

# Piezoaktorische Beeinflussung von Ölwanenschwingungen an einem Dieselmotor

Tommy Luft<sup>1</sup>, Stefan Ringwelski<sup>2</sup>, Ulrich Gabbert<sup>2</sup>, Wilfried Henze<sup>1</sup>, Helmut Tschöke<sup>1</sup>

<sup>1</sup> O.-v.-Guericke-Universität, Institut für Mobile Systeme, 39106 Magdeburg, E-Mail: tommy.luft@ovgu.de

<sup>2</sup> O.-v.-Guericke-Universität, Institut für Mechanik, 39106 Magdeburg, E-Mail: stefan.ringwelski@ovgu.de

## Einleitung

An der Geräusentstehung bei einem Fahrzeug sind wesentlich Strukturschwingungen beteiligt, die unter anderem durch die Verbrennung im Motor verursacht werden. Ein dominierender Strahler am Motor ist die Ölwanne. Aufgrund ihrer großflächigen und dünnwandigen Gestalt eignet sich die Ölwanne besonders für die aktive Schwingungs- und Schallreduktion mittels flächenförmiger piezoelektrischer Aktoren. In den vergangenen Jahren gab es bereits Forschungen zur piezoaktorischen Geräuschreduktion an PKW- [1] und LKW- [2] Ölwanne. Bei diesen Studien wurde die Ölwanne jedoch stets einzeln betrachtet, wodurch keine Ergebnisse zu den auftretenden Interaktionen zwischen Zylinderkurbelgehäuse (ZKG) und Ölwanne vorliegen.

Ausgehend von vorangegangenen Untersuchungen an einem Rumpfmotor [3], werden in diesem Beitrag bereits entwickelte Ansätze auf den Vollmotor übertragen und damit das Potential der aktiven Maßnahmen am Beispiel eines Vierzylinder-Dieselmotors analysiert und bewertet.

## Modellierung und Auslegung des Rumpfmotors

Aus der FEM-basierten Simulation des Rumpfmotors, der sich aus dem Verbund von Zylinderkurbelgehäuse und Ölwanne zusammensetzt, lässt sich das dynamische Verhalten bis 1000 Hz abschätzen. Die Modellvalidierung erfolgte anhand von experimentell bestimmten Frequenzgängen. Der Rumpfmotor wurde dabei durch einen piezoelektrischen Aktor an der Innenseite einer Ölwanneitenwand angeregt. Für die Bestimmung der Frequenzgänge wurde das Antwortverhalten des Systems exemplarisch an einem Oberflächenpunkt des Wannensbodens mittels Beschleunigungsaufnehmers (BA) ausgewertet. In Abb. 1 sind zwei dominierende Eigenfrequenzen bei ca. 580 Hz und 960 Hz zu erkennen, deren Verformungen am Ölwanneboden lokalisiert und als Hauptabstrahlmoden identifiziert werden konnten.

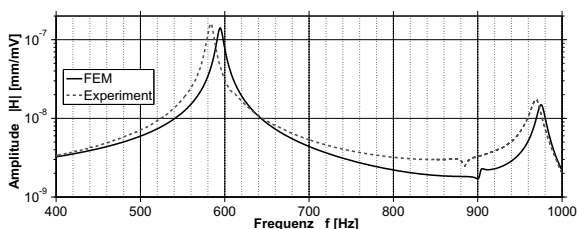


Abb. 1: Frequenzgänge des ungeregelten Rumpfmotors.

Nach dem Aufbau des strukturmechanischen Modells folgte die Festlegung der Aktorpositionen durch Auswertung der multiplikativ überlagerten modalen Dehnungen der Eigenformen. Abb. 2 zeigt links zwei genutzte Aktorpositionen, die aus dem modalen Dehnungsbild resultieren.

Als Regelung kam das klassische Regelgesetz der direkten Geschwindigkeitsrückführung im kollokalen Design zum

Einsatz. Die lokalen Regelkreise sind stabil, da der Ort der Signalmessung (Wegmessung mit Patchsensoren) mit dem Ort der Einwirkung der Aktorkräfte übereinstimmt. Die Dämpfung wird durch die Ableitung des Wegsignals, welche ein um 90° phasenverschobenes Gegensignal erzeugt, aktiv erhöht. Die Größe der aktiven Beeinflussung lässt sich mithilfe eines Verstärkungsfaktors steuern.

Im vorliegenden Beispiel werden zwei Aktor-Sensor-Paare genutzt, um unabhängige lokale Feedback-Regelkreise mit eigenständigen Verstärkungsfaktoren aufzubauen (siehe Abb. 2). Es zeigte sich, dass die Strukturschwingungen um bis zu 13 dB im Bereich der dominierenden Eigenformen reduziert werden können [3]. Der Rumpfmotor wurde auch mit Zylinderdruckspektren verschiedener stationärer Motorbetriebspunkte angeregt. Alle Versuche verdeutlichten messbare Schwingungsreduktionen in den Bereichen der Hauptabstrahlmoden, wobei jedoch keine realen Amplituden bei der Anregung mittels Piezoaktor erreicht werden konnten.

