

MKS/EHD-gestützte Luft- und Körperschallanalyse des Kurbeltriebdesigns von Verbrennungsmotoren

Jochen Lang, Fabian Duvigneau, Gunter Knoll, Ulrich Gabbert

Abstract

Reduction of acoustic emission and mechanical friction power losses of vehicles gains in importance, as engine acoustics concerns the traveling comfort. Further, strict legal requirements have to be achieved. In consequence, acoustic and tribological effects of design modifications should be estimated early in the development process. In this paper, a complex simulation approach is presented, which allows the calculation of tribological parameters and acoustic effects of a modified crank mechanism. The aim of this paper is the extension of an existing multi body system (MBS) for a crankshaft/engine block model by the EHD impact impulse of piston-liner contact under consideration of mixed friction. Application example is a 2.2 liter four-cylinder inline diesel engine. Different design variations like piston pin offset and clearance variations will be examined concerning the resulting excitation of the engine block. After the calculation of the structure-borne noise on the surface, a decoupled acoustic simulation for the air-borne noise is carried out with detailed analysis of the acoustic behavior for different frequencies.

Kurzfassung

Der Reduktion von Schallemission und mechanischen Reibungsverlusten von Fahrzeugen kommt eine immer größere Bedeutung zu, da die Motorakustik den Komfort entscheidend beeinflusst und hinsichtlich der Schadstoffemission strenge Gesetzesvorgaben zu erfüllen sind. Folglich sollten die akustischen und tribologischen Auswirkungen konstruktiver Änderungen möglichst schon im Entwicklungsprozess des Fahrzeuges abgeschätzt werden können. In diesem Beitrag wird dafür ein komplexer Simulationsansatz präsentiert, der es ermöglicht, neben den tribologischen Kenngrößen auch die akustischen Auswirkungen aufgrund eines modifizierten Kurbeltriebdesigns zu berechnen. Hierbei kann es durchaus zu einem Zielkonflikt zwischen tribologischer Optimierung und deren akustischer Auswirkung kommen. Ziel dieses Beitrags ist die Erweiterung eines komplexen MKS-Modells für ein Kurbelwellen-Motorblock-System um die elastohydrodynamischen Aufschlagimpulse in den Kolben-Liner-Kontakten. Als Anwendungsbeispiel dient ein Reihen-Vierzylinder Dieselmotor mit 2,2 Liter Hubraum. Im Beitrag werden verschiedene Designvarianten des Kurbeltriebs mit unterschiedlichen Desachsierungen und Laufspielen hinsichtlich der resultierenden Schwingungserregung des Motorblocks untersucht. Für die Berechnung der Oberflächenschwingung des Kurbelgehäuses werden die Kolbensekundärbewegung und der Aufschlagimpuls als wesentliche Anregungsquellen berücksichtigt. Die Interaktion von Kolben und Zylinder ist dabei als elastohydrodynamischer Kontakt mit Berücksichtigung von Mischreibungseffekten implementiert. Nach der Berechnung

des Körperschalls auf der Oberfläche des Kurbelgehäuses folgt eine entkoppelte Akustiksimulation der Schallabstrahlung unter Freifeldbedingungen zur Detailanalyse des akustischen Verhaltens bei unterschiedlichen Frequenzen.

1. MKS/EHD-Simulation

Die Kopplung einer elastischen Mehrkörpersimulation (MKS) mit elasto-hydrodynamischen Lagern erfolgt aufgrund des nicht-linearen Systemverhaltens im Zeitbereich. Der grundsätzliche Ablauf der gekoppelten Simulation ist in Bild 1 dargestellt. Zentrale Gleichung der Mehrkörpersimulation ist die Newtonsche Bewegungsgleichung für elastische Körper. Die Modellierung der elastischen Körper erfolgt mit der Methode der Finiten Elemente (FEM), wobei ein Reduktionsschema (siehe [1]) zur Reduzierung der Integrationsfreiheitsgrade zum Einsatz kommt. Zusammen mit den Strukturrandbedingungen führt die Lösung der Differentialgleichung nach Integration zu den Lagen und Geschwindigkeiten der Körper, die nach entsprechender Umrechnung die Spaltweiten und Geschwindigkeiten der Lagergleitflächen ergeben. Zusammen mit den hydrodynamischen Randbedingungen erfolgt auf dieser Basis die Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung für die einzelnen Tribosysteme. Zusätzlich wird neben dem hydrodynamischen Tragdruckaufbau bei Erreichen der Mischreibungsgrenze auch der Tragdruckaufbau durch den Rauheitskontakt der Oberflächen berücksichtigt. Hierbei sind unterschiedliche Modellbildungstiefen möglich [2, 3]. Die sich aus der Elastohydrodynamik ergebenden Druck- und Schubspannungsverteilungen auf den Laufflächen der beteiligten Körper bilden die rechte Seite der Newtonschen Differentialgleichung für den nächsten Zeitschritt. Der in der Simulationssoftware FIRST [4] umgesetzte Algorithmus ermöglicht die Berücksichtigung unterschiedlicher Lagertypen (Zylinder-/Radiallager, Axiallager, Gleitschuhe, sphärische Lager) in einer MKS-Modellbildung.

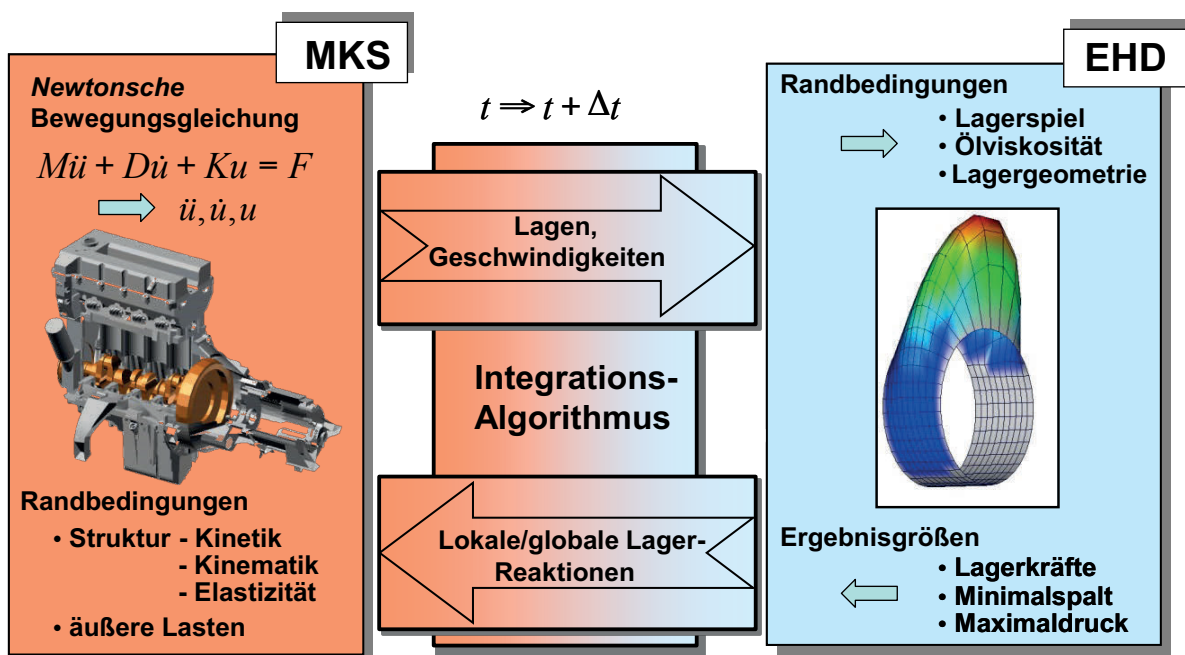


Bild 1: Berechnungsablauf gekoppelte MKS/EHD Simulation

1.1 Anwendungsbeispiel und Modellbildung

Als Anwendungsbeispiel für die Akustiksimulation wurde ein Reihen-Vierzylinder Dieselmotor mit 2,2 Liter Hubraum gewählt. Das Modell (siehe Bild 2) besteht aus dem elastischen Kurbelgehäuse, der elastischen Kurbelwelle und einem elastischen Kurbeltrieb in Zylinder 3 mit EHD-Lagern in den Kontakten Kolben/Liner, Kolben/Bolzen und Bolzen/Pleuel. Die übrigen Kurbeltriebe wurden als starre, sogenannte MKS-Kurbeltriebe modelliert, so dass die Kurbeltriebdynamik vollständig berücksichtigt ist.

Die Modellierung der Schmierfilmpkopplung in den Grundlagern erfolgt über eine schnelle und einfache Kennfeldlösung (Impedanz-Kennfeld), bei der nur das integrale Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten der Grundlager abgebildet wird.

Die Detailmodellbildung des EHD-Kurbeltriebs ist in Bild 3 dargestellt. Für den Kolben-Liner-Kontakt und für den Kolben-Bolzen-Kontakt wurde eine hohe Anzahl von FEM-Knoten für die Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung und des Rauheitskontaktes gewählt. Die Knotenanzahl im kleinen Pleuelauge konnte etwas reduziert werden, da das Pleuelauge den Aufschlagimpuls des Kolbens auf den Liner nicht dominant beeinflusst.

Zur Berechnung der Aufschlagimpulse zwischen Kolben und Liner ist die Berücksichtigung der Fertigungs- und Warmverzüge des Kolbens und des Liners unerlässlich. Diese Verzüge wurden vom Motorenhersteller für den untersuchten Betriebspunkt zur Verfügung gestellt.

Die FEM-Modellierung des Kolbens erfolgte mit der Serien-Desachsierung. Zur Variation von Desachsierung und Kolbenlaufspiel müssen bei der verwendeten Simulationssoftware die FEM-Netze der Volumenstruktur und der Hydrodynamik nicht mehr modifiziert werden. Das hierbei eingesetzte Verfahren der „virtuellen Desachsierung“ wird im nächsten Unterkapitel beschrieben.

