände eingebrachte Energie Strukturbereiche mit hohen Abstrahlgraden und steigert die abgestrahlte Schalleistung signifikant. Die Ölwanne ist ein Beispiel eines solchen Strukturbereiches. In Abbildung 7 ist deutlich zu erkennen, dass die Erhöhung der seitlichen Abstrahlung durch die Berücksichtigung der Zylinderkräfte wesentlich unkritischer ist als die Erhöhung der Schallabstrahlung des Ölwannebodens. Das ZKG wird zwar durch die Zylinderkräfte ebenfalls viel stärker zu Schwingungen angeregt, ist aber aufgrund der sehr profilierten, kleinflächigen Struktur und auch der großen Wandstärken im akustischen Sinne ein eher untergeordneter Strahler.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde ein ganzheitlicher Virtual Engineering Ansatz präsentiert, der in der Lage ist, zum einen die experimentelle Bestimmung von Lagerkräften als Eingangsgröße für die strukturdynamische Berechnung zu ersetzen und zum anderen die aus der Kolbenbewegung und dem Verbrennungsprozess resultierende Anregung der Zylinderwände zu berechnen. Dafür wird lediglich der Gasdruckverlauf in den Zylindern des Verbrennungsmotors als einzige Eingangsgröße benötigt.

Es wurde anhand von Simulationsergebnissen gezeigt, dass die in der vorgeschalteten elastischen Mehrkörpersimulation berechneten Anregungen der Zylinderwände unbedingt in der FE-Schwingungsanalyse berücksichtigt werden sollten, da die bisher gängige alleinige Berücksichtigung der Schwingungsanregung über die Lagerkräfte nicht ausreichend ist.

Mithilfe des vorgestellten Ansatzes können akustische Konsequenzen, die sich aus Modifikationen des Kurbeltriebes ergeben, direkt berechnet und bewertet werden. Zukünftig sollen mögliche Einflussgrößen zur Verbesserung der Akustik, wie die Lagergeometrie, die Kolbenfeingeometrie, die Kolbendesachsierung, die Kolbenhemdsteifigkeit und die Kurbelgehäusegeometrie, mit Verwendung des hier präsentierten Vorgehens detailliert untersucht werden. Erste Untersuchungen des Einflusses von verschiedenen Kolbendesachsierungen wurden bereits in [16] durchgeführt. Der vorgestellte ganzheitliche Berechnungsansatz soll weiterhin als Grundlage für computergestützte Optimierungen dienen.

Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen des Verbundprojektes „COMpetence in MObility – Automotive“, welches mit Geldern des Europäischen Strukturfonds gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die gewährte finanzielle Förderung.

Literaturverzeichnis

- [1] Nitzschke, S.; Daniel, C.; Woschke, E.; Strackeljan, J.: *Simulation der Kolbendynamik unter Berücksichtigung der EHD-Kopplung*, 9. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 2009, pp. 84-92
- [2] Schwertassek, R.; Wallrapp, O.: *Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme*. Vieweg, 1999
- [3] Daniel, C.; Woschke, E.; Strackeljan, J.: *Modellierung von Gleitlagern in rotordynamischen Modellen*, 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, 2009, Paper-ID 33
- [4] Woschke, E.: *Simulation gleitgelagerter Systeme in Mehrkörperprogrammen unter Berücksichtigung mechanischer und thermischer Deformationen*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation 2013
- [5] Banerjee, P. K.: *The Boundary Element Methods in Engineering*, McGraw-Hill College, 1994
- [6] Givoli, D.: *Computational Absorbing Boundaries*, In Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids, Marburg, S., Nolte, B., (Eds.), Springer-Verlag Berlin, 2008
- [7] Burnett D.S.: *A 3-D acoustic infinite element based on a prolate spheroidal multipole expansion*, Journal of the Acoustical Society of America, 96 (5), 1994, pp. 2798-2816
- [8] Duvigneau, F.; Gabbert, U.: *Numerical study of a thermo-acoustically encapsulation*, 11th World Congress on Computational Mechanics, 2014
- [9] Frigo, M.; Johnson, S.G.: *FFTW: An Adaptive Software Architecture for the FFT*, Proceedings of the International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Vol. 3, 1998, pp. 1381-1384
- [10] Bathe, K.-J.: *Finite-Elemente-Methoden*, 2. Auflage. Springer-Verlag Berlin, ISBN 3-540-66806-3, 2002
- [11] Ihlenburg, F.: *Finite Element Analysis of Acoustic Scattering*, Springer-Verlag New York, 1998
- [12] LeVeque, R.J.: *Finite Volume Methods for Hyperbolic Problems*, Cambridge University Press, 2002, pp. 64-86
- [13] Loh, C.Y.; Zheng, Y.: *ABSORBING BOUNDARY CONDITION WITH CAPTURED MATCHED LAYER*, 21th International Congress on Sound and Vibration, 2014
- [14] 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, 2014
- [15] Meiler, M.; Landes, H.; Kaltenbacher, M.: *PML für vibroakustische Probleme im Frequenz- und Zeitbereich*, Fortschritte der Akustik, 2010, pp. 447-448
- [16] Gabbert, U.; Duvigneau, F.; Knoll, G.; Lang, J.: *MKS-Modellierung, Analyse von Körper- und Luftschall am Beispiel eines Grundmotors*, FIRST User Meeting, 2014