## Analyse des fremdangeregten Vollmotors

Für die Untersuchung der Wirksamkeit des entwickelten aktiven Systems am Vollmotor musste die Ölwanne präpariert werden. Der Außenmantel der Anschlussleitungen für die Patchsensoren (siehe Abb. 2) besteht deshalb aus einer bis 145 °C temperatur- und ölbeständigen Polyolefin-Copolymer Zusammensetzung. Zusätzlich wurden die Leitungen mit Kleber fixiert und die Patche mit einer ölbeständigen elastischen Dichtmasse abgeschirmt.

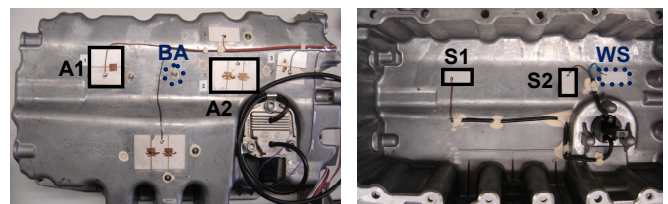


Abb. 2: Ölwannenaußenseite mit Piezoaktoren (A) und Beschleunigungsaufnehmer (BA), (links); Gespiegelte Innenseite mit kollokalen Patchsensoren (S) und Wegsensor (WS), (rechts).

Die Anregung des Vollmotors erfolgte wie beim Rumpfmotor an einer Ölwanneitenwand. Mithilfe eines dSPACE-Systems wurde neben der beschriebenen Regelung ein Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 1,3 kHz realisiert, um ein Übersteuern des Systems zu vermindern. In Abb. 3 zeigt sich bezogen auf die Eigenformen bei 640 Hz eine Amplitudenreduktion von 4 dB und bei 880 Hz eine Reduktion von 1,5 dB am Ölwanneboden infolge der direkten Geschwindigkeitsrückführung. Die Frequenzverschiebungen der Eigenformen im Vergleich zum Rumpfmotor haben ihre Ursache in Masse- und Steifigkeitsvariationen des realen Systems. Die niedrigeren Dämpfungswerte resultieren aus der geringeren Ausprägung der Eigenformen aufgrund der Ölfüllung und der Dichtung zwischen ZKG und Ölwanne.

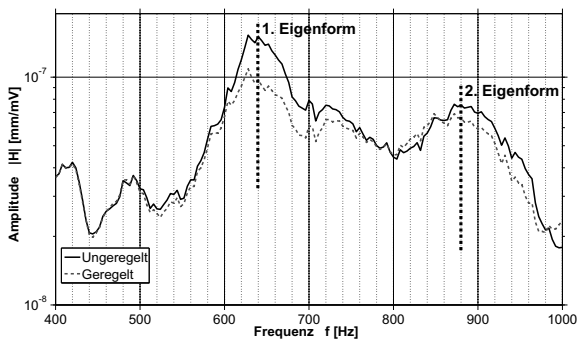


Abb. 3: Gemessene Frequenzgänge des unregulierten und geregelten Verhaltens der Ölwanne am Dieselmotor.

### Systemverhalten bei befeuerten Motor

Für die Verifikation unter realen Bedingungen wurde der Vierzylinder Common-Rail-Dieselmotor auf einem dynamischen Motorprüfstand bei stationären Betriebspunkten und bei Motorhochläufen (900-3000 min<sup>-1</sup>; 20 Nm, 100 Nm, 150 Nm) untersucht. Zur Erfassung des Zylinderdrucks fand ein Indiziersystem Anwendung. Die Schwingungen am Ölwanneboden wurden wieder exemplarisch mittels Beschleunigungsaufnehmer (BA) und zusätzlich mit einem Patchsensor, der als repräsentativer Wegsensor (WS) fungiert, aufgezeichnet (siehe Abb. 2).

Vorangegangene Kohärenzauswertungen zeigten [3], dass im unteren Frequenzbereich das lineare direkte Verbrenungsgeräusch betriebspunktunabhängig am Motorblock dominiert. Somit kann der Zylinderdruck verwendet werden, um reale Motoranregungsspektren bis mindestens 1500 Hz an der Ölwanne zu simulieren. In Abb. 4 wird deshalb bei der Startdrehzahl von 900 min<sup>-1</sup> und geringer Last die Abhängigkeit der integrierten Beschleunigung am Ölwanneboden vom Zylinderdruck dargestellt. Im Frequenzbereich der zwei dominierenden Eigenformen zeigen sich im geregelten Verhalten Dämpfungen bis zu 8 dB bei geringstmöglichen realen Schwingungsamplituden. Der Dynamikbereich liegt bei 25 dB und ist damit vergleichbar mit der Dynamik der Frequenzgänge von Abb. 3.