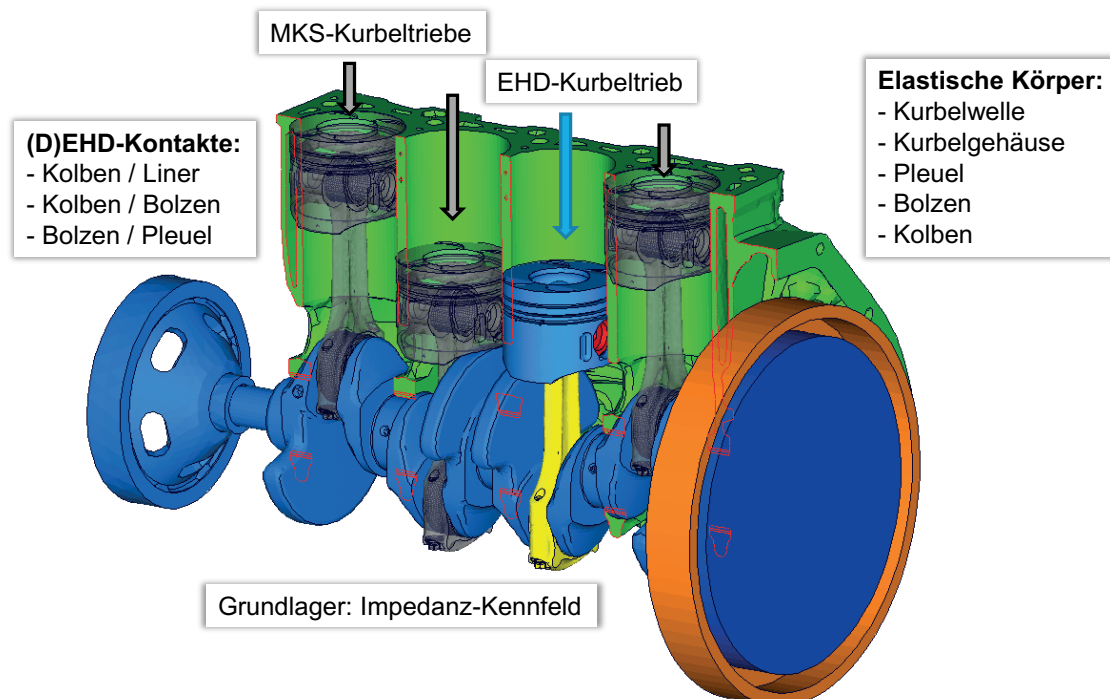


Bild 2: MKS-Modellbildung des Motorsystems

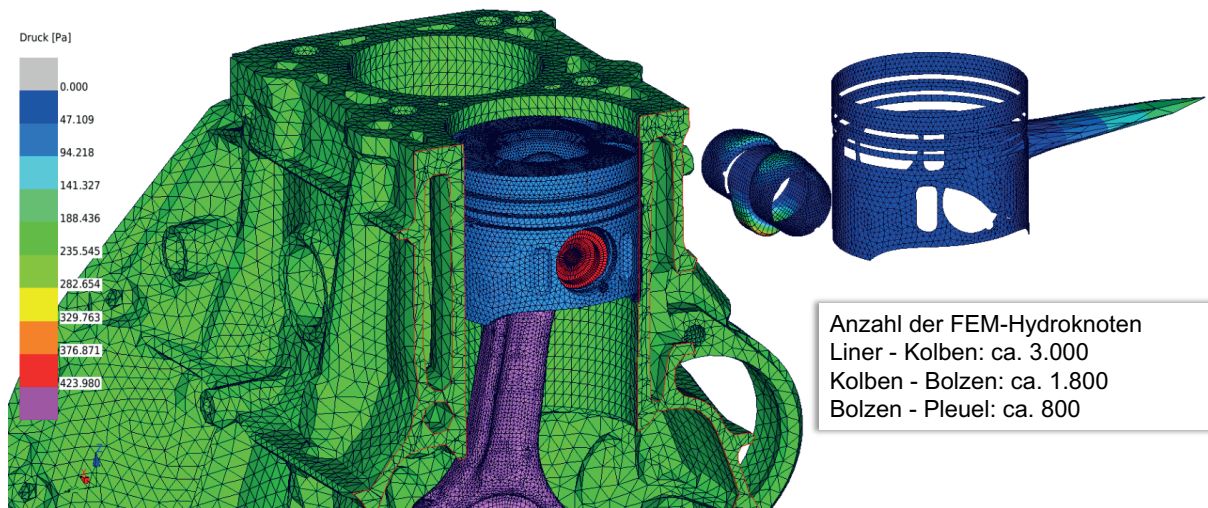


Bild 3: MKS/EHD-Modellbildung des Kurbeltriebs

1.2 Variation der Desachsierung

Zur Analyse der Auswirkung der Desachsierung des Kolbenbolzens auf das akustische Verhalten des Motorsystems werden beispielhaft zwei extreme Desachsierungsvarianten gegenübergestellt und zwar eine druckseitige und eine gegendruckseitige Desachsierung um jeweils 0,8 mm. Die in den meisten Konstruktionen umgesetzte druckseitige Desachsierung führt vor ZOT im Allgemeinen zur druckseitigen Anlage der Kolbenschaft-Unterkante, wodurch der Kolbenanlagewechsel frühzeitig abgebremst wird, was wiederum den Aufschlagimpuls reduziert. Umgekehrt führt eine gegendruckseitige Desachsierung des Bolzens zu einer aufrechteren Position des Kolbens beim Anlagewechsel, wodurch der Kolben eine höhere kinetische Energie entwickelt und mit der steiferen Schaftoberkante anschlägt.

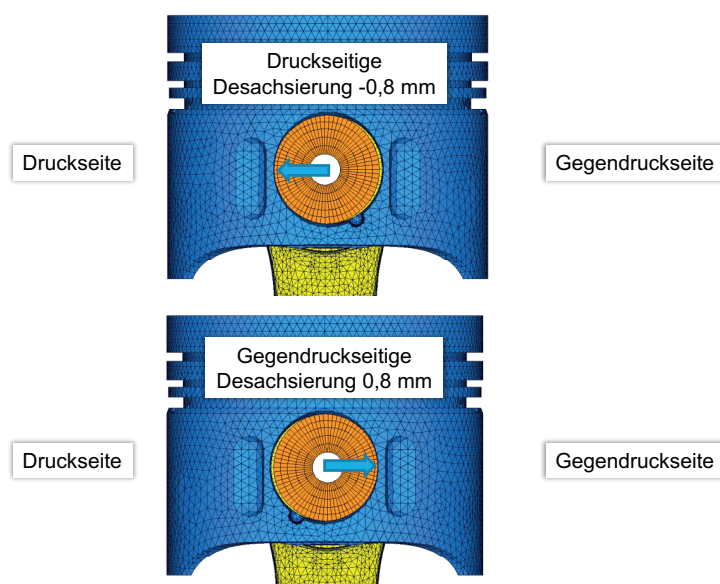


Bild 4: Desachsierungsvarianten zur Akustikanalyse

Das standardmäßige Vorgehen bei einer Variation der Bolzendesachsierung erfordert eine Modifikation des FEM-Netzes des Kolbens mit anschließender erneuter Strukturreduktion des Kolbens. Dieses Vorgehen ist bei einer Untersuchung mehrerer Desachsierungsvarianten zu aufwendig, weshalb im Programmsystem FIRST das Verfahren der „virtuellen Desachsierung“ eingeführt wurde. Hierbei kann die Position des Bolzenlagers im Kolben verschoben werden, ohne dass das FEM-Netz des Kolbens modifiziert und neu reduziert werden muss. Hierbei bleibt eine Veränderung der Kolbensteifigkeit durch den veränderten Nabenversatz unberücksichtigt, was aber aufgrund der kleinen Desachsierungswerte vernachlässigt werden kann.

Bild 5 zeigt den Einfluss der Desachsierung auf den Seitenkraftverlauf zwischen Kolbenschaft und Liner für den untersuchten Betriebspunkt 2000 1/min, Volllast. Durch die Desachsierung verändern sich Zeitpunkt und Anschlagdynamik des Anlagewechsels im Zünd-OT (TDC-I). Auch die Anschlagdynamik in den anderen Anlagewechseln (Gaswechsel-OT (TDC), unterer Totpunkt (BDC)) wird deutlich durch die Desachsierung beeinflusst. Die üblicherweise verwendete druckseitige Desachsierung zeigt deutlich geringere Aufschlagimpulse als die gegendruckseitige Desachsierung.

Infolge des sich durch die Desachsierung verändernden Momentengleichgewichts wird auch die Kolbenkipfung deutlich beeinflusst (Bild 6). Die Schaftunterkante neigt sich bei der druckseitigen Desachsierung vor ZOT der Druckseite entgegen, wodurch der Anlagewechselweg verkürzt und ein Teil des Aufschlagimpulses durch die weiche Schaftunterkante abgefedert wird.

Die durch den Aufschlagimpuls des Kolbens auf den Liner verursachten Schwingungen des Kurbelgehäuses nahe des EHD-Kurbeltriebs sind in Bild 7 in Form der Oberflächenschnelle dargestellt. Weiterhin ist zu sehen, dass der gegendruckseitige Offset den stärkeren Aufschlagimpuls verursacht.

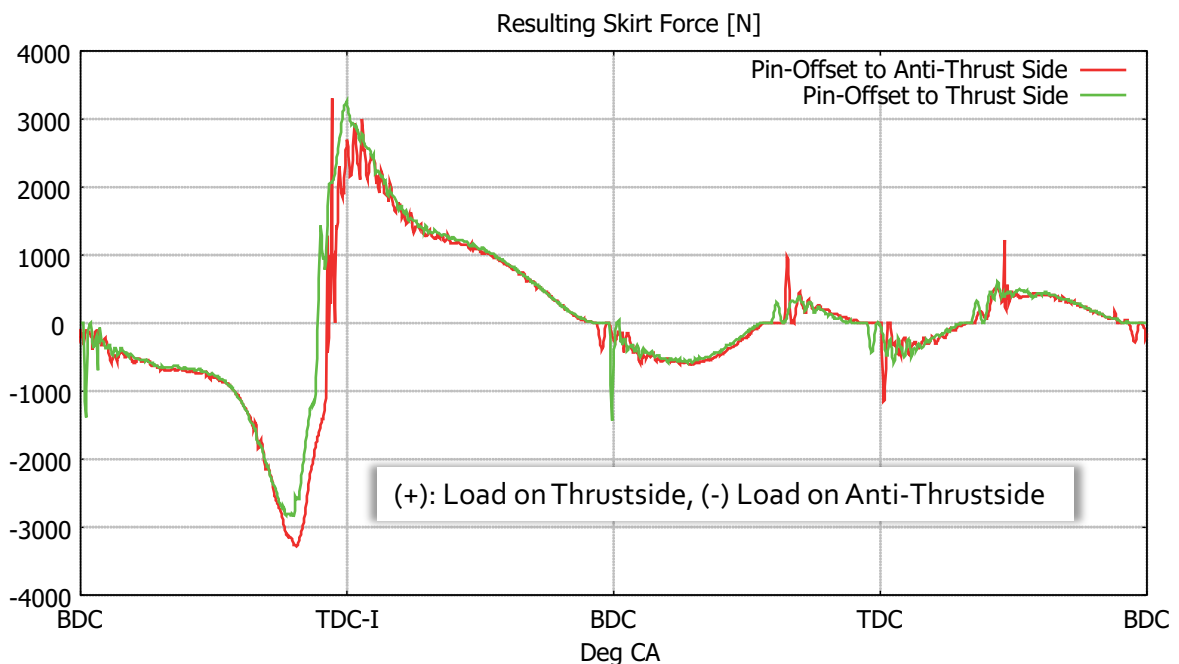


Bild 5: Seitliche Kolbenschaftkraft bei unterschiedlicher Desachsierung

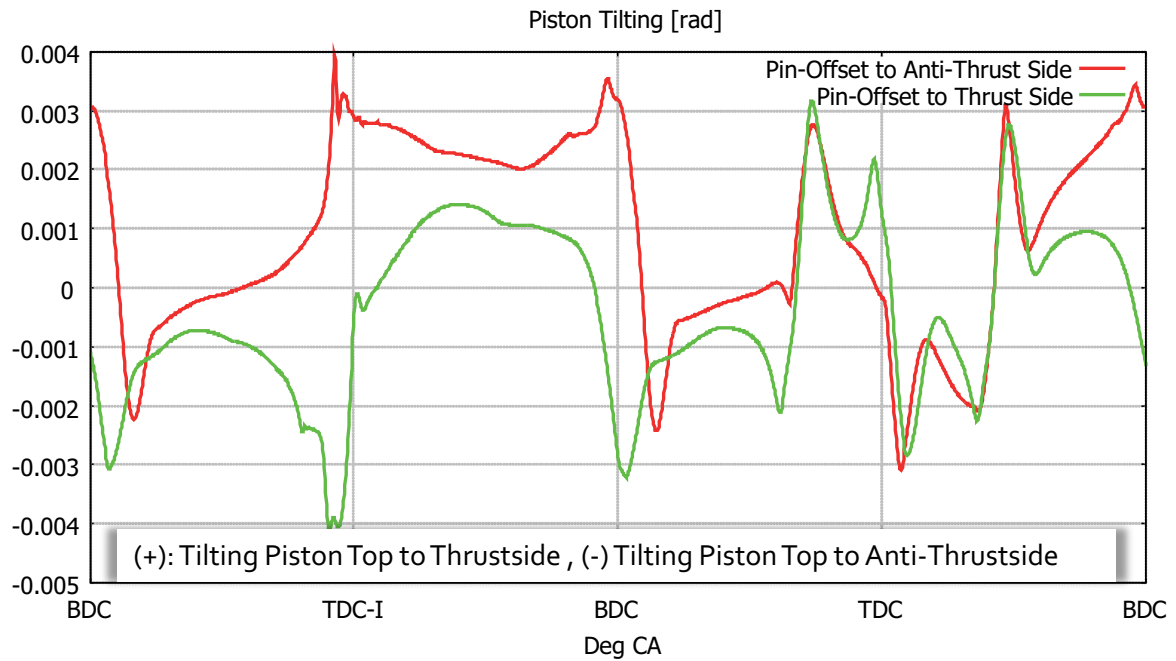


Bild 6: Kolbenkipfung bei unterschiedlicher Desachsierung

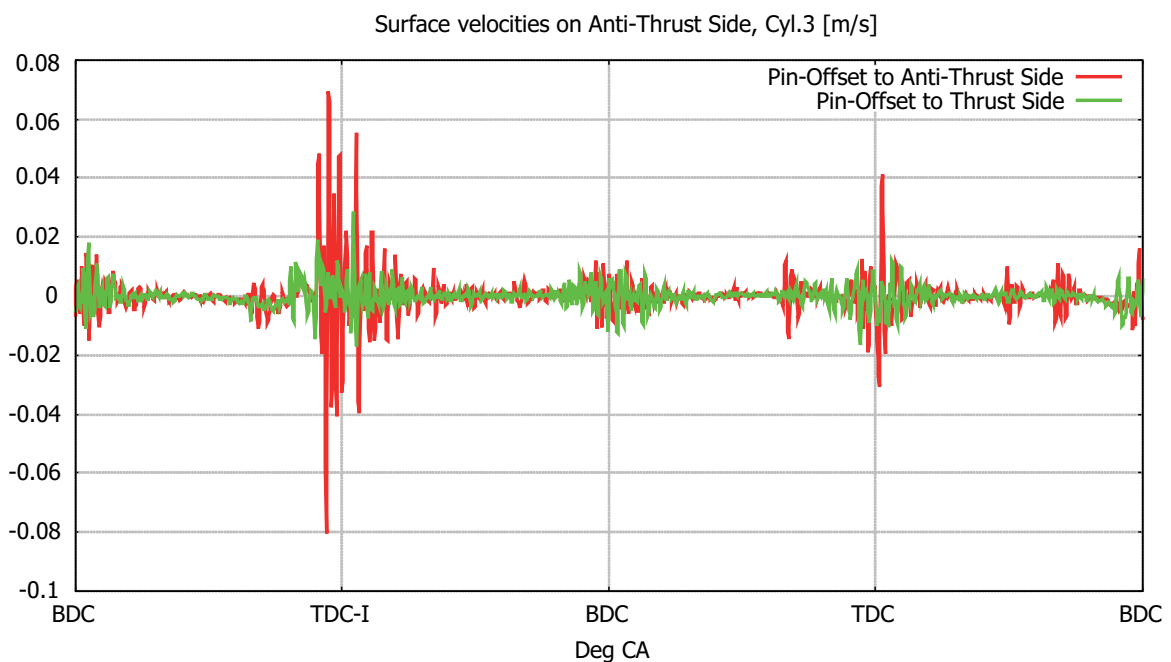


Bild 7: Lokale Oberflächenschnelle an Zyl. 3 bei unterschiedlicher Desachsierung

1.3 Variation des Kolbenlaufspiels

Eine Reduzierung des Kolbenlaufspiels bei ansonsten unveränderten Randbedingungen zeigt eine deutliche Reduzierung des Seitenkraft-Aufschlagimpulses (siehe Bild 8). Natürlich ändert sich durch die Verengung des Laufspiels auch die

Reibleistung am Kolbenschaft, worauf in der vorliegenden Arbeit aber nicht weiter eingegangen werden soll.

Der Einfluss des Kolbenlaufspiels auf die Schwingungen des Kurbelgehäuses am EHD-Kurbeltrieb bei Zylinder 3 ist in Bild 9 wiederum in Form der Oberflächenschnelle dargestellt.

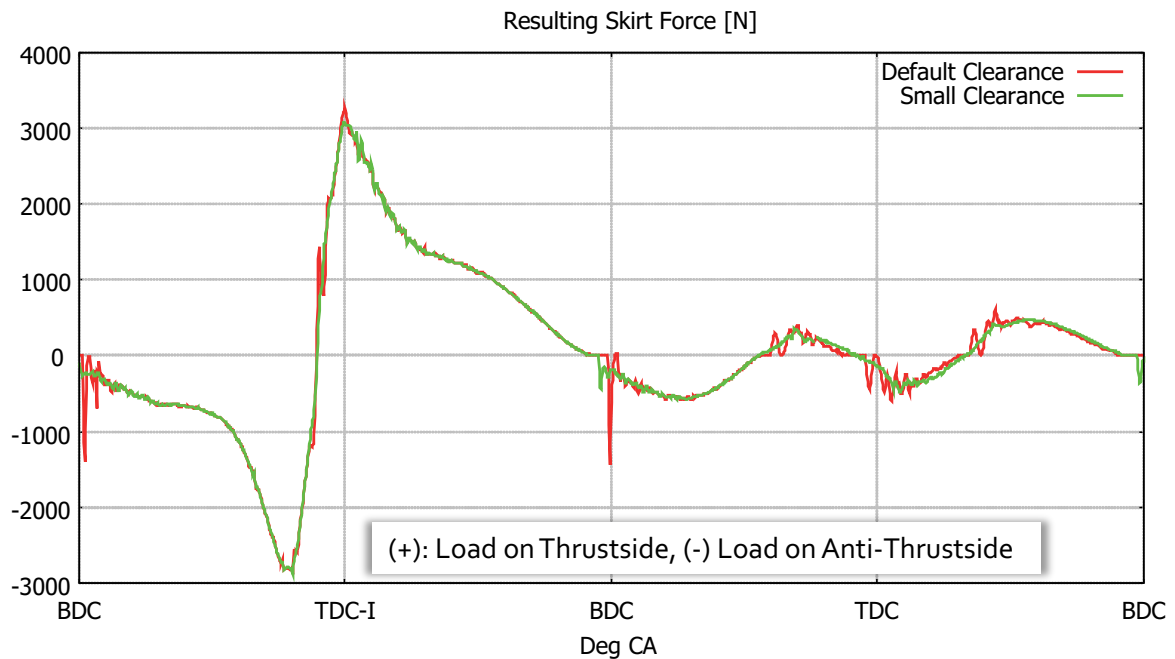


Bild 8: Seitliche Kolbenschaftkraft bei unterschiedlichen Kolbenspielen

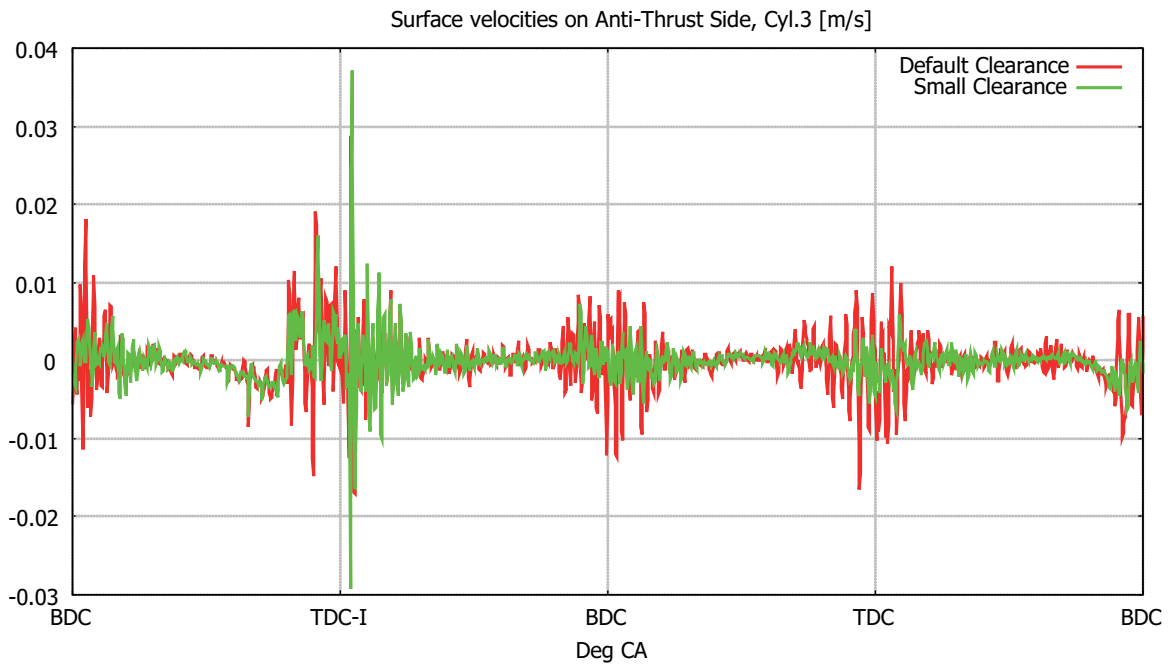


Bild 9: Lokale Oberflächenschnelle an Zyl. 3 bei unterschiedlichen Kolbenspielen

Wie zu erwarten, sind die Amplituden der Oberflächenschnelle bei geringerem Kolbenlaufspiel kleiner, als beim Standard-Laufspiel.