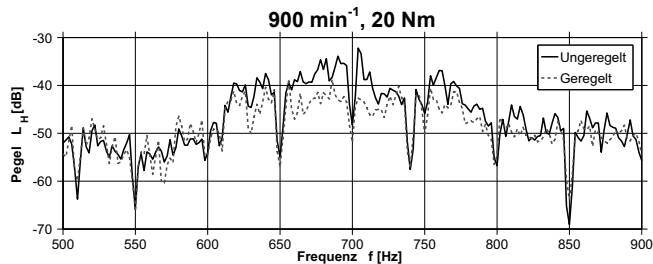


Abb. 4: Übertragungsfunktion aus der Schallschnelle am Ölwanneboden und dem Zylinderdruck.

Um das Potential des aktiven Systems bei höheren Drehzahlen und Lasten aufzuzeigen, wurden Motorhochläufe durchgeführt und als Campbell-Diagramme gegenübergestellt. Der Wegpegel des strukturintegrierten Patchsensors (WS) bildet dabei das Gesamtschwingungsverhalten der Ölwanne gut ab. Die Messungen zeigten, dass die von den Piezoaktoren in die Struktur eingebrachten Gegenkräfte bis zu einer Drehzahl von ca. 2000 min<sup>-1</sup> und einer Last von ca. 100 Nm Dämpfungen bewirken können. Bei höheren Lasten werden die realen Schwingungsamplituden für die gewählten piezokeramischen Patche zu groß. In Abb. 5 zeigen sich

zwischen 500 und 900 Hz Reduktionen des Wegpegels wie beim fremdangeregten Vollmotor von maximal 4 dB.

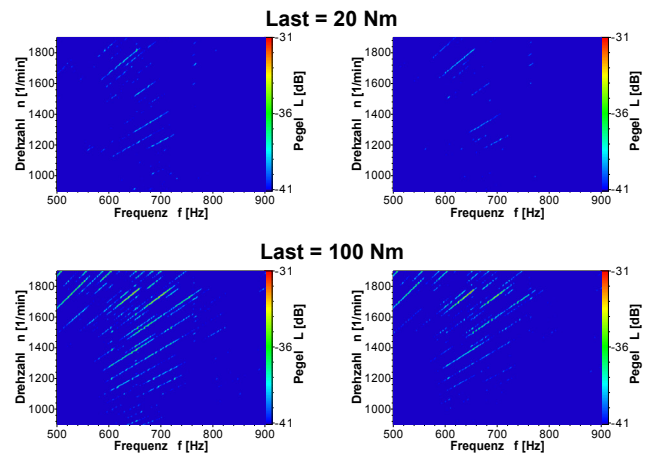


Abb. 5: Campbell-Diagramme des unregulierten (links) und des geregelten (rechts) Verhaltens der Ölwanne am Motor.

Abschließend wird in Abb. 6 die aus der gemessenen Beschleunigung berechnete Schallschnelle ausschnittsweise im Bereich der ersten Eigenform betrachtet. Aufgrund der geringeren Zündfrequenz bei 900 min<sup>-1</sup> kann im Vergleich zu 1500 min<sup>-1</sup> eine um 1 dB höhere Dämpfung (4 dB statt 3 dB) erzielt werden.

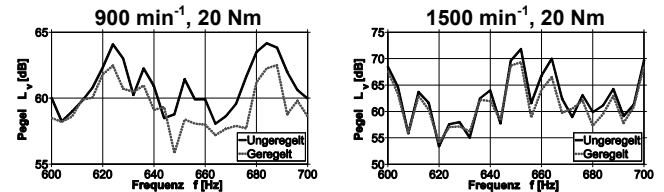


Abb. 6: Vergleich der Schallschnelle am Ölwanneboden im Bereich der 1. Eigenform bei zwei Betriebspunkten.

Die Ergebnisse des unregulierten und geregelten Verhaltens bei befeuerten Motor zeigen die Wirksamkeit des entwickelten aktiven Gesamtsystems in dem Frequenzbereich, wo aktive Systeme erfolgreich angewendet werden können. Leistungsfähigere Patche und die Implementierung einer bereits am Rumpfmotor erfolgreich erprobten adaptiven Regelungsstruktur [3] sollen zukünftig den Regelerfolg erhöhen.

### Danksagung

Die Arbeit entstand im Rahmen des Projektes „Competence in MObility“, das vom Land Sachsen-Anhalt und von dem Europäischen Fonds für regionale Entwicklung unterstützt wird.

### Literatur

- [1] Redaelli, M. et al.: Different techniques for active and passive noise cancellation at powertrain oil pan. Proceedings of Adaptronic Congress (2007), 8pp
- [2] Heintze, O.; Misol, M.; Algermissen, S.; Hartung, C. F.: Active Structural Acoustic Control for a Serial Production Truck Oil Pan: Experimental Realization. Proceedings of Adaptronic Congress (2008), 147-153
- [3] Luft, T.; Ringwelski, S.; Gabbert, U.; Henze, W.; Tschöke, H.: Active Noise and Vibration Control of a Stripped Car Engine Using Different Piezoelectric Actuators. Proceedings of INTER-NOISE (2010), 11pp