1.4 Schnelles MKS-Modell zur Körperschallanalyse

Aus Rechenzeitgründen wurde in dem in Kapitel 1.1 vorgestellten MKS-Modell nur der Kurbeltrieb in Zylinder 3 als EHD-Kurbeltrieb modelliert. Die übrigen drei Kurbeltriebe sind sogenannte MKS-Kurbeltriebe. Mit diesen lassen sich die Torsionsschwingungen der Kurbelwelle (und damit der Kröpfung) berücksichtigen und auch die Seitenkraft des Kolbens entsprechend der aktuellen Kolbenposition in das Kurbelgehäuse einleiten, es werden aber keine Aufschlagimpulse berechnet. Mit der vorgestellten Modellbildung ist es also nicht möglich, die Aufschlagimpulse für den gesamten Motorblock zu berechnen. Daher würde eine Körperschallanalyse hochfrequente, durch den Aufschlagimpuls des Kolbens verursachte Schwingungen nur für den Zylinder 3 (mit dem EHD-Kurbeltrieb) berücksichtigen. Natürlich wäre es denkbar, alle Kurbeltriebe als EHD-Kurbeltriebe zu modellieren. Dies wäre zwar modellierungstechnisch die optimale Lösung, führt aber zu sehr hohen Rechenzeiten, die für Parameterstudien nicht erwünscht sind. Die Alternative ist ein schnelles, in allen Zylindern auf MKS-Kurbeltrieben basierendes Modell, bei dem die Aufschlagimpulse mit dem in Kapitel 1.1 beschriebenen Modell berechnet und den analytischen Seitenkraftverläufen der MKS-Kurbeltriebe überlagert werden. Zur Isolierung der Aufschlagimpulse wird vom berechneten EHD-Seitenkraftverlauf der analytische Seitenkraftverlauf subtrahiert (Bild 10) und im MKS-Modell zusätzlich zu den analytischen Seitenkräften entsprechend der aktuellen Kolbenposition und der Wirkrichtung auf den Liner aufgebracht (Bild 11).

Die sich aus der MKS-Simulation ergebenden Geschwindigkeitssignale aller FEM-Knoten der Oberfläche des Kurbelgehäuses werden über einem Arbeitsspiel abgelegt und zur Körperschallanalyse bereitgestellt.

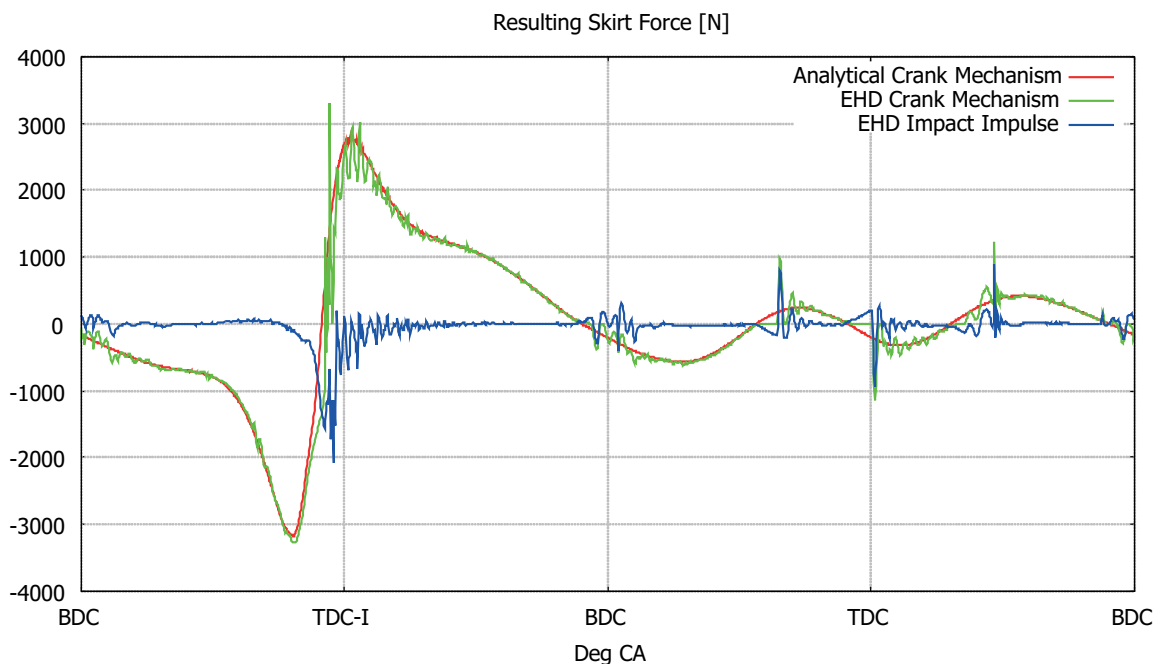


Bild 10: Ermittlung des Aufschlagimpulses

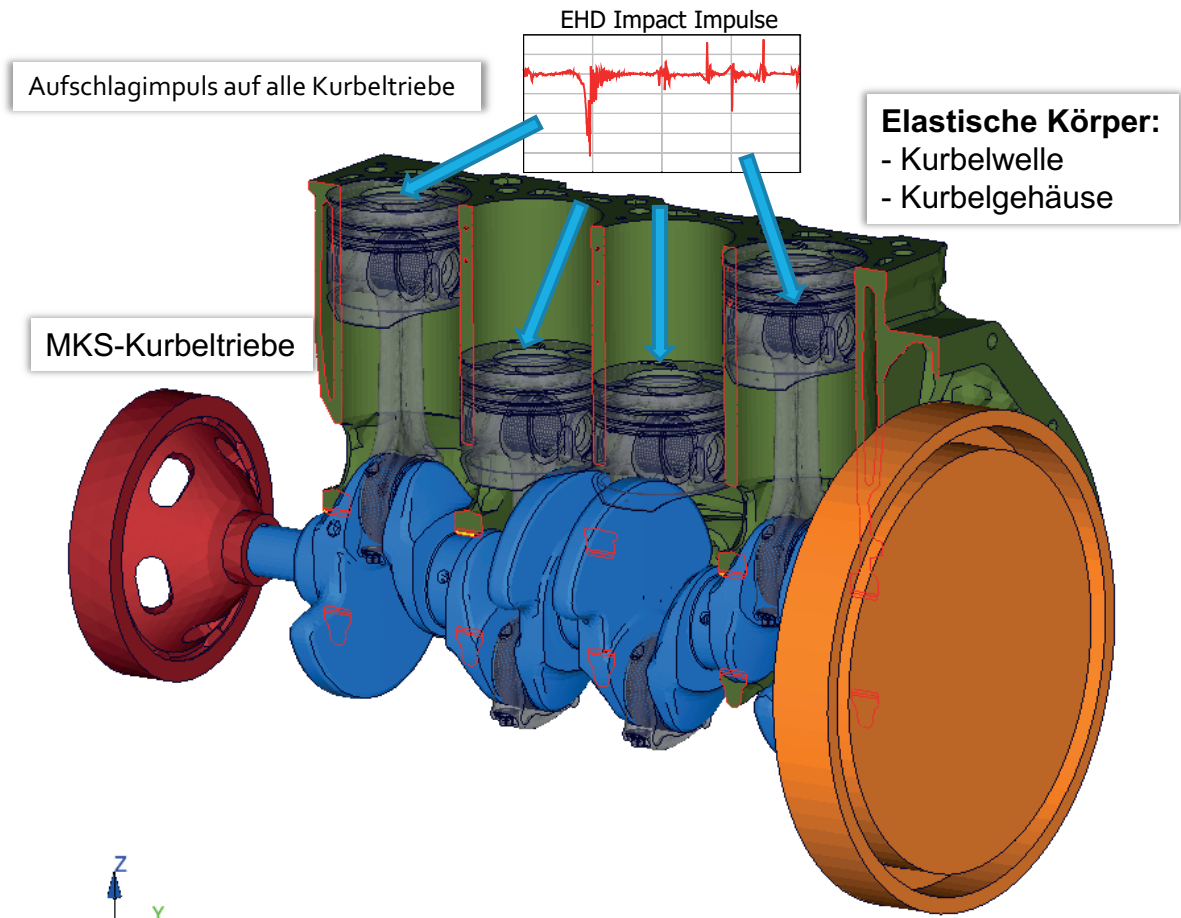


Bild 11: Schnelles MKS-Modell zur Körperschall-Analyse

2. Körperschallanalyse

In diesem Kapitel wird das Körperschallverhalten der Gesamtstruktur und nicht nur die Oberflächenschnelle an einzelnen Punkten analysiert. Außerdem wird diese Analyse aus Rechenzeitgründen im Frequenzbereich durchgeführt. Daher ist es notwendig, die Ergebnisse aller Oberflächenknoten der elastischen MKS-Simulation mit Berücksichtigung der EHD-Kontakte aus Kapitel 1.4 einer Fast Fourier Transformation (FFT) zu unterziehen.

In Bild 12 ist der resultierende Summenpegel der Schallschnelle an der Oberfläche des schwingenden ZKGs dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Grundcharakteristik des Schwingungsverhaltens bei allen drei betrachteten Kurbeltriebmodifikationen erhalten bleibt. Durch die logarithmische Skala in Dezibel (dB) erscheinen die Unterschiede zwischen den Konfigurationen vergleichsweise gering. Dennoch wird klar, dass die druckseitige Desachsierung mit reduziertem Kolbenspiel die günstigste Designvariante hinsichtlich der durch den Kolbensschlag verursachten Strukturschwingungen ist. Eine nähere Analyse der Ergebnisse in Bild 12, beispielsweise im Bereich der Zylinder, zeigt, dass auch die druckseitige Desachsierung ohne Änderung des Kolbenspiels bereits deutlich geringere Schwingungsamplituden aufweist als die gegendruckseitige Desachsierung. Die Gegendruckseite ist in Bild 13 gekennzeichnet.

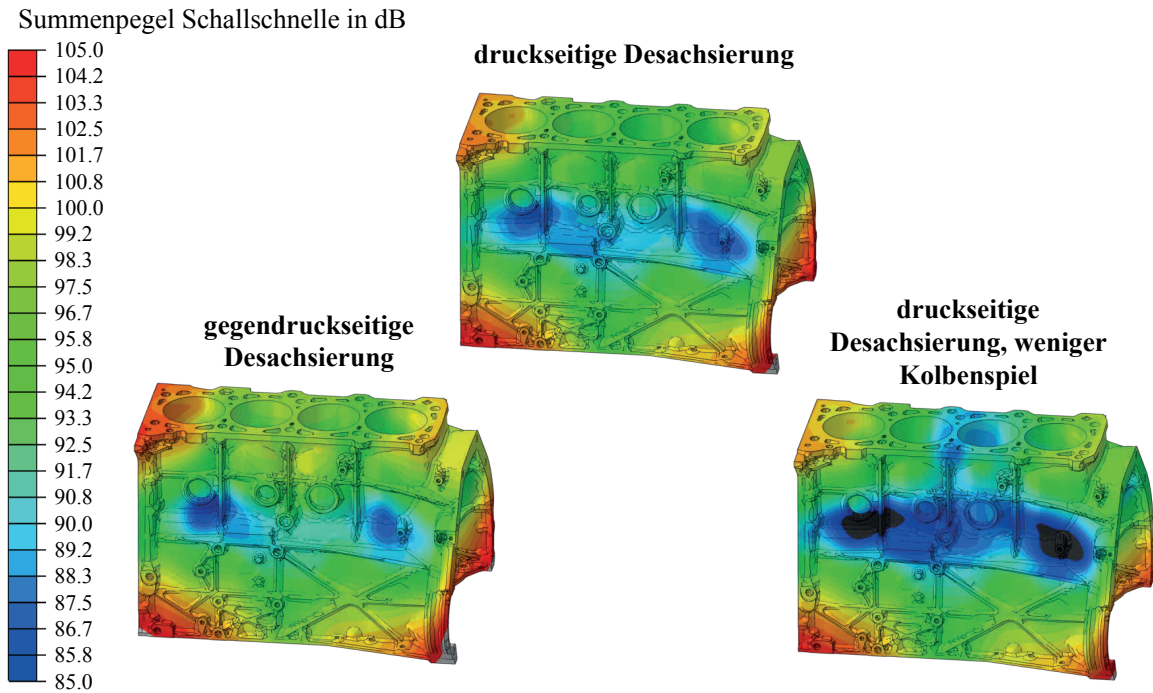


Bild 12: Schallschnellesummenpegel der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen

Neben dem Summenpegel der Schallschnelle ist es auch möglich, einzelne Frequenzen zu analysieren, um mögliche Ursachen für bestimmte tonale Komponenten oder dominante Frequenzanteile zu erkennen. Durch die frequenzspezifische Analyse ist es auch möglich, die Frequenzbereiche zu identifizieren, in denen die untersuchte Designmodifikation wirksam ist.

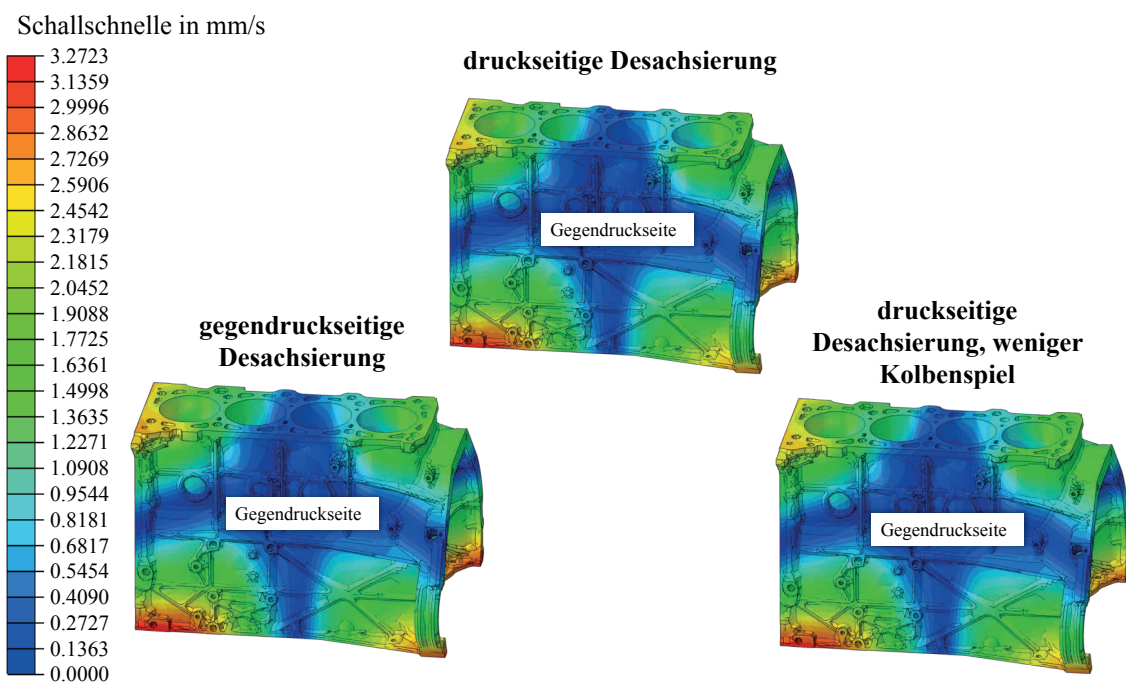


Bild 13: Körperschallergebnis der verschiedenen Kurbeltriebdesigns bei 217 Hz

Die Bilder 13 und 14 zeigen exemplarisch das Körperschallverhalten bei zwei einzelnen Frequenzen. Dabei ist klar erkennbar, dass es Frequenzen gibt, bei denen durch die Variation der Desachsierung und des Kolbenspiels kaum Unterschiede im Körperschallverhalten verursacht werden; siehe dazu die in Bild 13 analysierte Frequenz von 217 Hz. Andererseits können die durchgeführten Designvariationen in anderen Frequenzen sehr große Unterschiede hervorrufen; siehe dazu das Körperschallverhalten bei 2100 Hz, das in Bild 14 gezeigt ist.

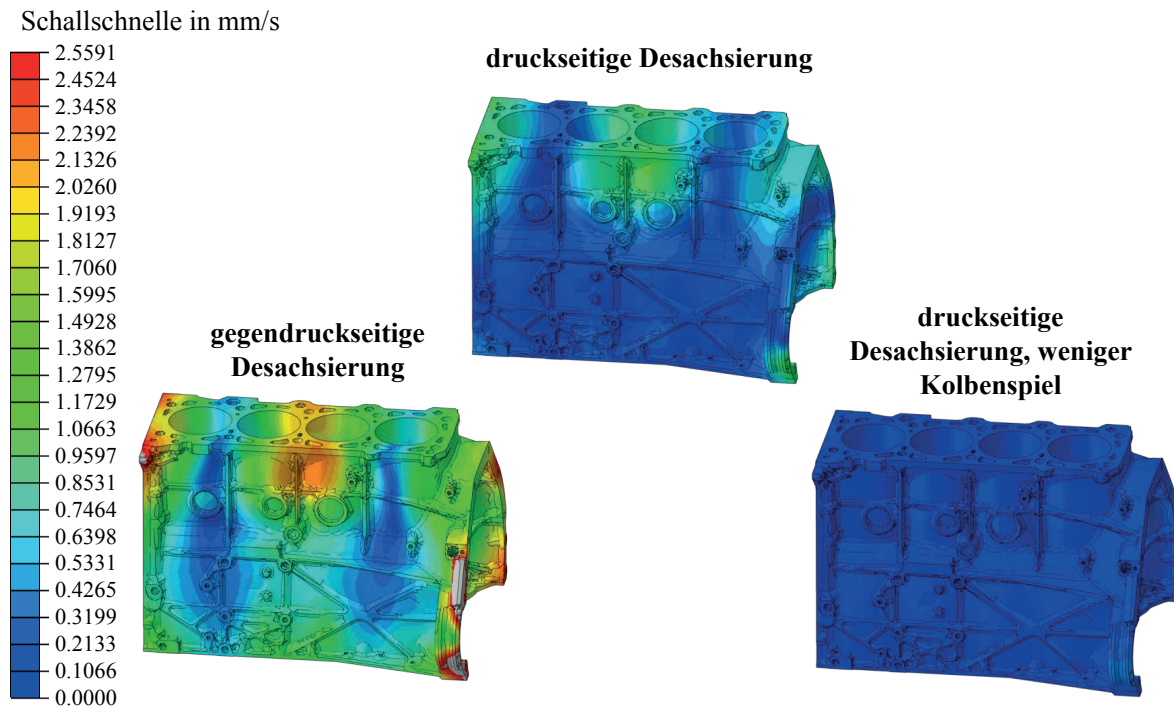


Bild 14: Körperschallergebnis der verschiedenen Kurbeltriebdesigns bei 2100 Hz

Zur detaillierten Analyse des aus diesen Schwingungen resultierenden akustischen Verhaltens der unterschiedlichen Kurbeltriebmodifikationen wird im nachfolgenden Kapitel eine Akustiksimulation durchgeführt, mit der die Schallabstrahlung in das umgebende Luftvolumen berechnet wird.

3. Luftschallanalyse

In diesem Kapitel wird die Schallabstrahlung in das umgebende Luftvolumen, die aus dem Verbrennungsprozess bzw. der Kurbeltriebdynamik resultiert, näher analysiert. Die erforderlichen Akustiksimulationen wurden mit Hilfe der FEM durchgeführt. Bild 15 zeigt das dafür entwickelte Modell. Die Umgebungsluft wurde als kugelförmiges Volumen um die abstrahlende Struktur modelliert. Die Luft wurde mit quadratischen Tetraederelementen diskretisiert, die aus Effizienzgründen zur Peripherie hin größer werden. Auf der Kugeloberfläche wurde eine maximale Elementkantenlänge von 20 mm gewählt und im Inneren der Kugel, an der Schnittfläche zur abstrahlenden Struktur, beträgt die maximale Elementkantenlänge 6,5 mm. Diese Abmessungen haben sich im vorliegenden Fall aus Konvergenzstudien als optimale Größen ergeben. Auf der Oberfläche der Struktur

wurden quadratische Dreiecksschalenelemente angeordnet, die als spezielle Interface-Elemente angesehen werden können. Mit diesen Interface-Elementen werden die berechneten Oberflächenschnellen in Schalldruckwerte umgerechnet. Insgesamt besteht das entwickelte und verifizierte FE-Modell aus mehr als 900.000 Elementen mit über 1,2 Millionen Knoten. Die Akustiksimulationen können ungekoppelt durchgeführt werden, da die Rückwirkung der Umgebungsluft auf die sehr viel steifere Aluminiumstruktur des ZKG vernachlässigt werden kann. Aus diesem Grund besteht das Modell ausschließlich aus dem Luftvolumen und der Strukturoberfläche des ZKG, die zur Erregung der angrenzenden Luft genutzt wird. Auf die Knoten der Interface-Elemente werden die zuvor in der Schwingungsanalyse berechneten Ergebnisse als Randbedingungen aufgebracht. Aufgrund einer identischen Diskretisierung der Strukturoberfläche und des daran anschließenden Luftvolumens werden Interpolationsfehler vermieden. Die Ergebnisse der Schwingungsanalyse aus Kapitel 1.4 liegen als Zeitsignale vor, werden aber für die Akustiksimulationen im Frequenzbereich benötigt. Folglich müssen die Ergebnisse der einzelnen Knoten mittels FFT in den Frequenzbereich transformiert werden. Für diesen Zweck wurde eine Matlab-Schnittstelle programmiert, die außerdem auch die Zuordnung der Knoten für die Definition der Randbedingungen übernimmt.

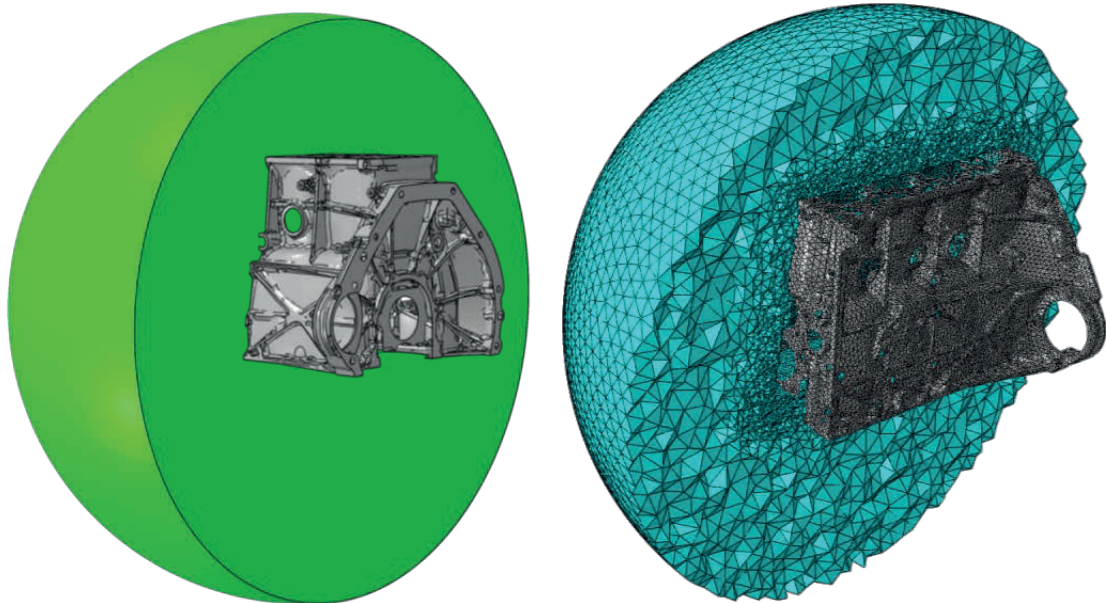


Bild 15: links: Mittelschnitt der Luftkugel, rechts: FE-Modell der Luftkugel und der Oberfläche der Struktur

Im vorliegenden Beitrag wird die Schallabstrahlung unter Freifeldbedingungen untersucht, d.h. es darf am Rand des diskretisierten Luftvolumens nicht zu Reflexionen von Schallwellen kommen. Zur Erfüllung dieser Sommerfeldschen Abstrahlrandbedingung [5] werden impedanzbasierte absorbierende Randbedingungen [6] auf der Kugeloberfläche definiert. Diese haben gegenüber alternativen Methoden den Vorteil, dass sie keine zusätzlichen Elemente oder Freiheitsgrade benötigen und somit effizienter sind. Zur weiteren Effizienzsteigerung ist es möglich, ausschließlich Vielfache der halben Motorordnung zu berechnen, da bei Viertakt-Verbrennungsmotoren (unabhängig von der Zylinderanzahl) lediglich diese Frequenzen einen signifikanten Einfluss auf das Gesamtgeräusch haben [7].

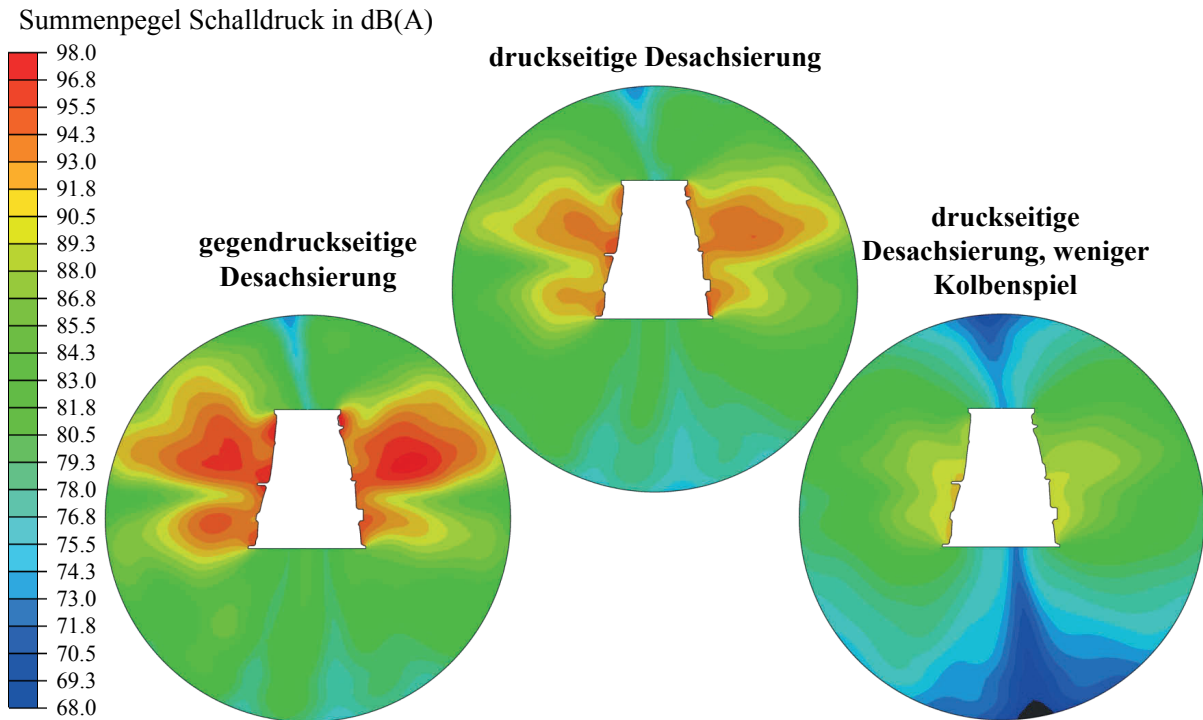


Bild 16: Schalldrucksummenpegel der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen

In Bild 16 sind die A-bewerteten Schalldrucksummenpegel der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen in der Kugelmittlebene senkrecht zur Kurbelwellenachse gegenübergestellt. Diese Schnittenebene ist auf der linken Seite in Bild 15 dargestellt und zusätzlich in Bild 18 und Bild 19 jeweils durch die schwarz gestrichelte Linie gekennzeichnet. Im Summenpegel ist der Einfluss der unterschiedlichen Desachsierungsvarianten sehr deutlich zu erkennen. Die Kurbeltriebmodifikationen verursachen eine Änderung des Aufschlagimpulses des Kolbens als Haupterregungsquelle in Amplitude und Ort. Qualitativ ist die Schalldruckverteilung in beiden Fällen sehr ähnlich, aber hinsichtlich der Schalldruckamplituden bewirkt die druckseitige Desachsierung eine Pegelreduktion von etwa 4-5 dB(A). Die Verringerung des Kolbenspiels zeigt bei der druckseitigen Desachsierung einen noch größeren Einfluss und reduziert den Schalldruckpegel allseitig um etwa 5-6 dB(A). Die Grundcharakteristik der Schallabstrahlung bleibt auch in diesem Fall nahezu unverändert.

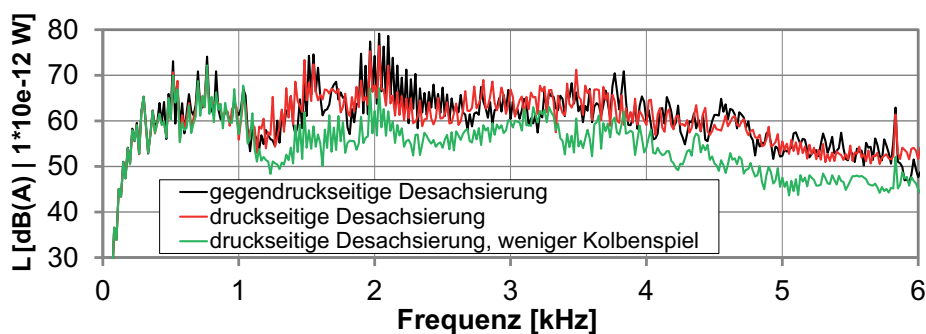


Bild 17: Schalleistungsspektrum der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen

Das zugehörige Schalleistungsspektrum ist in Bild 17 dargestellt. Die Schalleistung wurde dafür auf der Kugeloberfläche berechnet. Der Vergleich der drei Varianten des Kurbeltriebdesigns ergibt zunächst das gleiche Resultat wie die Analyse von Bild 16. Die druckseitige Desachsierung verringert den Kolbenschlag im akustisch positiven Sinne und eine Reduktion des Kolbenspiels bewirkt eine deutliche zusätzliche Verbesserung, so dass die resultierende Schalleistung in einzelnen Frequenzbereichen um bis zu 20 dB(A) sinkt. Allerdings offenbart Bild 17 auch, dass die Kurbeltriebmodifikationen erst ab etwa 1,1 kHz einen signifikanten Einfluss haben. Im Frequenzbereich unter 350 Hz sind keine Unterschiede zu erkennen und zwischen 350 und 1100 Hz sind die Unterschiede vergleichsweise gering. Dies ist auch die Erklärung für die vergleichsweise geringen Unterschiede im Summenpegel der Schallschnelle (siehe Bild 12), da die tieferen Frequenzen mit ihren vergleichsweise hohen Amplituden das Gesamtschwingungsverhalten dominieren. Die Ergebnisse in diesem Kapitel (Kapitel 3) zeigen allerdings, dass die drei Designvarianten trotzdem signifikante Unterschiede bezüglich des resultierenden akustischen Verhaltens im A-bewerteten Luftschalldruckpegel verursachen.

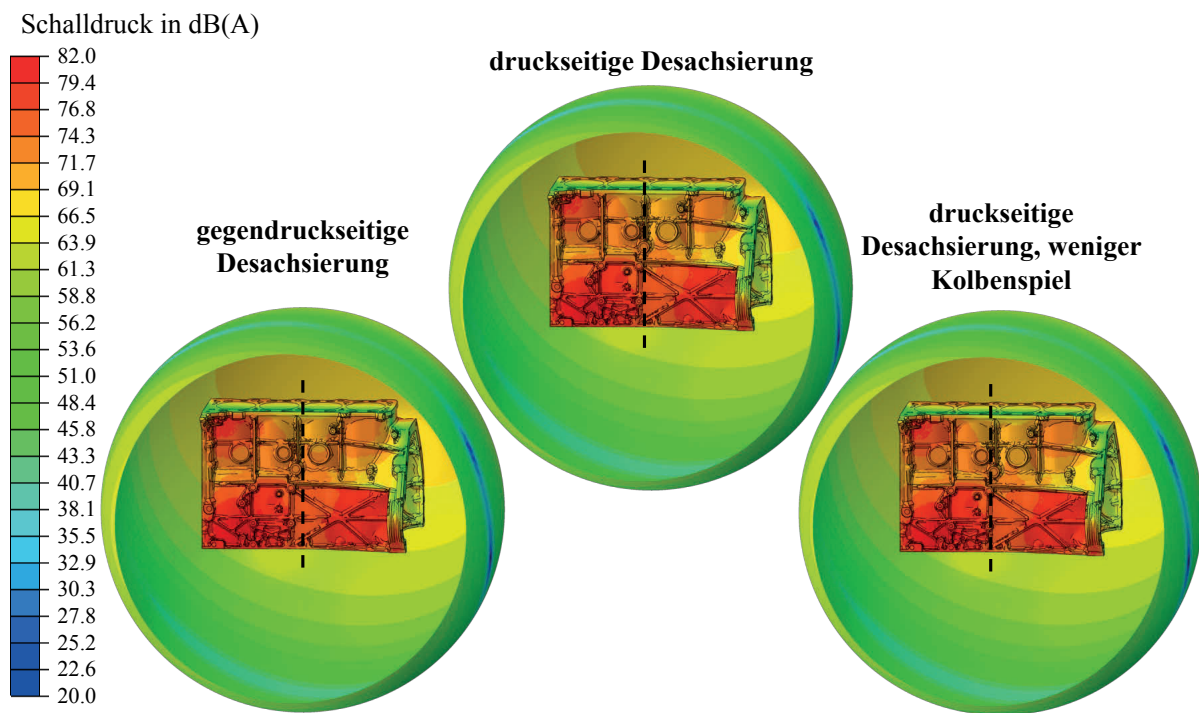


Bild 18: Schalldruckverteilung der verschiedenen Kurbeltriebdesigns bei 217 Hz

Zur näheren Analyse dieser Beobachtung werden in Bild 18 und Bild 19 die Schalldruckverteilungen bei zwei einzelnen Frequenzen näher betrachtet. Die Ergebnisse der zugehörigen Körperschallanalysen sind in Bild 13 und Bild 14 zu finden. In Bild 18 ist die Schalldruckverteilung bei 217 Hz dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Unterschiede zwischen den verschiedenen Konfigurationen marginal sind. Das bestätigt die Beobachtung, dass die Modifikationen des Kurbeltriebs unter 350 Hz keinen wesentlichen Einfluss haben (siehe Bild 17). Folglich ist in diesem Frequenzbereich ein Parameter die Hauptursache der Schallemission, der kaum durch die Änderung der Desachsierung oder des Kolbenspiels beeinflusst wird.

Die Amplituden in diesem Frequenzbereich sind bereits durch die A-Bewertung stark abgeschwächt, aber dennoch nicht vernachlässigbar klein. Aus diesem Grund sollten zusätzliche konstruktive Möglichkeiten untersucht werden, um auch hinsichtlich der tiefen Frequenzen unter 350 Hz bzw. 1000 Hz eine signifikante Reduktion der Schallabstrahlung zu erreichen.

Im Unterschied zu Bild 18 zeigt Bild 19 die Schalldruckverteilung der drei Konfigurationen bei einer Frequenz von 2100 Hz. Das Bild 17 zeigt, dass für diese beiden Frequenzen die Unterschiede am größten sind. Die bisherigen Beobachtungen werden auch durch das Bild 19 bestätigt. Es zeigt sich, dass die druckseitige Desachsierung im Vergleich zur gegendruckseitigen Desachsierung einen wesentlich geringeren Schalldruckpegel aber eine sehr ähnliche Abstrahlcharakteristik aufweist. Ein verringertes Kolbenspiel bewirkt eine zusätzliche Pegelreduktion, die größer ist als der Unterschied zwischen druck- und gegendruckseitiger Desachsierung. Die Abstrahlcharakteristik wird dabei immer durch die Eigenfrequenzen bestimmt und ist somit systemabhängig. Eine Änderung der Anregung durch Kurbeltriebmodifikationen kann sowohl die Amplitude der resultierenden Schallabstrahlung als auch das Zusammenspiel der angeregten Eigenmoden ändern. Letzteres geschieht, wenn einzelne Moden durch eine Änderung des Anregungsortes unterschiedlich stark oder möglicherweise gar nicht mehr angeregt werden. Wegen der lediglich geringfügigen Änderungen des Anregungsortes ist das qualitative Abstrahlverhalten im vorliegenden Fall nahezu identisch.

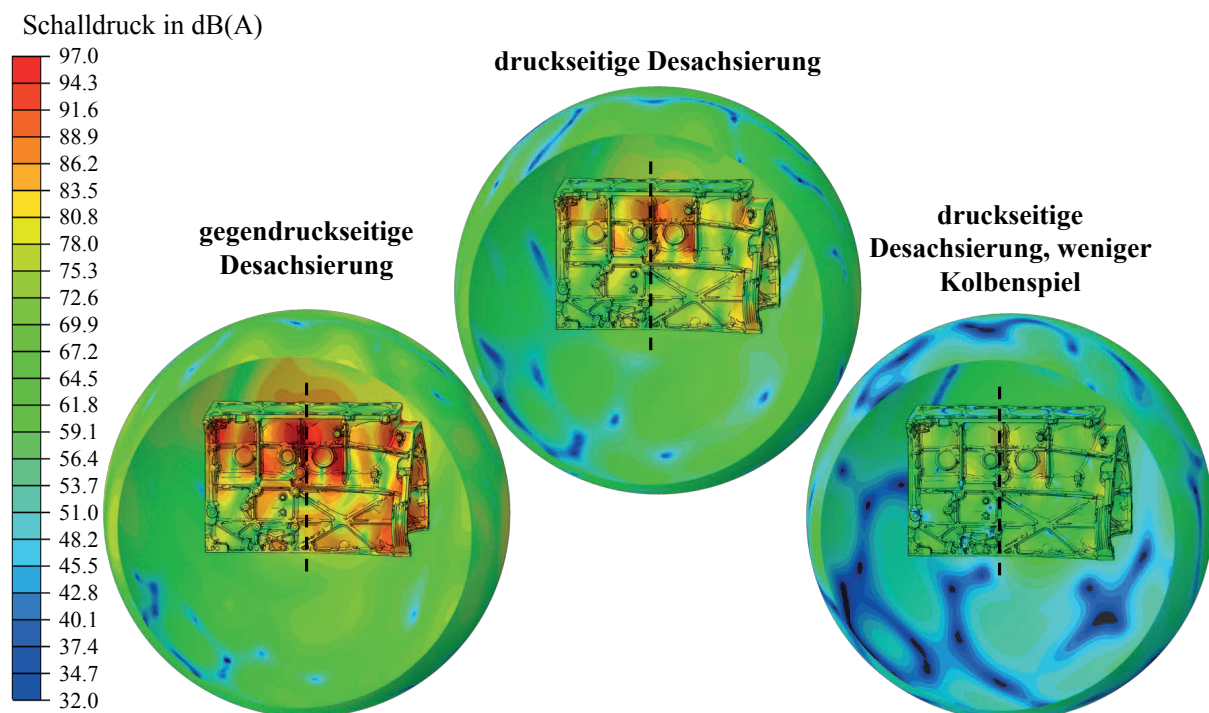


Bild 19: Schalldruckverteilung der verschiedenen Kurbeltriebdesigns bei 2100 Hz

Die hier vorgestellten Analysen dienen der Bewertung der Wirksamkeit der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen und nicht der akustischen Bewertung des Motors an sich. Für eine solche Bewertung ist die alleinige Betrachtung des ZKG nicht ausreichend. So hat beispielsweise die Ölwanne einen maßgeblichen Einfluss

auf das akustische Gesamtverhalten. Zum einen ist die Ölwanne oft ein tragendes Bauteil, das das ZKG zusätzlich stark versteift, zum anderen ist sie selbst eine der dominanten Abstrahlungsquellen eines Verbrennungsmotors.

4. Psychoakustische Auswertung

Eine psychoakustische Analyse berücksichtigt Einflussfaktoren auf die auditive Wahrnehmung des Menschen, die durch eine Auswertung des A-bewerteten Schalldruckpegels nicht erfasst werden. Beispielsweise hat in [7] eine psychoakustische Analyse verschiedener Konfigurationen einer Motorvollkapselung gezeigt, dass eine zusätzlich applizierte Schwerfolie zwar eine messbare Pegelreduktion von 2 dB(A) bewirkt, dieser Effekt aber durch die befragten Probanden nicht wahrgenommen wurde. Der Grund war in diesem Fall eine störende tonale Komponente, die durch den gesenkten Gesamtpegel in den Vordergrund trat. In diesem Kapitel wird die N_5 Perzentillautheit nach Zwicker [8] als eine der vier psychoakustischen Grundgrößen (Lautheit, Schärfe, Tonalität und Rauigkeit) näher betrachtet. Dazu wurden die im Frequenzbereich berechneten Simulationsergebnisse aus Kapitel 3 auralisiert und für jeden FE-Knoten das zugehörige Zeitsignal generiert [9]. Auf Basis dieser Signale kann die räumliche Verteilung der psychoakustischen Größen berechnet werden. Somit können auch die Richtcharakteristiken dieser Größen bewertet und die verschiedenen Designkonfigurationen diesbezüglich verglichen werden (siehe [9]).

In Bild 20 wird die Richtcharakteristik des A-bewerteten Schalldruckpegels und der N_5 Perzentillautheit verglichen. Dabei wird die gleiche Schnittebene wie in Bild 16 verwendet. Zur besseren Vergleichbarkeit sind beide Verteilungen auf ihren jeweiligen Maximalwert normiert dargestellt. Es wird deutlich, dass die Lautheitsbewertung neben einer anderen quantitativen Lautstärkebeurteilung auch bezüglich der Richtcharakteristik zu anderen Ergebnissen führt, aber eine A-Bewertung bereits die wesentlichen Grundcharakteristiken erfasst.

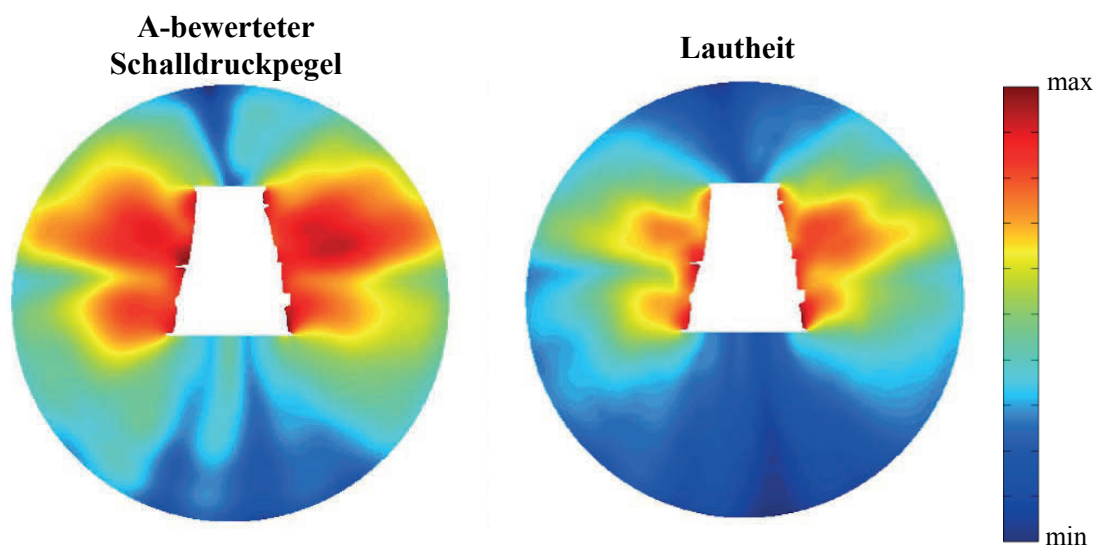


Bild 20: Normierte Verteilungen des A-bewerteten Schalldrucksummenpegels und der Perzentillautheit N_5 der druckseitigen Desachsierungsvariante ohne verändertes Kolbenspiel

Die Verteilungen der subjektiven Lautheit der drei verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen sind in Bild 21 gegenübergestellt. Eine Verdopplung der Lautheit in sone entspricht einem doppelt so laut empfundenem Geräusch. Die psychoakustische Analyse bestätigt die bisherigen Beobachtungen der vorherigen Analysen. Die gegendruckseitige Desachsierung ist auch hier wieder die akustisch ungünstigste Konfiguration und die druckseitige Desachsierung mit verringertem Kolbenspiel weist die kleinsten Lautheitswerte auf. Des Weiteren wirken sich die unterschiedlichen Modifikationen des Kurbeltriebs wieder fast ausschließlich auf die resultierenden Amplituden und kaum auf die resultierende Richtcharakteristik aus. Die Ursache dafür sind, wie bereits im vorherigen Kapitel erläutert, die Eigenmoden der Struktur, die vom dynamischen Verhalten des Gesamtsystems abhängen. Hinsichtlich der maximalen Lautheitsamplituden zeigt Bild 21, dass durch ein geeignetes Kurbeltriebdesign, wie im vorliegenden Beispiel, eine Reduktion von über 15 sone erreicht werden kann.

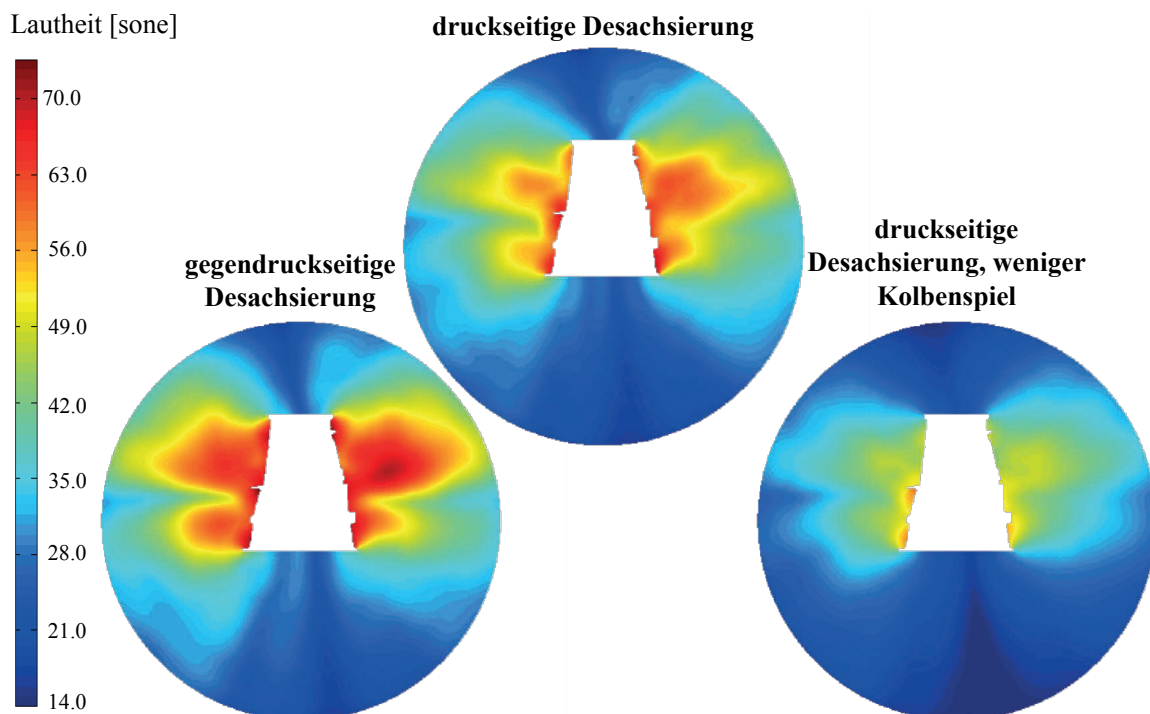


Bild 21: Lautheitsverteilung der drei verschiedenen Kurbeltriebdesigns

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Nutzung psychoakustischer Grundgrößen, wie der Lautheit, gegenüber dem einfachen A-bewerteten Schalldruckpegel einen Fortschritt darstellen. Allerdings ist eine Analyse unter Einbeziehung komplexer psychoakustischer Größen dringend zu empfehlen, um die menschliche Hörwahrnehmung bestmöglich abzubilden und zukünftig Produkte akustisch zu optimieren (siehe [9]).

5. Fazit und Ausblick

Die vorliegende Arbeit zeigt den Workflow von einer komplexen MKS/EHD Simulation über die Körperschall-Analyse bis hin zur Luftschall-Analyse mit

psychoakustischer Bewertung. In der MKS/EHD-Simulation eines Kurbelwellen/Kurbelgehäuse-Modells wird der Aufschlagimpuls der Kolben auf das Kurbelgehäuse als Quelle für die Körperschallabstrahlung untersucht. Variationsparameter sind hierbei die Kolbenbolzen-Desachsierung und das Kolbenlaufspiel im Kurbelgehäuse. Zur realitätsnahen Abbildung der Vorgänge werden neben der Elastizität von Kurbelgehäuse, Kurbelwelle und EHD-Kurbeltrieb auch die mischreibungsbehafteten elasto-hydrodynamischen Gleitpaarungen Kolben/Kurbelgehäuse, Kolben/Bolzen und Pleuel/Bolzen berücksichtigt. Die MKS/EHD-Simulation zeigt einen deutlichen Einfluss der Desachsierung und des Laufspiels auf das Schwingungsverhalten des Kurbelgehäuses. In allen Analysen konnte der Einfluss von Desachsierung und Laufspiel ab einer Frequenz von ca. 1 kHz nachgewiesen werden. Die berechneten Oberflächenschwingungen dienen als Datenbasis für die Körperschallanalyse im Frequenzbereich. Die auf dem Körperschall beruhende Luftschallanalyse ermöglicht die Berechnung der Schalldruckverteilung im Freifeld eines kugelförmigen Luftvolumens unter Berücksichtigung der üblichen dB(A)-Bewertung. Im Vergleich dazu liefert eine psychoakustische Analyse darüber hinausgehende Erkenntnisse hinsichtlich der menschlichen Hörwahrnehmung und sollte daher bei zukünftigen akustischen Optimierungen Berücksichtigung finden.

Literatur

- [1] Schönen, Richard: Struktur-dynamische Mehrkörpersimulation des Verbrennungsmotors mit elasto-hydrodynamischer Grundlagerkopplung. Kassel: Kassel Univ. Press, 2003. ISBN 3–89958–507–0
- [2] Patir, N. und Cheng, H.S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Trans. ASME Ser. F, Journal of Lubrication Technology 100(1978), S. 12-17.
- [3] Greenwood, J.A. und Tripp, J.H.: The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, Proc. Instn. Mech. Engrs. 185, 1970-1971
- [4] FIRST: Programmsystem zur Berechnung gekoppelter Mehrkörpersysteme mit elastischen Strukturen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen (EHD/EMKS), www.IST-aachen.de
- [5] Ihlenburg, F.: Finite Element Analysis of Acoustic Scattering, Springer-Verlag New York, 1998
- [6] Givoli, D.: Computational Absorbing Boundaries, In Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids, Marburg, S., Nolte, B., (Eds.), Springer-Verlag Berlin, 2008
- [7] Duvigneau, F., Luft, T., Hots, J., Verhey, J.L., Rottengruber, H. und Gabbert, U.: Thermo-acoustic performance of full engine encapsulations - A numerical, experimental and psychoacoustic study, Applied Acoustics, Volume 102, 2016, pp. 79-87. DOI: 10.1016/j.apacoust.2015.09.012
- [8] Zwicker, E. und Fastl, H.: Psychoacoustics - Facts and Models. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 3. Aufl., 2006.

- [9] Duvigneau, F., Liefold, S., Höchstetter, M., Verhey, J. L., Gabbert, U.: Analysis of simulated engine sounds using a psychoacoustic model, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 366, 2016, pp. 544-555. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.11.034